

FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR SOLARE ENERGIESYSTEME, ISE



JAHRE WÄRMEPUMPEN-MONITORING AM FRAUNHOFER ISE

WÄRMEPUMPEN IN BESTANDSGEBÄUDEN

Abschlussbericht des Projektes
„WP-QS im Bestand“

WP-QS IM BESTAND

Entwicklung optimierter Versorgungskonzepte und nachhaltiger Qualitätssicherungsmaßnahmen für Wärmepumpen im EFH-Bestand

Danny Günther, Jeannette Wapler, Sebastian Herkel, Sebastian Helmling, Konstantin Geimer, Dr.-Ing. Marek Miara, Björn Nienborg, Annette Uhl, Janis Kähler, Robert Langner

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
in Freiburg

Datum des Berichts: 25.11.2025 (2. Fassung)

Projektpartner: Bosch Thermotechnik GmbH, Glen Dimplex Deutschland GmbH, Lechwerke AG, Max Weishaupt GmbH, NIBE Systemtechnik GmbH, Panasonic Heating & Ventilation Air-Conditioning Europe, DAIKIN Airconditioning Germany, Viessmann Werke GmbH & Co. KG, Stadtwerke Stuttgart GmbH, Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Vaillant GmbH

Förderkennzeichen: 03EN2029A

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autor*innen.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung / Summary

1	Kurzfassung / Summary	6
2	Einleitung	16
2.1	Projektziele und Rahmenbedingungen	16
2.2	Anmerkungen zum Bericht	17
3	Monitoring Konzept	19
3.1	Monitoring-Prozessschritte	19
3.2	Methodik zur Bewertung der Gebäude	21
3.3	Messtechnik	23
3.3.1	Stromzähler	25
3.3.2	Wärmemengenzähler	26
3.3.3	Gaszähler	26
3.3.4	Temperaturfühler	27
3.4	Fehlergrenzen der Messtechnik	27
3.5	Messdatenerfassungssystem	29
3.6	Erweiterung des Monitoring-Konzeptes	31
3.6.1	Fokus Schallmessung	31
3.6.2	Fokus PV-optimierte Systeme	33
4	Charakterisierung der Messobjekte	34
4.1	Gebäude	34
4.1.1	Gebäudetyp und Gebäudefläche	34
4.1.2	Spezifischer Wärmeverbrauch	35
4.1.3	Baualter	37
4.1.4	Sanierungsgrad	37
4.2	Wärmequellenanlage	41
4.3	Wärmepumpengeräte	41
4.4	Hydraulische Einbindung und Wärmenutzungsanlage	45
4.4.1	Raumheizung: Wärmeübergabesystem	45
4.4.2	Raumheizung: Hydraulische Einbindung	48
4.4.3	Hydraulik Umschaltung Trinkwassererwärmung Raumheizung	54
4.4.4	Trinkwassererwärmung	55
4.5	Weitere Wärmeerzeuger	56
4.6	Witterungsbedingungen im Messzeitraum	58
4.7	Temperatur Raumheizung	60
5	Effizienzanalyse	66
5.1	Definition der Anlagengruppen	66
5.2	Definition der Bilanzgrenzen für die Berechnung der Arbeitszahlen	66
5.3	Effizienz und Einflussgrößen (Fokus Erzeugerarbeitszahl)	69
5.3.1	Wärmequelle Außenluft	69
5.3.2	Wärmequelle Erdreich	79
5.4	Wärmequellen Außenluft und Erdreich mit Fokus Systemarbeitszahl	82
5.5	Effizienzanalyse über mehrere Jahre	85
5.6	Effizienz und Betriebsbedingungen vor dem Hintergrund von Baualter und Sanierungsgrad der Gebäude	89
5.6.1	Wärmequelle Außenluft	89
5.6.2	Wärmequelle Erdreich	92
6	Detailanalyse zur Effizienz und Betriebsverhalten	94
6.1	Auslegung der Wärmepumpe	94
6.2	Einsatz Elektroheizstab	96
6.3	Schalthäufigkeiten	98
6.4	Temperatur Raumheizung vor und nach Speicher	103
6.4.1	Heizungsspeicher in paralleler Einbindung	103

6.4.2	Heizungsspeicher in serieller Einbindung	108
6.5	Kombispeicher	111
6.6	Bivalente Systeme	117
6.7	Gütegrad	122
6.8	Auffälligkeiten im Betriebsverhalten	125
6.8.1	Übersicht	125
6.8.2	Fehlströmungen: hydraulikbedingt	126
6.8.3	Fehlströmung: regelungsbedingt	127
7	Treibhausgasemissionen	130
7.1	Bewertung der Treibhausgas-Emissionen	130
7.2	Bewertung der THG-Emissionen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren	131
7.2.1	Einleitung und Hinweise	131
7.2.2	Methodik	131
7.2.3	Ergebnisse	133
7.2.4	Fazit und Ausblick	143
8	Bewertung PV-optimierten Wärmepumpenbetriebes	145
8.1	Analyse lokale Optimierung	145
8.1.1	Einleitung	145
8.1.2	Datenbasis und Methodik	146
8.1.3	Eigenverbrauch und Autarkiegrad	149
8.1.4	Betriebsanalysen Einzelanlagen	153
8.1.5	Detailanalyse zur Effizienzminderung bei PV-optimierten Betrieb	170
8.1.6	Stromkosten	172
8.2	Analyse auf Ebene der elektrischen Niederspannungsverteilnetze	181
8.2.1	Methodik zur Netzmodell-Erstellung	181
8.2.2	Methodik zur Szenario- und Zeitreihenerstellung	182
8.2.3	Auswirkung der Wärmepumpenbetriebsführung auf Niederspannungsverteilnetze	185
9	Schallmessung bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen	189
9.1	Beschreibung der Messobjekte	189
9.2	Ansatz zur Datenauswertung	191
9.3	Ergebnisse	193
9.4	Diskussion und Schlussfolgerungen zu den Schallmessungen	197
10	Qualitätssicherung effizienter Wärmepumpenbetrieb	199
10.1	Prozessdarstellung	199
10.2	Maßnahmen der Qualitätssicherung – Ableitung aus den Messungen	200
10.3	Normative Grundlagen und Methoden der Beratung	206
10.3.1	Abgleich mit Normen	206
10.3.2	Integration in die Beratung	207
10.4	Zusammenfassung der Qualitätssicherungsansätze	210
	Abbildungsverzeichnis	211
	Tabellenverzeichnis	218
	Abkürzungsverzeichnis	219
	Literaturverzeichnis	221
	Anhang 224	
A1	Kriterien für die Auswahl von Messobjekte im Forschungsvorhaben „WP-QS im Bestand“	224
A2	Mehrdimensionale Darstellung der Abweichung des WP-Strommix gegenüber dem Erzeugungstrommix für 2017 - 2024	226
A3	Heatmaps der stromseitigen Emissionsfaktoren von 2017 bis 2024	227
A4	Betriebscharakteristika Anlagen mit PV-Eigenverbrauchsoptimierung	228
A5	Temperatur Raumheizung: Methodik Fitfunktion	230

		Kurzfassung / Summary
A6	Vorlauftemperatur Raumheizung: Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur (Beispiele)	230
A7	Vorlauftemperatur, Volumenstrom und Leistung Raumheizung: Zeitreihe eines Tages von ausgewählten Beispielen	232
A8	Fehlströmungen: Beispiele	234
A9	Methode der Analyse der Schaltheufigkeiten	241

1 Kurzfassung / Summary

Im Rahmen des Forschungsprojekts „WP-QS im Bestand“ wurden unterschiedliche Fragestellungen rund um den Betrieb von Wärmepumpen in bestehenden Einfamilienhäusern adressiert. Im Zentrum stand die detaillierte messtechnische Untersuchung von 77 Wärmepumpenheizungsanlagen, um die Effizienz und das Betriebsverhalten zu demonstrieren, detailliert zu analysieren sowie Maßnahmen zur Qualitätssicherung abzuleiten. Weitere Schwerpunkte betrafen die Schallmessung bei Außenluft-Wärmepumpen, den PV-optimierten Betrieb von Wärmepumpen sowie die bivalenten Heizungssysteme. Eine weiterführende Einordnung der Ergebnisse erfolgte im Rahmen einer Analyse der Treibhausgasemissionen, wobei auch zeitvariable Faktoren berücksichtigt wurden.

Der untersuchte **Anlagenpool** umfasst 61 Anlagen mit der Wärmequelle Außenluft und 16 Anlagen mit einer erdgekoppelten Wärmequelle. 58 Anlagen wurden durch die beteiligten 9 Wärmepumpenhersteller, 19 durch das Fraunhofer ISE in das Messprogramm eingebracht. Insgesamt sind es 43 Neuanlagen und 34 Anlagen, bei denen das Monitoring aus dem Vorgängerprojekt „WPsmart im Bestand“, teils mit aktuelleren Wärmepumpenmodellen, fortgesetzt wurde. Das Baualter der Gebäude reicht von 1826 bis 2015, wobei 83 % der Gebäude vor 1995 errichtet wurden. Die Gebäude jüngeren Baujahres wurden vor allem bzgl. der Auswertungen zum Thema „Kombination von Wärmepumpen und Photovoltaik“ herangezogen. Die beheizte Fläche reicht von 90 m² bis 370 m², wobei der Mittelwert bei 170 m² liegt. Alle Anlagen wurden mit umfangreicher und präziser Messtechnik zur Wärmemengen- und Strommessung ausgerüstet. Die Messwerte wurden im 30-Sekunden-Takt gespeichert. Die Auswertung der Messdaten erfolgte mit für jede der 77 Anlagen individuell angepassten, mehrstufigen Auswertungsroutinen.

Über eine Stammdatenerhebung wurden alle maßgeblichen Einflussfaktoren für die Effizienzkennzahlen und Betriebsbedingungen der Wärmepumpenheizungsanlagen zusammengetragen. Der energetische Zustand der Gebäudehülle wurde im Rahmen einer systematischen Analyse dokumentiert und ausgewertet. Bei den älteren Gebäuden (bis 1979) sind 95 % der Fenster, 82 % der Dächer, 56 % der Außenwände und 28 % der Kellerdecken energetisch saniert. Zum Vergleich und bezogen auf das Jahr 2016 lag die Sanierungsrate bei Gebäude von vor 1979 im Bundesdurchschnitt bei Dächern bei 59 %, bei Außenwänden bei 35 % und bei den Kellerdecken bei 16 %. Von den nach 1979 errichteten Gebäude erfuhr lediglich eines eine nennenswerte energetische Sanierung.

Bei den Außenluft/Wasser-Wärmepumpen sind 80 % mit einem Inverter ausgestattet, bei den Erdreich-Wärmepumpen liegt dieser Wert bei 63 %. Drei Viertel der untersuchten Wärmepumpen nutzen ein Kältemittel mit einem GWP größer als 1000, 8 % verwenden R290 als Kältemittel. Bzgl. der Wärmeübergabesysteme sind in jeweils ca. 25 % der Messobjekte entweder Heizkörper oder Fußbodenheizungen installiert. Etwa die Hälfte der Anlagen nutzen kombinierte Systeme bestehend aus Heizkörpern und Fußbodenheizung. In drei Gebäuden werden Gebläsekonvektoren eingesetzt. 84 % der Anlagen haben einen Heizstab als Backup, 13 Anlagen sind bivalent ausgeführt. Sechs dieser 13 Anlagen arbeiten mit einem Gaskessel oder einer Gastherme, zwei mit einem Ölkessel. Eine Anlage verfügt über einen Pelletkessel, 2 Kachelöfen sind hydraulisch mit dem Heizungssystem verbunden. Die mittleren Außenlufttemperaturen an den 77 Standorten in dieser Studie lagen im Zeitraum Juli 2021 bis Dezember 2024 leicht über dem langjährigen Mittel. Die Klimafaktoren an den Standorten reichten in den einzelnen Betrachtungszeiträumen von 1,12 bis 1,27. In der Hauptauswertperiode 2024 lag der Klimafaktor bei 1,20. Es traten selten Temperaturen unter -5 °C auf.

Für die Außenluft/Wasser-Wärmepumpen ergibt sich eine **Jahresarbeitszahl** im Mittel von 3,4, wobei die Bandbreite von 2,6 bis 4,9 reicht. Etwa 81 % der abgegebenen Wärme entfallen auf Raumheizung (RH), 19 % auf Trinkwassererwärmung (TWE), dieses Verhältnis gilt ebenso für die Erdreich-Wärmepumpen. Die Elektroheizstäbe haben im Mittel einen geringen Anteil (~1,3 % der elektrischen Arbeit; ohne bivalente Systeme ~1,6 %). Einzelne Ausreißer mit hohem Heizstabeinsatz waren auf Gerätestörungen oder Fehlern in der Parametrierung zurückzuführen. Für die Erdreich-Wärmepumpen ergibt sich eine Jahresarbeitszahl im Mittel von 4,3, wobei die Bandbreite von 3,6 bis 5,4 reicht. Bei diesen Anlagen liegt der Anteil der Heizstäbe im Mittel nahe 0 %. Korrelationen zwischen Effizienz zu unterschiedlichen Effizienzeinflüssen zeigten sich lediglich zu den Heizkreistemperaturen. Da in allen Baualtersperioden sehr ähnliche Temperaturen zur Raumheizung gemessen wurden, konnte auch kein Zusammenhang zwischen Effizienz und Baualter festgestellt werden. Die Untersuchung zeigt auch, dass ausreichend dimensionierte Heizkörper mit ähnlich niedrigen Temperaturen betrieben werden können wie Flächenheizungen. PV-optimierte und bivalente Anlagen zeigten bei der Auswertung keinen signifikanten Effekt auf Mittelwerte der Jahresarbeitszahlen. Die Systemarbeitszahl (Bilanzgrenze 5) liegt im Schnitt um ~15 % unter der Erzeugerarbeitszahl (Bilanzgrenze 3). Über mehrere Jahre zeigen sich bei vergleichbaren Wärmesenkentemperaturen stabile Jahresarbeitszahlen bei den einzelnen Anlagen. Gezielte Maßnahmen wie Wartung und Parametrierung der Anlage oder die Sanierung des Gebäudes verbessern die Effizienz teils deutlich.

Bei Zugrundelegung der klassischen Jahresbilanzmethode ergeben sich auf Basis der ermittelten Effizienzwerte für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen (Erdreich-Wärmepumpen) im Jahr 2024 zwischen 37 % und 64 % (54 % bis 70 %) weniger **Treibhausgasemissionen** verglichen mit einem Gaskessel. Nur auf Basis der Entwicklungen im Stromsektor könnten bei gleichen Effizienzwerten die Einsparungen bis 2030 zwischen 61 % und 90 % liegen. Eine Bilanzierung unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren kommt zu den Ergebnissen, dass die Emissionen des dabei untersuchten WP-Pools bezogen auf die Jahre 2017 bis 2022 zwischen 1 % und 6 % höher als bei Ansatz des Jahresbilanzverfahrens liegen. Aufgrund der Entwicklungen im Stromsektor lagen diese Differenzen in den Jahren 2023 und 2024 bei 10 % bis 11 %. Gegenüber einem Gaskessel ergeben sich Einsparungen von 61 % (2023) und 68 % (2024) bei statischer sowie 57 % und 64 % bei dynamischer Bilanzierung. Diese Ergebnisse bestätigen, dass Wärmepumpen ihrer zugewiesenen Rolle bei der Dekarbonisierung des Gebäudesektors gerecht werden.

Der **Gütegrad** (bezogen auf den Carnot-COP, Bilanzgrenze 2) liegt bei den Erdreich-Wärmepumpen für die Raumheizung zwischen 0,44 und 0,52 (im Mittel bei 0,46) und damit deutlich über dem von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen mit 0,32 bis 0,44 (im Mittel bei 0,39). Höhere COP-Werte am Normpunkt A2/W35 spiegeln sich erwartungsgemäß in höheren Gütegraden wider, wobei eine merkliche Streuung besteht. Ein- und zweistufige Geräte rangieren eher im unteren Bereich. Invertergeregelter Anlagen zeigen unterschiedliche charakteristische Zusammenhänge zwischen dem Temperaturhub und dem Gütegrad. Bei der Mehrzahl der Inverter-Wärmepumpen sinkt der Gütegrad mit geringer Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke. Bei einem großen Temperaturhub zeigen manche Inverter-Wärmepumpen einen stabilen Gütegrad, während dieser bei anderen leicht wieder abnimmt. Wenige Wärmepumpen weisen über den gesamten Einsatzbereich von niedrigen bis hohen Außenlufttemperaturen einen nahezu gleichen Gütegrad auf.

Die Analyse der Jahresarbeitszahlen vor dem Hintergrund des energetischen Zustands der **Gebäude** zeigt keinen Zusammenhang zwischen Baualter der Gebäude und Jahresarbeitszahlen. Ausschlaggebend sind vielmehr die erforderlichen Betriebstemperaturen

für die Wärmepumpe, maßgeblich bestimmt durch die Sanierungstiefe und die Art und Auslegung des Wärmeübergabesystems.

Die Analyse von acht Anlagen mit **Kombispeichern** ergab, dass eine klare, baulich wirksame Zonentrennung (Anschluss- und Sensorposition, ggf. Trennblech) Raumheizung und Trinkwassererwärmung auf getrennten Temperaturniveaus ermöglicht. Somit können Misch- und damit Exergieverluste minimiert werden. Ungünstig platzierte Heizkreis- oder Zirkulationsanschlüsse begünstigen hingegen eine Wärmeentnahme für die Raumheizung auf Trinkwarmwasser-Niveau und verschlechtern damit die Effizienz der Anlage.

Im Rahmen dieser Studie wurden 13 **bivalente Anlagen** mit sehr unterschiedlichen Regelstrategien (bivalent-alternativ, -parallel, -teilparallel) untersucht. Die Deckungsanteile der Kessel streuen dabei stark. Die Bandbreite reicht von Anlagen ohne nennenswerten Kesselbetrieb bis hin zu deutlich kesselgeprägten Systemen, bei denen im Jahr 2024 rund die Hälfte der Wärme von dem Kessel bereitgestellt wurde. Häufig ist der Kesseleinsatz (indirekt) außenlufttemperaturabhängig, und wird bspw. nach Effizienz- oder Kostenkriterien geregelt. Teilweise werden alternative oder überlagernd weitere Regelungsansätze (z.B. mit der Zielstellung einer schnellen Wärmebereitstellung) angewendet. Auch singuläre Eingriffe der Anlagenbetreibenden wurden beobachtet. Für die Trinkwassererwärmung kam der Kessel bei einigen Anlagen gezielt zur Temperaturerhöhung zum Einsatz, während bei anderen Anlagen die Wärmepumpe ganzjährig die Trinkwassererwärmung weitgehend abdeckte. Über mehrere Jahre blieben die Anteile meist stabil. Bei Anlagen, bei denen Regelparameter (Heizkurve, maximale WP-Laufzeit vor Kesselfreigabe, manuelle Freigabe, u.a.) verändert wurden, zeigten sich teils große Unterschiede (z. B. eine Reduzierung des Deckungsbeitrages des Kessels von 70 % auf 46 %). Insgesamt zeigt sich, dass mit einer angepassten Parametrierung die Wärmepumpe auch in bivalenten Systemen den Großteil der Wärmebereitstellung übernehmen kann, während ungünstige Parametrierungen einen ggf. unerwünscht hohen Deckungsbeitrages des Kessels bewirken.

Die Auswertung der **Schalzhäufigkeiten** der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen zeigt eine große Streuung von 550 bis 15.800 Verdichterstarts pro Jahr. 90 % der Anlagen weisen weniger als 5.500 Starts je Jahr auf, etwa ein Drittel liegt bei maximal 2.000. Es zeigt sich, dass die Auslegung der Wärmepumpe nicht allein ausschlaggebend für die Anzahl der Schalzhäufigkeiten ist. So können auch Wärmepumpen, deren maximale Heizleistung bei -7 °C mehr als das Zweifache der faktischen Heizlast betragen, mit weniger als 4.000 Starts im Jahr betrieben werden. Gleichwohl werden sehr geringe Betriebsstarts von unter 2.000 nur von knapp dimensionierten Wärmepumpen erreicht. Hauptursachen für einen Betrieb mit vielen sehr kurzen Betriebsphasen und überdurchschnittlichen Schalzhäufigkeiten liegen in der Regelung der Anlagen (bspw. Regelung auf die Vorlauftemperatur, geringe Hysterese, große Leistungsdifferenz und/oder Volumenstromdifferenz zwischen Erzeuge- und Verbraucherkreis, schlechte Ausnutzung des Modulationsbereiches der Wärmepumpe, Raumheizung im Sommer) in Kombination mit sensitiven Anlagenkonzepten (bspw. hydraulische Weiche und kleine parallel eingebunden Speicher) sowie flinken Heizkreisen. Da der Startvorgang eines Verdichters mit einer Belastung der Bauteile verbunden ist, hat die Anzahl der Starts Einfluss auf die Lebensdauer des Verdichters. Sehr kurze Betriebsphasen von nur wenigen Minuten können mitunter direkte Schäden verursachen. Um hohe Schalzhäufigkeiten zu vermeiden und einen energieeffizienten Betrieb zu unterstützen, sind längere Betriebszeiten anzustreben.

Die Analyse der **Auslegung** der Anlagen zeigt, dass die meisten untersuchten Wärmepumpen großzügig dimensioniert sind. Auf Basis von Verbrauchsdaten wurde die Gebäudeheizlast auf -7 °C extrapoliert und der nominalen Wärmepumpen-Heizleistung im Punkt A-7/W35 (EN 14511) gegenübergestellt. Das Ergebnis zeigt, dass die Mehrheit der

Anlagen bei $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ über eine deutliche Leistungsreserve verfügt. Nur wenige Wärmepumpen können die Last bei den im Messzeitraum auftretenden tiefen Außenlufttemperaturen nicht allein decken. Gründe für die Dimensionierung lassen sich aus dem Projekt nicht ableiten, da meist keine Planungsunterlagen vorlagen. Ein möglicher Sicherheitszuschlag und die Orientierung an der DIN EN 12831 mit tendenziell höherer Norm-Heizlast könnten Gründe für die Leistungsreserven sein.

Die Auswertung der Betriebsbedingungen vor und nach dem **Heizungsspeicher** zeigt, dass der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis meist höher ist als im Heizkreis. Diese Betriebsbedingung ist gewünscht; ein höherer Volumenstrom im Heizkreis als im Wärmepumpenkreis sollte vermieden werden, um eine Rücklaufbeimischung zu vermeiden. Bei parallel sowie im Vorlauf seriell eingebundenen Heizungsspeichern tritt eine Reduktion der Vorlauftemperatur auf. Das Ausmaß ist unterschiedlich und die Ursachen sind vielfältig. Während des Wärmepumpenbetriebes zeigten sich bei der Mehrheit der parallel eingebundenen Speicher mittlere Temperaturdifferenzen zwischen der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe und der des Heizkreises von unter 2 K . Höhere mittlere Temperaturdifferenzen (von bis zu 5 K) während des Wärmepumpenbetriebes traten bspw. auf, wenn der Volumenstrom im Heizkreis höher war als im Wärmepumpenkreis, die Anschlüsse am Speicher vertauscht waren, die Wärmepumpe ohne wirksame Modulation mit einer sehr hohen Differenz der Volumenströme betrieben wurde oder die Wärmepumpe immer nur für kurze Zeit am Stück in Betrieb war. Bei seriell im Vorlauf eingebundenen Speichern lag die Bandbreite der Temperaturdifferenzen vor und nach dem Speicher während des Wärmepumpenbetriebs in derselben Größenordnung wie bei den parallel eingebundenen Speichern.

Die **Langzeit-Schallmessungen** an fünf Außenluft/Wasser-Wärmepumpen zeigen: Tagsüber werden die Geräusche der Wärmepumpen häufig vollständig vom Hintergrundlärm überdeckt. An zwei Standorten korrelieren nachts Unterschiede im Beurteilungspegel am Nachbargebäude mit dem Betrieb der Wärmepumpe. Die Unterschiede liegen durchgängig unter 15 dB(A) , meist sogar unter 10 dB(A) und sind stark durch die Standortbedingungen (Abstände, Aufstellort) sowie saisonalen Hintergrundgeräuschen (Verkehr, Vogelgesang, Außenaktivitäten) geprägt. In der schalltechnisch komplexesten Situation steht die Wärmepumpe auf der gartenseitigen Terrasse eines Reihenmittelhauses in ca. 4 m Luftlinie zum untersuchten Immissionspunkt des Nachbargebäudes. Die Messungen deuten darauf hin, dass sogar unter diesen Bedingungen mögliche Beeinträchtigungen durch den Wärmepumpenschall durch übliche Schallschutzmaßnahmen (z.B. Schallschutzhaube) oder die Wahl eines besonders geräuscharmen Gerätes vermieden werden könnten.

PV-optimierter Wärmepumpenbetrieb steigert Autarkie und Eigenverbrauch klar, vor allem mit Batteriespeicher. Ohne Batterie erreichen drei Messobjekte mit einer PV-Anlage $25\text{--}40\text{ }\%$ Autarkie und $22\text{--}37\text{ }\%$ Eigenverbrauch. Mit Batterie (drei Messobjekte) verschieben sich diese Bereiche deutlich nach oben. So liegt die Gebäude-Autarkie bei $32\text{--}62\text{ }\%$ und der Gebäude-Eigenverbrauch bei $40\text{--}83\text{ }\%$. Zeitlich zeigt sich der größte Nutzen in den Übergangszeiten (Frühjahr/Herbst), wenn PV-Ertrag und Wärmebedarf gut zusammenpassen. Morgens zwischen 4 und 7 Uhr bleiben oft Netzanteile, da die Leistungsabgabe der Batterie die Lastspitzen der Trinkwasserbereitung nicht vollständig decken kann. Anlagen mit konsequenter PV-Optimierung verlagern WP-Lasten sichtbar in die Mittagsstunden. Sperrzeiten und ungünstige Speicherbeladung (z. B. Dominanz der oberen Speicherzone) mindern die PV-Nutzung deutlich. Die Effizienzeffekte der PV-Optimierung bleiben moderat. Eine typische Strategie ($+5\text{ K}$ Solltemperatur Trinkwarmwasser, $+2\text{ K}$ Heizkurve bei PV-Überschuss) senkte die Jahresarbeitszahl um etwa $6\text{ }\%$ im Trinkwassermodus und $4\text{ }\%$ im Heizmodus. Hinzu kommen leicht höhere Speicherverluste. Insgesamt ist der Effizienzverlust gegenüber den Kostenvorteilen klein, sofern

bspw. keine übermäßige, zusätzliche Nutzung der Elektroheizstäbe erfolgt. Eine hohe PV-Eigenstromnutzung reduziert die mittleren WP-Stromkosten. Mit PV-Gestehungskosten von 10 ct/kWh lagen die Einsparungen bei 8–21 %. Bei Systemen mit Batterie fielen die Einsparungen deutlich höher aus, schrumpfen aber spürbar, wenn man Gestehungskosten von 16 ct/kWh für PV+Speicher ansetzt. Dynamische Tarife (Day-Ahead) liefern ohne PV bereits niedrige Durchschnittskosten (~31,4–33,4 ct/kWh bei 40 Referenzanlagen). Der Zusatznutzen von PV fällt dort geringer aus, weil niedrige Börsenpreise häufig mit hoher PV-Erzeugung zusammenfallen. Auf Netzebene bleiben die Effekte von PV-optimiertem Betrieb begrenzt. Gegenüber getaktetem Betrieb reduziert leistungsgeregelter bzw. PV-optimierter Betrieb die PV-Rückspeisespitzen am Transformator auf der lokalen Niederspannungsebene um etwa 2–3 %. Im Starklastfall ergibt sich eine Entlastung von rund 7 %. Spannungsextreme verbessern sich entsprechend nur marginal. Die Ursache dafür ist, dass die Regelungsstrategien der Anlagen auf den Eigenverbrauch und nicht auf die Netzdienlichkeit abzielen. Spürbar stärkere Netzvorteile sind durch Anreize wie variable Netzentgelte oder Flexibilitätsmärkte zu erwarten.

Basierend auf den Rückmeldungen der Akteure und der Analyse der Messdaten wurde eine Prozessmatrix erstellt, bei der für die einzelnen Phasen Planung, Installation und Inbetriebnahme mögliche Qualitätsdefizite beschrieben wurden. Darauf basierend wurden **Maßnahmenpakete** entwickelt. Die Messungen an 77 Anlagen zeigen typische Schwachstellen im Prozess. Die angebotenen Wärmepumpen sollten anhand von COP bzw. $SCOP_{EN\ 14825}$ -Werten verglichen werden, um neben den Kosten auch die Effizienz des Gerätes in den Blick zu nehmen. Wichtig ist, die Auslegung der Heizkörper raumweise zu überprüfen, um ggf. gezielt klein dimensionierte Heizkörper auszutauschen und so die erforderliche Heizkreistemperatur abzusenken. Der Zirkulationsbetrieb kann den Energiebedarf erhöhen; daher ist hier eine Beratung zu deren Notwendigkeit sinnvoll. Kombispeicher sollten anhand von Qualitätskriterien ausgewählt werden. Fehler in der Hydraulik (z. B. falsche Anschlussreihenfolge) müssen vermieden werden; einfache Standardschemata für die Anlagen und regelmäßige Schulungen des Fachhandwerks helfen die Qualität langfristig zu verbessern. Neben der Wahl des Hydraulikkonzeptes ist auch die Dimensionierung der Komponenten für einen stabilen Anlagenbetrieb entscheidend. Heizstab- und Kesselbetrieb sollten überwacht und optimiert werden, um einen unnötigen Betrieb dieser Zusatzheizungen zu vermeiden. Häufiges Takten verkürzt die Lebensdauer der Wärmepumpe. Daher ist es wichtig, die Schalzhäufigkeit auszuweisen und bei hohen Schalzhäufigkeiten Warnungen auszugeben. Anlagenbetreibende sollten in die Bedienung und Fehlererkennung ihrer Anlage eingewiesen werden. Unterstützend ist es wichtig, die Betriebsdaten zentraler Kennwerte im Kontext von Grenz- bzw. Erwartungsbereichen in Effizienzanzeigen darzustellen. Fernüberwachungen mit (teil-)automatisierter Prüfung zentraler Parameter sind eine weitere Möglichkeit, einen (deutlich) ungünstigen Anlagenbetrieb frühzeitig zu bemerken. Weiterhin ist es wichtig die Heizkurve und weitere Parameter, welche die Betriebstemperatur und die Schalzhäufigkeit beeinflussen, sorgfältig einzustellen; automatisierte Hinweise sind hilfreich.

Summary

The research project “WP-QS in Bestand” (Quality assurance for heat pumps in old buildings) addressed various issues relating to the operation of heat pumps in existing single-family homes. The focus was on the detailed metrological investigation of 77 heat pump heating systems in order to demonstrate and analyze their efficiency and operating behavior in detail and to derive measures for quality assurance. Other areas of focus included noise measurement for outdoor air heat pumps, PV-optimized operation of heat pumps, and bivalent heating systems. The results were further proceeded for an analysis of greenhouse gas emissions, which also took time-variable factors into account.

The investigated pool comprises 61 systems with outdoor air as the heat source and 16 systems with a ground-coupled heat source. Fifty-eight systems were contributed by the nine participating heat pump manufacturers and 19 by Fraunhofer ISE to the monitoring program. In total, there are 43 new installations and 34 systems (partly with more up-to-date heat pump models) for which monitoring from the predecessor project “WPsmart im Bestand” was continued. The construction years of the buildings range from 1826 to 2015, with 83 % of the buildings erected before 1995. The newer buildings were mainly evaluated separately as part of the analyses on “combining heat pumps and photovoltaics.” The heated floor area ranges from 90 m² to 370 m², with an average of 170 m². All systems were equipped with extensive and precise heat quantity and electricity metering. Measurement values were recorded at 30-second intervals. The data evaluation was performed using multi-stage routines individually adapted for each of the 77 systems.

A master data survey compiled all key influencing factors for the efficiency indicators and operating conditions of the heat pump heating systems. The energy condition of the building envelope was documented and evaluated as part of a systematic analysis. In older buildings (built before 1979), 95% of windows, 82% of roofs, 56% of exterior walls, and 28% of basement ceilings have been renovated to improve energy efficiency. By comparison, in 2016, the average renovation rate for buildings constructed before 1979 was 59% for roofs, 35% for exterior walls, and 16% for basement ceilings. Of the buildings constructed after 1979, only one underwent significant energy-efficient renovation.

Among air-source heat pumps, 80 % are equipped with an inverter; among ground-source heat pumps, the figure is 63 %. Three quarters of the heat pumps use a refrigerant with a GWP greater than 1000, 8 % use R290. The distribution of heat emission systems is as follows: roughly 25 % of systems use radiators only, and another roughly 25 % use underfloor heating only. About half of the systems use mixed systems consisting of radiators and underfloor heating. Fan coil units are operated in three buildings. Eighty-four percent of systems have an electric backup heater; 13 systems are bivalent (hybrid). Of these 13, six operate with a gas boiler or gas-fired unit, two with an oil boiler. One system has a pellet boiler; two tiled stoves are hydraulically connected to the heating system. Average outdoor air temperatures at the 77 sites in this study were slightly above the long-term mean during July 2021 to December 2024. The climate factors at the locations ranged from 1.12 to 1.27 in the individual evaluation periods. In the main evaluation period of 2024, the climate factor was 1.20. Temperatures below –5 °C were rare.

For air-source heat pumps, the mean seasonal performance factor (SPF) is 3.4, with a range of 2.6 to 4.9. About 81 % of delivered heat is used for space heating (SH) and 19 % for domestic hot water (DHW); this split is similar for ground-source heat pumps. Electric backup heaters account on average for a small share (~1.3 % of electrical energy;

excluding bivalent systems ~1.6 %). Individual outliers with high heater use were due to device faults or errors in parameterization. For ground-source heat pumps, the mean SPF is 4.3, with a range of 3.6 to 5.4. In these systems, the share of electric heater use is close to 0 %. Correlations between efficiency and various factors affecting efficiency were only found in relation to heating circuit temperatures. Since very similar temperatures were measured for space heating in all building age periods, no correlation between efficiency and building age could be established. Furthermore, the study shows that adequately sized radiators can be operated at similarly low temperatures as surface heating. PV-optimized and bivalent systems showed no significant effect on average SPFs. The system performance factor (system boundary 5) is on average about 15 % below the generator performance factor (system boundary 3). Over several years, individual systems show stable SPFs at constant heat sink temperatures. Targeted measures such as maintenance and parameter tuning of the system or building retrofits can significantly improve efficiency.

Based on the classic annual balance method, the efficiency values determined for outdoor air/water heat pumps (ground source heat pumps) in 2024 indicate between 37 % and 64 % (54 % to 70 %) fewer greenhouse gas emissions compared to a gas boiler. Based solely on developments in the electricity sector, the savings could be between 61 % and 90 % by 2030, assuming the same efficiency values. An assessment that takes time-varying factors into account concludes that the emissions of the heat pump pool examined in this study are between 1 % and 6 % higher for the years 2017 to 2022 than when using the annual balance method. Due to developments in the electricity sector, these differences were between 10 % and 11 % in 2023 and 2024. Compared to a gas boiler, savings of 61 % (2023) and 68 % (2024) result from annual balance method and 57% and 64% from dynamic method. These results confirm that heat pumps are fulfilling their assigned role in decarbonizing the building sector.

The Carnot efficiency (relative to the Carnot COP, system boundary 2) for space heating lies between 0.44 and 0.52 for ground-source heat pumps (mean 0.46), clearly above that of air-source heat pumps at 0.32 to 0.44 (mean 0.39). Higher COP values at the standard point A2/W35 are, as expected, reflected in higher Carnot efficiencies, albeit with noticeable scatter. Single- and two-stage units tend to rank in the lower range. Inverter-controlled systems show different characteristic correlations between the temperature lift and the coefficient of performance. In the majority of inverter heat pumps, the coefficient of performance decreases with a small temperature difference between the heat source and heat sink. With a large temperature lift, some inverter heat pumps show a stable coefficient of performance, while others show a slight decrease. Few heat pumps have a nearly equal coefficient of performance across the entire operating range from low to high outside air temperatures.

Analyzing SPFs against the energy condition of the buildings did not reveal any correlation between building age and SPFs. The decisive factor is rather the operating temperatures required for the heat pump, which are largely determined by the extent of the renovation and the type and design of the heat transfer system.

Analysis of eight systems with combi buffers showed that clear, structurally effective zone separation (connection and sensor positions, separator plate if applicable) enables SH and DHW to be operated at separate temperature levels, thereby minimizing mixing and exergy losses. Unfavorably placed heating circuit or circulation connections, by contrast, promote heat extraction for space heating at DHW temperature levels and thus reduce system efficiency.

As part of this study, 13 bivalent systems with very different control strategies (bivalent-alternative, -parallel, -part-parallel) were investigated. The coverage shares of the boiler vary widely. The spectrum ranges from systems with negligible boiler operation to systems that are heavily dependent on boilers, in which around half of the heat will be provided by the boiler in 2024. The boiler operation is often (indirectly) dependent on the outside air temperature and is regulated, for example, according to efficiency or cost criteria. In some cases, alternative or overlapping control approaches (e.g., with the aim of rapid heat supply) are used. Singular interventions by plant operators have also been observed. For DHW, the boiler is deliberately used to raise temperature in some systems, while in others the heat pump largely covers DHW year-round. Over several years, the shares remained mostly stable. In systems where control parameters (heating curve, maximum heat pump runtime before boiler release, manual release, etc.) were changed, there were some significant differences (e.g., a reduction in the boiler's contribution margin from 70% to 46%). Overall, with appropriate parameterization, the heat pump can provide the majority of heat generation even in bivalent systems, while unfavorable parameterization can result in an undesirably high contribution from the boiler.

The analysis of the switching frequencies of outdoor air/water heat pumps shows a wide range from 550 to 15,800 compressor starts per year. 90% of the systems have fewer than 5,500 starts per year, and around a third have a maximum of 2,000. It is clear that the design of the heat pump alone is not the decisive factor in determining the number of switching frequencies. This means that even heat pumps with a maximum heating capacity at $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ that is more than twice the actual heating load can be operated with fewer than 4,000 starts per year. Nevertheless, very low operating starts of less than 2,000 are only achieved by heat pumps with a low capacity. The main reasons for operation with many very short operating phases and above-average switching frequencies lie in the control of the systems (e.g., control based on the flow temperature, low hysteresis, large difference in output and/or volume flow between the generator and consumer circuits, poor utilization of the heat pump's modulation range, space heating in summer) in combination with sensitive system concepts (e.g., hydraulic separator and small parallel storage tanks) and fast heating circuits. Since the start-up process of a compressor puts strain on the components, the number of starts has an impact on the service life of the compressor. Very short operating phases of only a few minutes can sometimes cause direct damage. In order to avoid high switching frequencies and support energy-efficient operation, longer operating times should be aimed for.

Analysis of the design of the HPs shows that most of the heat pumps examined are generously dimensioned. Based on consumption data, the building heating load was extrapolated to $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ and compared with the nominal heat pump heating capacity at point A-7/W35 (EN 14511). The result shows that the majority of systems have a significant power reserve at $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Only a few heat pumps are unable to cover the load on their own at the low outside air temperatures that occurred during the measurement period. The reasons for the dimensioning cannot be deduced from the project, as in most cases no planning documents were available. A possible safety margin and the orientation towards DIN EN 12831 with a tendency towards higher standard heating loads could be reasons for the performance reserves.

The analysis of the operating conditions before and after the heating storage tank shows that the volume flow in the heat pump circuit is usually higher than in the heating circuit. This operating condition is desirable; a higher volume flow in the heating circuit than in the heat pump circuit should be avoided in order to prevent return flow mixing. With heating storage tanks connected in parallel and in series in the flow, there is a reduction in the flow temperature. The extent of this varies and there are many different causes. During heat pump operation, the majority of parallel-connected storage tanks showed

average temperature differences between the flow temperature of the heat pump and that of the heating circuit of less than 2 K. Higher average temperature differences (of up to 5 K) during heat pump operation occurred, for example, when the volume flow in the heating circuit was higher than in the heat pump circuit, the connections on the storage tank were reversed, the heat pump was operated without effective modulation with a very high difference in volume flows, or the heat pump was only in operation for short periods at a time. For storage tanks connected in series in the flow, the range of temperature differences before and after the storage tank during heat pump operation was of the same order of magnitude as for storage tanks connected in parallel.

The long-term noise measurements at five air to water heat pumps show that during the day, the noise from the heat pump is often completely predominated by background noise. At night, differences in the rating level at the immission point at neighboring buildings correlate with the operation of the heat pump at two locations. The differences are consistently below 15 dB(A), mostly even below 10 dB(A), and are strongly influenced by the location-specific conditions (distances, installation site) and seasonal background noise (traffic, birdsong, outdoor activities). With the most challenging case the heat pump is located on the garden terrace of a townhouse, approximately 4 m from the measured immission point on the neighboring building. The measurements indicate that even under these conditions, potential disturbances caused by heat pump noise could be avoided by using standard noise protection measures (e.g., sound insulation hood) or by choosing a particularly low-noise product.

PV-optimized heat pump operation clearly increases self-sufficiency and self-consumption, especially with battery storage. Without a battery, three objects with PV typically achieve 25–40 % self-sufficiency and 22–37 % self-consumption. With a battery (three objects), these ranges shift up considerably: building self-sufficiency is 32–62 % and building self-consumption 40–83 %. Over the year, the greatest benefit appears in the shoulder seasons (spring/autumn), when PV yield and heat demand align well. In the morning between 4 and 7 a.m., grid shares often remain because the battery's power output cannot fully cover DHW peaks. Systems with consistent PV optimization visibly shift HP loads into midday. Blocking times and unfavorable buffer charging (e.g., dominance of the upper buffer zone) significantly reduce PV utilization. Efficiency effects of PV optimization remain moderate. A typical strategy (+5 K DHW setpoint, +2 K heating curve with PV surplus) reduced the SPF by about 6 % in DHW mode and 4 % in heating mode. There are also slightly higher storage losses. Overall, the efficiency loss is small relative to the cost benefits as long as measures such as frequent use of the electric backup heater are avoided. High PV self-consumption reduces average HP electricity costs. With PV levelized costs of 10 ct/kWh, savings were 8–21 %. In battery systems, savings were significantly higher but shrink noticeably if levelized costs of 16 ct/kWh for PV plus storage are assumed. Dynamic tariffs (day-ahead) already deliver low average costs without PV (~31.4–33.4 ct/kWh across 40 reference systems). The additional benefit from PV is smaller there because low wholesale prices often coincide with high PV generation. At the grid level, the effects of PV-optimized operation remain limited. Compared with on/off operation, variable-capacity or PV-optimized operation reduces PV feed-in peaks at the transformer on the local low-voltage level by only about 2–3 %. Under peak-load conditions, relief is around 7 %. Voltage extremes improve only marginally. The reason is that system control strategies target self-consumption rather than grid support. Significantly stronger grid benefits can be expected through incentives such as variable network charges or flexibility markets.

Based on feedback from stakeholders and analysis of measurement data, a process matrix was created describing potential quality deficits for the individual phases of planning, installation, and commissioning. Based on this, packages of measures were developed.

Measurements taken at 77 systems reveal typical weak points in the process. The heat pumps on offer should be compared on the basis of COP or SCOPEN 14825 values in order to take into account not only the costs but also the efficiency of the device. It is important to check the design of the radiators room by room in order to replace small radiators where necessary and thus reduce the required heating circuit temperature. Circulation mode can increase energy consumption, so it is advisable to seek advice on whether it is necessary. Combi storage tanks should be selected based on quality criteria. Errors in the hydraulics (e.g., incorrect connection sequence) must be avoided; simple standard diagrams for the systems and regular training of specialist tradesmen help to improve quality in the long term. In addition to choosing the appropriate hydraulic concept, the dimensioning of components is also crucial for stable system operation. Heating element and boiler operation should be monitored and optimized to avoid unnecessary operation of these auxiliary heaters. Frequent cycling shortens the service life of the heat pump. It is therefore important to record the switching frequency and issue warnings in the event of high switching frequencies. System operators should be instructed in the operation and fault detection of their system. It is also important to display the operating data of key parameters in the context of limit and expected ranges in efficiency indicators. Remote monitoring with (partially) automated checking of key parameters is another way of detecting (significantly) unfavorable system operation at an early stage. It is also important to carefully adjust the heating curve and other parameters that influence the operating temperature and switching frequency; automated notifications are helpful in this regard.

2 Einleitung

2.1 Projektziele und Rahmenbedingungen

Mit Blick auf bestehende Systemstudien (Fraunhofer IWES/IBP, 2017) (Thelen et al., 2024) sollten zur Erreichung der Klimaschutzziele im Gebäudesektor die Wärmepumpen als zentrale Wärmeversorgungstechnologie auch in Bestandsgebäuden etabliert werden. Es bestehen jedoch diverse Voraussetzungen, die für den erforderlichen Ausbau, sowohl im Allgemeinen als auch speziell in Bestandsgebäuden erfüllt sein müssen. Wesentliche Themenfelder sind dabei die Bereitstellung einer angepassten Verteilnetzinfrastuktur, die Verfügbarkeit von geschulten Akteuren bei Planung, Installation und Inbetriebnahme und die Sicherung einer hohen Energieeffizienz, um einerseits Netze zu entlasten und andererseits niedrige Betriebskosten zu gewährleisten.

Im Ein- und Zweifamilienhaus-Neubau war die Wärmepumpe 2024 mit 74,1 % (Statistisches Bundesamt, 2025) der dominierende Wärmeerzeuger. Für die Sanierung in diesem Gebäudesegment liegen keine aktuellen Zahlen vor, es kann jedoch von einer deutlich geringeren Marktdurchdringung ausgegangen werden. In vorausgegangenen Monitoring-Studien des Fraunhofer ISE („WP im Gebäudebestand“ (Russ et al., 2010) und „WPsmart im Bestand“ (Günther et al., 2020)) wurde bereits nachgewiesen, dass eine Wärmepumpe in Bestandsgebäuden unter ökologischen Gesichtspunkten gut funktionieren kann. An dieser Stelle dockt das BMWF-geförderte Forschungsprojekt „WP-QS im Bestand“ an, im Rahmen dessen Qualitätssicherungsmaßnahmen für den effizienten Wärmepumpenbetrieb detektiert werden sollen. Hierfür haben sich für den Zeitraum Dezember 2019 bis Dezember 2024 neun Wärmepumpenhersteller, zwei Energieversorger und das Fraunhofer ISE zusammengeschlossen, um damit verbundene Forschungsfragen zu beantworten.

Im Zentrum des Projektes steht die messtechnische Untersuchung von 77 Wärmepumpenheizungsanlagen, um die **Effizienz und das Betriebsverhalten im Bestand** zu demonstrieren und zu bewerten. Der Anlagenpool umfasst 55 Anlagen mit der Wärmequelle Außenluft, 5 Anlagen mit den Wärmequellen Außenluft und Raumluft (inklusive Brauchwasser-Wärmepumpen), 16 Anlagen mit Erdwärmesonden und eine Anlage mit Grundwasser als Wärmequelle. Alle Systeme werden sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Die Baujahre der Gebäude reichen von 1826 bis 2015, wobei sich der energetische Sanierungsgrad vom unsanierten Ursprungszustand bis hin zu vollsanierten Gebäuden erstreckt. Mit Blick auf die Vorgaben der EnEV 2002 umfasst die Effizienzanalyse im Bestandsbereich ausschließlich Wärmepumpen, die in Gebäuden betrieben werden, die bis 2001 errichtet wurden. Weitere vier Messobjekte in neueren Gebäuden wurden im Kontext von Fragestellungen zur Kombination von Wärmepumpen und Photovoltaikanlagen untersucht. Mit Blick auf die größtmögliche Stichprobe bezieht sich der Hauptauswertungszeitraum auf das Jahr 2024. Die Ergebnisse der Effizienzanalyse für unterschiedliche Bilanzgrenzen und mit Blick auf die individuellen Voraussetzungen in den bestehenden Gebäuden sind im **Kapitel 5** zusammengefasst.

Mit Blick auf das übergeordnete Ziel der Qualitätssicherung wurde im Rahmen des Projektes eine **detaillierte Bewertung des Anlagenbetriebes** vorgenommen und diverse Effizienzeinflussfaktoren näher untersucht. Die Ergebnisse dieser Detailanalyse sind in **Kapitel 6** dokumentiert. Hierbei wurde Fragestellungen wie nach dem Einsatz von Elektroheizstäben, der Dimensionierung der Wärmepumpen oder den Anschalthäufigkeiten nachgegangen. Mit Blick auf verschiedene Speicherkonzepte wurden die

Betriebsverhalten rund um Heizungspufferspeichern sowie den Kombispeichern analysiert. Ferner wurde eine Sammlung von Auffälligkeiten im Anlagenbetrieb vorgenommen. Ergänzt wird die Detailanalyse durch die Ermittlung von Gütegraden.

Bei der energetischen Sanierung von Bestandsgebäuden spielt das Thema des (Weiter-) Betriebs der fossilen Wärmeerzeuger oftmals eine Rolle. Entsprechend der individuellen Voraussetzungen der Optimierungsziele kann eine adäquate Betriebsstrategie zu sinnvollen Ergebnissen führen. Aufgrund der Herausforderungen bei der Übersetzung einer Betriebsstrategie in ein passendes Hydraulik- und Regelungskonzept besteht ein weiterer Fokus des Projektes in der Analyse **bivalenter Systeme**. Von den 77 Anlagen sind 13 bivalent ausgeführt, darunter sechs Objekte mit einem Gaskessel oder einer Gastherme sowie vier in Kombination mit einem Ölkessel. Die Ergebnisse dieser Analyse adressiert das **Kapitel 6.6**.

Um den Einsatz von Wärmepumpen mit Blick auf die **THG-Emissionen** zu bewerten wurden unterschiedliche Ansätze betrachtet. Im Zuge dessen wurde die klassische „statische“ Betrachtungsmethode durch die Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren bei der Wärme- und Strombereitstellung erweitert. Die Ergebnisse sind im **Kapitel 7** zusammengefasst.

Aufgrund der Vorteile lokal optimierten PV-Strom auch vor Ort zu nutzen lag ein weiterer Fokus des Projektes auf eine Bewertung des **PV-optimierten Betriebs** von Wärmepumpen. Hierbei werden Maßnahmen adressiert, die eine Änderung des Wärmepumpenlastprofils generieren, um den Eigenverbrauch lokal erzeugten PV-Stroms zu erhöhen. Hierfür wurden sechs Wärmepumpen/PV-Kombinationen mit und ohne Batterie mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet und deren Betriebsverhalten analysiert. Darüber hinaus wurden die Auswirkungen einer PV-optimierten Wärmepumpenbetriebsführung auf die Niederspannungsnetze bewertet. Die Ergebnisse sind in **Kapitel 8** zusammengefasst.

Eine weitere Anforderung für eine weite Verbreitung von Wärmepumpen, insbesondere bei der Nutzung von Außenluft, sind niedrige **Schallemissionen**. Im Rahmen dieser Studie wurde ein Messsystem entwickelt, mit dem der Schalldruckpegel von fünf Außenluft/Wasser-Wärmepumpensystemen in Übereinstimmung mit der Technischen Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA-Lärm) bewertet werden konnte. Die Ergebnisse fasst das **Kapitel 9** zusammen.

In **Kapitel 10** werden die Ergebnisse der unterschiedlichen Schwerpunkte des Projektes, flankiert von additiven Recherchearbeiten und Analysen, in Optionen zur verbesserten **Qualitätssicherung** effizienten Wärmepumpenbetriebs zusammengefasst.

Die Vorstellung der angewandten **Methodik** erfolgt in **Kapitel 3**, während die **Charakterisierung der Messobjekte** mit Blick auf Anlagentechnik und Gebäude in **Kapitel 4** enthalten ist.

2.2 Anmerkungen zum Bericht

Aufgrund der ähnlichen Methodik des Forschungsprojektes „WP-QS im Bestand“ mit dem Forschungsprojekt „WPsmart im Bestand“ wurden hier die Grundstruktur und einige Textbausteine der Grundlagenkapitel in enger Anlehnung an den Schlussbericht von „WPsmart im Bestand“ gestaltet. Diese Ähnlichkeiten sind gewollt, um einen direkten Vergleich untersuchter Anlagen sowie der Ergebnisse zur Effizienzanalyse zu erlauben.

Die erste Fassung dieses Berichts vom 31.10.2025 nahm in der Zusammenfassung sowie in den Kapiteln 3.6.2 und 9 Bezug auf die Richtwerte nach TA Lärm (Technische

Anleitung zum Schutz gegen Lärm). Dies wurde korrigiert, da die Auswertung der Schallfeldmessungen im Projekt nicht richtlinienkonform erfolgte. Ziel war es vielmehr, anhand der entwickelten Methode zeitlich aufgelöste Informationen zu den Schallimmissionen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu sammeln. Die Messergebnisse können in dieser Form keine Aussage darüber treffen, ob die TA Lärm eingehalten wurde.

Einleitung.....
.....

3 Monitoring Konzept

3.1 Monitoring-Prozessschritte

In diesem Kapitel werden die einzelnen Arbeitsschritte der Feldmessung und die jeweils beteiligten Parteien vorgestellt. Abbildung 1 zeigt den Ablauf von der Auswahl der Messobjekte bis zur Ergebniskommunikation. Es wird ein Teil der Objekte im Rahmen von „WP-QS im Bestand“ mit Messtechnik ausgestattet, während andere Objekte aus dem Projekt „WPsmart im Bestand“ übernommen wurden. Dementsprechend unterscheiden sich die ersten Prozessschritte. Zudem ergeben sich Unterschiede in der Verantwortlichkeit bei den Prozessschritten abhängig davon, von wem ein Objekt zur messtechnischen Untersuchung in das Projekt eingebracht wurde: von einem Wärmepumpenhersteller oder vom Fraunhofer ISE. Im letztgenannten Fall werden die aufgeführten Prozessschritte ausschließlich durch das Fraunhofer ISE ausgeführt.

Auswahl der Messobjekte

- Erstellung eines Kriteriumkataloges [Projektkonsortium]
- Vorschlag Messobjekte mit marktverfügbaren Wärmepumpe [Wärmepumpenhersteller]
- Prüfung Objekt [Fraunhofer ISE]

Erhebung der Stammdaten

- Erstellung Fragebögen zu Gebäude und Gebäudetechnik [Fraunhofer ISE]
- Ausfüllen der Fragebögen [Wärmepumpenhersteller, Anlagenbetreibende, Fachbetriebe]
- Bereitstellung Datenblätter, Hydraulikschema [Wärmepumpenhersteller]

Auswahl Messtechnik

- Definition der Messpunkte [Fraunhofer ISE]
- Auswahl und Einkauf der Sensorik [Fraunhofer ISE]
- Installationsanleitung für Einbau Messtechnik [Fraunhofer ISE]

Einbau und Inbetriebnahme der Messtechnik

- Installation der Sensorik [ortsansässige Fachfirma]
- Anschluss Messwerterfassung [Fraunhofer ISE]
- erste Plausibilitätsprüfung vor Ort [Fraunhofer ISE]

Datenübermittlung und Speicherung

- lokale Speicherung der Messdaten (bis zu 5 Jahre) [Fraunhofer ISE]
- täglicher Datenabruf über verschlüsselte ssh-Verbindung und Backup der Rohdaten [Fraunhofer ISE]
- Kontrolle eingehender Rohdaten bzgl. Messdatenausfall auf Sensorebene [Fraunhofer ISE]

Datenaufbereitung und Auswertung

- Zuordnung von Metadaten [Fraunhofer ISE]
- Datenaufbereitung, Visualisierung [Fraunhofer ISE]
- Analyse der Messdaten im Kontext der Stammdaten [Fraunhofer ISE]

Ergebniskommunikation

- Detaillierte Visualisierung für die Wärmepumpenhersteller [Fraunhofer ISE]
- kompakte Visualisierung der jeweiligen Anlagen für die Anlagenbetreibenden [Fraunhofer ISE]
- Öffentliche Ergebniskommunikation (Konferenzen, Interviews, u.a.) [Fraunhofer ISE]

Abbildung 1: Prozessschritte des Monitoringvorhabens für Messobjekte, die im Rahmen von „WP-QS im Bestand“ mit Messtechnik ausgestattet wurden

Auswahl der Messobjekte

Im Rahmen des Kickoff-Meetings wurden gemeinsam mit allen Projektpartnern Kriterien für die zu untersuchenden Messobjekte festgelegt, mit denen die geplanten Projekthalte erfüllt werden können. Die Kriterien beziehen sich sowohl auf die Gebäude als auch auf die Wärmepumpenanlage. Der Kriterienkatalog für die Auswahl der Messobjekte ist in Anhang A1 aufgeführt.

Die Wärmepumpenanlagen wurden dem Fraunhofer ISE von den Wärmepumpenherstellern zur Aufnahme in das Projekt vorgeschlagen. Das Fraunhofer ISE hat entsprechend der Kriterienliste über die Aufnahme in das Projekt entschieden.

Erhebung der Stammdaten

Zu Beginn des Projekts wurde eine Erhebung von Stammdaten in Form von Fragebögen durchgeführt. Diese wurden vom Fraunhofer ISE entwickelt. Hierzu erfolgte eine Überarbeitung der Fragebögen des vorherigen Projektes „WPsmart im Bestand“, um die neu adressierten Projektziele und die technologischen Entwicklungen zu berücksichtigen. Die Fragebögen bestehen aus drei Teilen, die für alle Objekte obligatorisch sind, und drei Teilen, welche ausschließlich Anlagen mit speziellen Projektschwerpunkte adressieren. Die Fragebögen dienen der Abfrage von Informationen aus folgenden Bereichen:

- Kontaktdaten
- Gebäude und Sanierungsmaßnahmen
- Wärmepumpe und Gebäudetechnik
- PV-Anlage, Batterie, u.a.
- Kessel und Regelung
- Schallmessung

Das Zusammentragen der Informationen lag in der Verantwortung der Wärmepumpenhersteller, die wiederum teilweise die Anlagenbetreibenden eingebunden haben. Die Unterlagen umfassten neben den Fragebögen das Hydraulikschema sowie technische Datenblätter der Wärmepumpe, etwaiger Speicher, Kessel und PV-Anlage sowie ergänzender Unterlagen (bspw. zum Gebäude), falls verfügbar.

Auswahl Messtechnik

Auf Grundlage der von den Wärmepumpenherstellern bereitgestellten Hydraulikschema und Stromlaufpläne definierte das Fraunhofer ISE die notwendigen Messpunkte und beschaffte die Messtechnik. Zusammen mit einer individuellen Installationsanleitung wurde diese den Installateuren zur Verfügung gestellt. Die Installation der Messtechnik erfolgte durch eine ortsansässige Fachfirma im Auftrag der Wärmepumpenhersteller. Gleichzeitig wurde das Messdatenerfassungssystem vom Fraunhofer ISE konzipiert, aufgebaut, verdrahtet und technisch geprüft.

Einbau und Inbetriebnahme der Messtechnik

Im Rahmen eines Vor-Ort-Termins überprüften Mitarbeitende des Fraunhofer ISE die korrekte Installation der Messtechnik und schlossen diese an das Messdatenerfassungssystem an. Bei diesem Termin waren üblicherweise technische Servicemitarbeitende des jeweiligen Wärmepumpenherstellers sowie Mitarbeitende des ausführenden Installationsbetriebes anwesend. Dies ermöglichte die Prüfung der Zuordnung der einzelnen Verbraucher zu den Sensoren durch einen Relais-Test sowie die sofortige Behebung eventueller Fehler. Darüber hinaus wurde vor Ort die grundsätzliche Plausibilität der Messdaten überprüft.

Datenübermittlung und Speicherung

Die Tagesdateien mit den 30 sekundlichen Messdaten können für einen Zeitraum von bis zu fünf Jahren lokal gespeichert werden. Vom Messdatenerfassungssystem jeder Anlage wurde vier Mal täglich der Rohdatensatz des aktuellen und - sofern erforderlich - der vergangenen Tage per gesicherter SSH-Verbindung durch den Server des Fraunhofer ISE abgefragt und bei erfolgreichem Verbindungsaufbau auf diesen übertragen. Das lokale Zwischenspeichern vor Ort verhinderte bei Verbindungsproblemen den Ausfall von Messdaten. Ebenfalls täglich wurden die Rohdaten vom sogenannten Auswertungsserver abgefragt. Auf diesem Server läuft die Softwareumgebung mondas®. Mit dieser Softwareumgebung wird die Filterung der Rohdaten und das Abspeichern der gefilterten und der Rohdaten in einer Datenbank durchgeführt. Weiterhin wird die Auswertung und die Visualisierung mit mondas® durchgeführt.

Datenaufbereitung und Auswertung

Bei der Datenaufbereitung wurde ein generischer, Metadaten-basierter Ansatz verfolgt. Dies ermöglicht, dass die Datenfilterregeln für unterschiedliche Anlagenkonfigurationen angewendet werden können. Die Metadaten geben den Sensoren eine eindeutige Kennung, bspw. hinsichtlich der Positionierung im System, der Versorgungsaufgabe, des Datenpunktyps, Umrechnungsfaktoren, Fehlerwerte, Zuordnung zu Bilanzgrenzen. Die Datenfilter selektieren anhand der Metadaten, für welche Sensoren die jeweilige Filterregel anzuwenden ist. Die gesamten Prozessschritte der Datenaufbereitung der Messdaten der einzelnen Anlagen werden in mondas® durchgeführt – vom adäquaten Umgang mit Fehlerwerten und Datenlücken über die Berechnung abgeleiteter Größe, bis zur Selektion von Betriebszuständen und Ermittlung von spezifischen Kennwerten. Die vergleichende Auswertung über den gesamten Anlagenpool hinweg wurde Excel- und Python-basiert durchgeführt.

Ergebniskommunikation

Die Projektergebnisse wurden gezielt für verschiedene Zielgruppen aufbereitet und kommuniziert. Die teilnehmenden Wärmepumpenhersteller erhielten Zugriff auf ein umfassendes Portfolio an Grafiken, welche die Performance und Betriebsweise der von ihnen eingebrachten Anlagen im Detail darstellen. Den Anlagenbetreibenden wurde eine kompakte visuelle Darstellung der Ergebnisse ihrer eigenen Anlage zur Verfügung gestellt. Die Visualisierungen wurden beiden Zielgruppen über die Plattform mondas® bereitgestellt. Die öffentliche Kommunikation der Ergebnisse erfolgte unter anderem durch verschiedene Konferenzbeiträge und Fachartikel.

3.2 Methodik zur Bewertung der Gebäude

Zur vergleichenden Analyse der durchgeführten Sanierungsmaßnahmen sowie des aktuellen energetischen Zustands der Gebäudehülle wurde im Rahmen von „WPsmart im Bestand“ ein Gebäudekennwert entwickelt (Günther et al., 2020). Dieses Konzept wird im Projekt „WP-QS im Bestand“ fortgeführt. Die Definition des Gebäudekennwerts sowie die Methodik zur Aufbereitung der erforderlichen Gebäudedaten werden in diesem Kapitel vorgestellt.

Im Rahmen der Stammdatenerhebung (vgl. Kapitel 3.1) wurden Informationen zum Aufbau der Gebäudehülle im Originalzustand sowie zu den durchgeführten Sanierungsmaßnahmen erfasst. Ein Ziel der Datenerhebung war die Ermittlung der bauteilspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Werte) der Hauptbauteile der thermischen Gebäudehülle (Außenwand, Fenster, Dach bzw. oberste Geschossdecke, Keller bzw. unterste Geschossdecke). Die Flächen der einzelnen Bauteile wurden nicht ermittelt, da den

Gebäudeeigentümern und Gebäudeeigentümerinnen bei Bestandsgebäuden teilweise keine entsprechenden Unterlagen vorlagen und eine Ermittlung im Rahmen des Projekts nicht abgedeckt werden konnte.

Die von den Gebäudeeigentümern und Gebäudeeigentümerinnen bereitgestellten Informationen zu den Gebäuden basieren auf unterschiedlichsten qualitativen Grundlagen, die von Schätzungen bis hin zu schriftlichen Nachweisdokumenten wie Bauplänen und EnEV-Berechnungen reichen. Anhand der Art, des Umfangs und der Qualität der erhobenen Daten wurde die Datengüte bewertet. Dabei wurde geprüft, ob fehlende Angaben durch „typische“ Werte aus der Literatur ergänzt werden können. So war beispielsweise bei der Grundkonstruktion der Außenwände sowie bei der Dämmung oft nur der Materialtyp, jedoch nicht der spezifische Wärmeleitfähigkeitswert bekannt. Es wurden folgende Literaturquellen herangezogen ((Diefenbach et al., 2010); (Cischinsky & Diefenbach, 2018); (Jagnow, 2003); (Klauß et al., 2009); (Loga et al., 2004); (Loga et al., 2005); (Loga et al., 2015)). Angaben zu den Kellerwänden, dem Boden bzw. der unteren Geschossdecke fehlten bei der Mehrheit der Objekte, weshalb der untere Gebäudeabschluss in der Gebäudebewertung nicht berücksichtigt wird.

Diese Werte bilden die Grundlage zur Bestimmung der drei Bauteilkennwerte (Außenwand, Fenster, Dach bzw. oberste Geschossdecke (im Folgenden kurz: Dach)) und des *Gebäudekennwertes*. Der *Gebäudekennwert* gibt einen flächengewichteten mittleren U-Wert von Außenwand, Fenster und Dach wieder. Hierbei werden die U-Werte der jeweiligen Bauteilmaterialien berücksichtigt; Wärmebrücken fließen in die Betrachtung nicht mit ein.

$$\text{Gebäudekennwert} = \frac{U_W * A_W + U_D * A_D + U_F * A_F}{A_W + A_D + A_F} \quad (1)$$

Die Bauteilflächen der einzelnen Gebäude sind nicht bekannt. Bei der Berechnung des Gebäudekennwertes wird auf ein Referenzgebäude zurückgegriffen, welches im Projekt „WPsmart im Bestand“ entwickelt wurde. Das Referenzgebäude ist ein freistehendes Gebäude mit einem Vollgeschoss und einem beheizten Dachgeschoss, das eine beheizte Gesamtfläche von 145 m² aufweist. Die Bauteilflächen wurden mithilfe eines Verfahrens zur Flächenschätzung, das vom Institut für Wohnen und Umwelt (IWU) entwickelt wurde, festgelegt (Loga et al., 2005). Es ergeben sich folgende Gewichtungsfaktoren:

- Außenwand: 50 %
- Dach: 41 %
- Fenster: 9 %.

Zur Einordnung der U-Werte der drei Bauteile und des ermittelten *Gebäudekennwertes* wurden die Grenzwerte der Wärmeschutzverordnungen (1. WSchV 1977)¹ und (3. WSchV 1995)² herangezogen und jeweils sieben Klassen gebildet (vgl. Abbildung 2). Die Klassen 5 (dunkelorange) und 4 (hellorange) umfassen Werte, die (gering) über bzw. unter dem Grenzwert der Wärmeschutzverordnung '77 liegen und die Klassen 3 (hellgrün) und 2 (mittelgrün) Werte um den Grenzwert der WSchV' 95. Die Klassen

¹ In der WSchV'77 ist ein Grenzwert für Außenwand inkl. Fenster aufgeführt (1,45 W/(m²*K)) für Gebäude mit Gebäudelänge < 15 m) sowie für Fenster (3,5 W/(m²*K)). Unter Annahme eines Fensteranteiles von 17 % wurde ein Grenzwert für die Außenwand ermittelt.

² Verwendet wurden die Grenzwerte bei erstmaligem Einbau, Ersatz und bei Erneuerung von Bauteilen nach Tabelle 1 Anlage 2 der WSchV 1995

1 (dunkelgrün), 4 (gelb) und 7 (rot) entsprechen Werten, die über, zwischen bzw. unter den eben genannten Bereichen liegen. Der Übergang von Klasse 1 (dunkelgrün) zu Klasse 2 (mittelgrün) entspricht etwa¹ den Grenzwerten für die U-Werte bei Änderungen an bestehenden Gebäuden nach GEG 2024 (GEG, 2024).

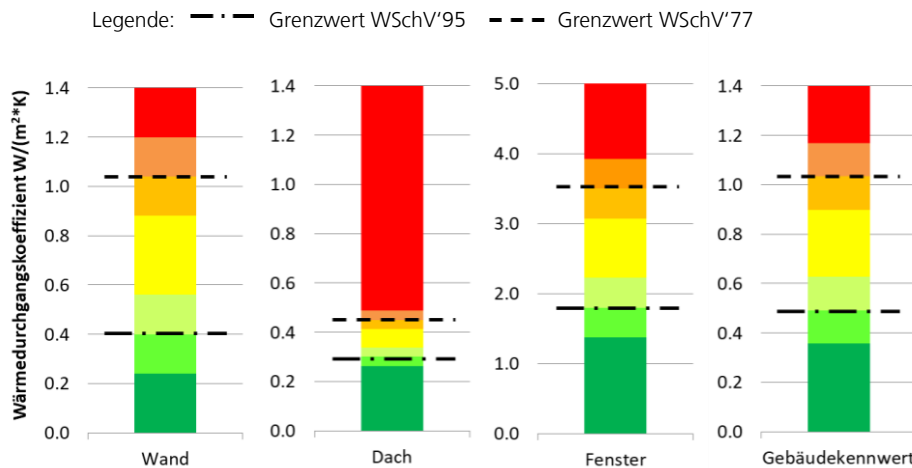


Abbildung 2: Kategorisierung der U-Werte der Bauteile und des Gebäudekennwertes

Für 68 Gebäude lagen ausreichend Informationen zu dem Gebäude vor, um die beschriebene Charakterisierung der energetischen Gebäudequalität - sowohl für den Zeitpunkt der Gebäudeerrichtung als auch im heutigen Zustand - durchzuführen. In Kapitel 4.1.4 werden die Ergebnisse vorgestellt.

3.3 Messtechnik

Dieser Abschnitt widmet sich den zu vermessenden Komponenten sowie den hierfür eingesetzten Messinstrumenten. Die Fehlergrenzen der Messtechnik werden im folgenden Kapitel 3.4 erläutert.

Für die fundierte Effizienzanalyse wurden neben den von der Wärmepumpe bereitgestellten thermischen Energie zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung (sowie teilweise auch nach Speichern), soweit möglich, folgende Elektroenergieverbraucher bilanziert:

- Verdichter und Steuerung
- Antrieb in der Wärmequelle (Ventilator oder Solepumpe)
- Elektroheizstab

Einerseits um zusätzliche Informationen über die Anlagen zu erlangen, und andererseits, um die Ermittlung der Effizienz überhaupt zu ermöglichen, musste eine erheblich größere Anzahl an Messstellen berücksichtigt werden. Letztgenannter Aspekt ist darauf zurückzuführen, dass sich aufgrund der elektrischen Verschaltungen in den Wärmepumpen nicht immer alle gewünschten Komponenten separat messtechnisch erfassen lassen. Dies trifft bspw. häufig auf die Vermessung der Steuerung zu, da zusammen mit der

¹ Die Werte am Klassenübergang 1 (dunkelgrün) zu 2 (mittelgrün) unterscheiden sich um 8 % (Dach), 5 % (Fenster) und 0 % (Außenwand) von den jeweiligen Höchstwerten der Wärmedurchgangskoeffizienten nach GEG bei Änderung an bestehenden Gebäuden (Anlage 7 des GEG).

Steuerung i.d.R. auch eine Vielzahl von Pumpen erfasst wird. Nachfolgend werden, unterschieden nach den Messinstrumenten zur Ermittlung der thermischen sowie der elektrischen Energie, die im Feld aufgetretenen Messstellen genannt.

Wärmemengenzähler

Tabelle 1: Aufgetretene Positionen für den Einsatz von Wärmemengenzählern

Wärmequelle	Wärmesenke
Sole- oder Wasserkreis bei Erdreich-Wärmepumpen	Gemeinsamer Ladekreis (Trinkwasser und Raumheizung / Pufferspeicherbeladung)
Solekreis zur getrennten Außeneinheit bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen	Trinkwasserspeicherladekreis
Solarkreis zum Trinkwasser-, Heizungs- puffer- oder Kombispeicher	Trinkwarmwasserzapfung
	Trinkwasserzirkulation
	Heizungspufferspeicherladekreis
	Raumheizungskreis
	Eintrag des Kessels in den gemeinsamen Ladekreis
	Eintrag des Kessels in die Raumheizung/Pufferspeicherbeladung
	Eintrag des Kessels in den Trinkwasserspeicherladekreis
	Wärmeaustauschkreis zwischen Pufferspeicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (solare Überschüsse)

Stromzähler

Tabelle 2: Aufgetretene Positionen für den Einsatz von Stromzählern

Verdichter (inkl. Inverter und Transformator; ggf. inkl. Wärmequellenantrieb oder Steuerung der Wärmepumpe)	Ladepumpe für Heizungspufferspeicher
Antrieb im Wärmequellenkreis (Ventilator, Solepumpe)	Gemeinsame Ladepumpe für Trinkwasserspeicher und Heizungspufferspeicher
Steuerung der Wärmepumpe (je nach Verschaltung inkl. Energie für weitere Pumpen, sowie der Außeneinheit bei Splitgeräten)	Heizkreispumpe(n)
Steuerung der Solaranlage (je nach Verschaltung inkl. Energie für die Solarpumpe)	Solarkreispumpe
Steuerung der passiven Kühleinheit (je nach Verschaltung inkl. Energie für die Pumpe zur passiven Kühlung)	Pumpe zur passiven Kühlung

Steuerung des Kessels (je nach Verschaltung inkl. Energie für die Kessel-Ladepumpe)	Gemeinsame Ladepumpe des Kessels für Trinkwasserspeicher und Heizungspufferspeicher
Externe, geräteunabhängige Regeleinheiten	Zirkulationspumpe
Elektroheizstab (im gemeinsamen Wärmepumpenvorlauf, im Trinkwasserspeicher, im Pufferspeicher)	Pumpe zur Umwälzung im Trinkwasserspeicher (Legionellenvermeidung)
Ladepumpe für Trinkwasserspeicher	
Ladepumpe für Trinkwasserspeicher trinkwasserseitig / Frischwasserstation (inkl. Pumpe frischwasserseitig)	

Temperatursensoren (nicht als Teil des Wärmemengenzählers)

- Außenluft (an der Nordwand des Gebäudes)

Ausnahmen hinsichtlich der Messstellen traten insbesondere bei den folgenden Konfigurationen auf:

- Direktkondensation im Trinkwasserspeicher (keine Vermessung der Beladung),
- Kompaktgeräte (teilweise keine Vermessung der Beladung des integrierten thermischen Speichers),
- Fehlende Möglichkeit der Installation eines Temperatursensors zur Ermittlung der Außenlufttemperatur oder Beeinflussung des installierten Temperatursensors durch solare Einstrahlung oder Abluft der Wärmepumpe. In solchen Fällen wurden auf Messdaten der nächstgelegenen Wetterstation der Deutschen Wetterdienstes zurückgegriffen.

3.3.1 Stromzähler

Auf Seiten der elektrischen Messgrößen wurden Stromzähler eingesetzt, die über ein digitales Zählwerk sowie einen Impulsausgang und teilweise eine M-Bus-Schnittstelle verfügen. Je nach Verbraucher wurden Wechsel- oder Drehstromzähler eingebaut. Die Nennleistung der zu vermessenden Komponenten gab die notwendige Auflösung hinsichtlich der Impulse pro Kilowattstunde vor. Das Ziel dieser Abstimmung war die Ermittlung von Minutenwerten der elektrischen Größen, um das Systemverhalten präzise abbilden zu können. Verwendet wurden Elektrozähler mit Auflösungen von 1.000 und 10.000 Impulsen pro Kilowattstunde.



Abbildung 3: Wechsel- (links) von KDK Dornscheid und Drehstromzähler (rechts) von EMU Electronic AG (Quelle: KDK Dornscheid GmbH / EMU Electronic AG)

In den Anlagen wurden Elektrozähler der Firmen Dornscheidt GmbH und EMU Elektronik AG und der eingesetzt. Diese Elektroenergiezähler wurden in Wechsel- und Drehstromausführung in Abbildung 3 dargestellt. Entsprechend den Anforderungen durch die zu vermessende Anlage, wurden die notwendigen Elektrozähler ausgewählt und in einem Elektrozählerkasten zusammengefasst. Die Stromzähler erfüllen die Genauigkeitsklasse 2 nach IEC 62053-21 und sind MID konform gemäß EN 50470.

3.3.2 Wärmemengenzähler

Wärmemengenzähler bestehen aus einem Durchflusssensor, einem Temperaturfühlerpaar sowie einem Rechenwerk. Das Rechenwerk ermittelt über den Volumenstrom und die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf, sowie gespeicherten, temperaturabhängigen Stoffwerten die Energie- und Leistungsgrößen. Zur Temperaturmessung kamen nach DIN EN 1434-1 paarweise kalibrierte Pt100 oder Pt500 Temperatursensoren zum Einsatz. Die Bestimmung des Volumenstroms erfolgte in hydraulischen Kreisläufen mit Heizungswasser mit Ultraschallsensoren. Hier kamen Kompaktgeräte zum Einsatz. Bei diesen Geräten sind Durchflusssensor, Temperaturfühlerpaar und Rechenwerk in einem Gerät integriert.

In Kreisläufen, die mit Trinkwasser durchflossen waren, kamen entweder Schwingstrahlsensoren (Kompaktgerät) oder ebenfalls Ultraschallsensoren zum Einsatz. Bei der Ultraschall Variante wurde Volumenstromgeber, Temperaturfühlerpaar und Rechenwerk durch das Fraunhofer ISE zu einem Wärmezähler kombiniert.

Alle Rechenwerke mussten mit einer M-Bus Schnittstelle ausgestattet sein.



Abbildung 4: oben: Wärmezähler Kompaktgeräte Amtron sonicD und Multical 603 (Quelle: Integra Metering AG / Kamstrup A/S) unten: Integra HydruS + Calec St3 und Superstatic 440 (Quelle: Integra Metering AG / Sontex Deutschland GmbH)

3.3.3 Gaszähler

Bei Anlagen, die neben einer Wärmepumpe auch über einen Gaskessel oder eine Gas-therme verfügen, mussten die jeweiligen Gasverbräuche erfasst werden.



Abbildung 5: Gaszähler mit Reedkontakt als Impulsgeber

Hierbei wurde auf die Gaszähler der Netzbetreiber zurückgegriffen. Die Gaszähler konnten mit einem Reedkontakt an die Messwerterfassung angebunden werden. Die Rollenzählwerke der Gaszähler sind mit einem Magneten ausgestattet. Sobald sich dieser Magnet am Reedkontakt vorbeibewegt, schließt dieser für einen kurzen Moment einen Stromkreis. Dies wird von der Messwerterfassung als Impuls registriert.

3.3.4 Temperaturfühler

Zur Ermittlung der Außenluft-, sowie Raumluft- oder Speicherwandtemperaturen kamen Temperaturfühler Pt100 mit 4-Leiter-Schaltung zum Einsatz. Die von den Außenlufttemperatursensoren gelieferten Werte wurden mit Messdaten von nahegelegenen Messstationen des Deutschen Wetterdienstes verglichen. Bei deutlich anderem Verhalten (und wenn kein Temperatursensor installiert werden konnte) wurde auf die Messdaten des Deutschen Wetterdienstes zurückgegriffen.

3.4 Fehlergrenzen der Messtechnik

In diesem Abschnitt wird eine vollständige Fehlerrechnung für eine beispielhafte, typische Messsituation zur Berechnung der Jahresarbeitszahl durchgeführt.

Der Berechnung der Jahresarbeitszahl liegt sowohl die von der Wärmepumpe bereitgestellte thermische Energie als auch die von der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Energie zu Grunde. Die thermische Energie wird mit einem Wärmemengenzähler, die elektrische Energie mit einem Drehstromzähler erfasst.

Nach DIN EN 1434-1 ergibt sich die Fehlergrenze eines vollständigen Wärmezählers aus der arithmetischen Summe der Fehlergrenzen der Teilgeräte. Ein vollständiger Wärmemengenzähler besteht aus Rechenwerk, Temperaturfühlerpaar und Volumensstromsensor. Die nachfolgend vorgestellten Fehlergrenzen geben die nach jeweiliger technischer Vorschrift maximal zulässigen Fehler an.

Für das Rechenwerk ergibt sich der Fehler zu:

$$E_C = 0,5 + \frac{dt_{\min}}{dt} \quad (2)$$

Für das Temperaturfühlerpaar ergibt sich der Fehler zu:

$$E_t = 0,5 + 3 * \frac{dt_{\min}}{dt} \quad (3)$$

Für den Volumenstromsensor ergibt sich der Fehler zu:

$$E_v = 3 + 0,05 * \frac{q_p}{q} \quad (4)$$

Der für diese Berechnung herangezogene Wärmemengenzähler F96+ benötigt eine minimale Temperaturdifferenz $dt_{\min}$ von 3 K und hat einen Nennvolumenstrom q_p von 2,5 m³/h.

Neben dem Fehler des Wärmemengenzählers muss der Fehler des Stromzählers zur Ermittlung der vom Verdichter, des Primärantriebs und der Steuerung aufgenommenen elektrischen Energie berücksichtigt werden.

Es wird ein Stromzähler nach DIN EN 62053-21 Klasse 2 eingesetzt. Der maximale Fehler EP, der bei der Messung der aufgenommenen elektrischen Energie auftritt, liegt bei 2 % des Messwertes.

Die Jahresarbeitszahl berechnet sich nachfolgender Formel:

$$AZ = \frac{Q_{th}}{W_{el}} \quad (5)$$

mit

$$Q_{th} = V * \rho * c_p * \Delta T * t \quad (6)$$

Da sich die Fehler der einzelnen Messgrößen sowohl gegenseitig verstärken als auch aufheben können, wird für die Berechnung einer Fehlergrenze der Jahresarbeitszahl ebenfalls die arithmetische Summe der Fehlergrenzen aller in die Berechnung einfließender Einzelgrößen herangezogen. Für die Fehlergrenze bei der Berechnung der Jahresarbeitszahl ergibt sich über die Fehlerfortpflanzung:

$$AZ = \sqrt{\left(\frac{\partial AZ}{\partial c_p} * \Delta c_p\right)^2 + \left(\frac{\partial AZ}{\partial \rho} * \Delta \rho\right)^2 + \left(\frac{\partial AZ}{\partial \Delta T} * \Delta \Delta T\right)^2} \\ + \sqrt{\left(\frac{\partial AZ}{\partial V} * \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial AZ}{\partial E_{el}} * \Delta E_{el}\right)^2} \quad (7)$$

mit

$$V = \dot{V} * t \quad (8)$$

Die Fehlerrechnung wird beispielhaft für eine Arbeitszahlberechnung mit den in der Tabelle 3 angenommenen, fiktiven Messdaten durchgeführt.

Tabelle 3: Für die Fehlerrechnung angenommene Bedingungen

Messinstrument	Größe	Wert	Einheit
Wärmemengenzähler	Temperaturdifferenz	5,0	K
	Volumenstrom	1,05	m³/h
	Laufzeit t	1800	h
Stromzähler	elektrische Arbeit	2600	kWh

Entsprechend oben gezeigter Formeln wirken sich zudem auch die Wärmekapazität sowie die Dichte des Wassers auf den Fehler der Arbeitszahl aus. Einen kompletten Überblick über alle benötigten Größen, deren absolute und relative Fehler sowie die entsprechenden Ergebnisse für die Arbeitszahl enthält Tabelle 4.

Tabelle 4: Ausgangswerte sowie die Ergebnisse für relative und absolute Fehler der Teilgrößen sowie der Arbeitszahl 3

Größe	Formelzeichen	Fehlergrenze	gemessener Wert	Einheit	Abs. Fehler	relativer Fehler
Temperaturdifferenz	dT	E _t	5,0	K	0,12	2,3 %
Volumenstrom	$\dot{V}$	E _v	1,05	m³/h	0,03	3,0 %
Wärmekapazität Wasser	c _p	E _c	4186	J/(kg*K)	46,05	1,1 %
Dichte Wasser	ρ	E _c	998,2	kg/m³	10,98	1,1 %
elektrische Energie	E _{el}	E _p	2600	kWh	52,00	2,0 %
Arbeitszahl 3	AZ3	-	4,2	-	0,19	4,4 %

Für die Berechnung der Arbeitszahl ergibt sich demnach ein maximaler Fehler von 4,4 %. An dieser Stelle sei explizit darauf hingewiesen, dass es sich bei den einzelnen Fehlergrenzen um den maximal zulässigen Fehler handelt. Hersteller von Messgeräten geben i.d.R. eigene, geringere Fehlergrenzen für ihre Produkte an.

3.5 Messdatenerfassungssystem

Dieser Abschnitt beschreibt die Datenerfassung und -speicherung vor Ort sowie die Übertragung der Rohdaten zur weiteren Auswertung an das Institut.

Das Messdatenerfassungssystem (MDES) hat folgende Aufgaben:

- Abfrage der Messwerte der einzelnen Sensoren (30 Sekundentakt)
- Anbindung des WP-Reglers (bei ausgewählten Anlagen)
- Speichern der Messwerte (bis ca. 5 Jahre)
- Anbindung an die Fraunhofer ISE-Server über DSL oder Mobilfunk

Das MDES stellt somit, entsprechend der Abbildung 6, die Kommunikationseinheit zwischen den einzelnen Datenquellen in der Feldanlage und dem Server am Institut dar.

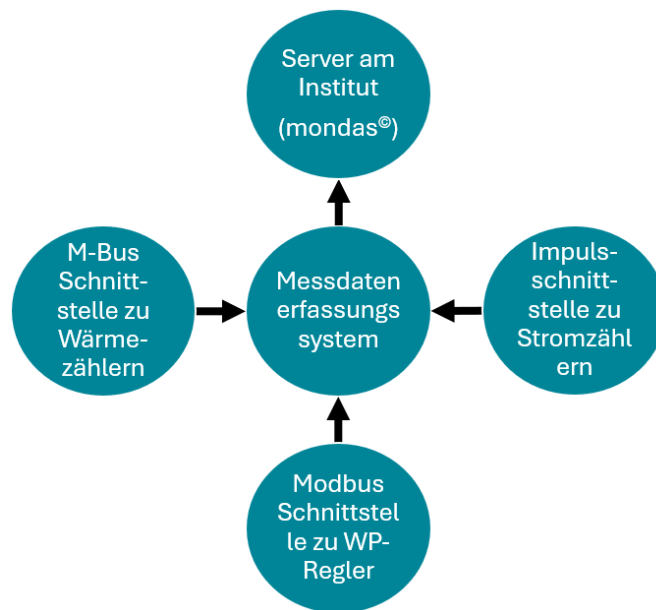


Abbildung 6: schematische Darstellung der Kommunikation zwischen Messtechnik, Messdatenerfassungssystem und Institutsserver

Das MDES im Zentrum der Grafik ist mit einem Embedded System ausgestattet. Dies umfasst einen Rechner mit dem Betriebssystem Linux, auf welchem das Messwerterfassungsprogramm läuft. Es hat die Aufgabe, die Messwerte im 30 Sekundentakt von den Wärmemengen- und Stromzählern, sowie von den Wärmepumpenreglern abzufragen. Diese Messwerte werden in einer Datei für jeden Messtag abgespeichert. Der Server des Fraunhofer ISE fragt das MDES mehrfach täglich nach neuen Datensätzen ab und überträgt diese an das Institut.

Die Wärmemengenzähler sind über die M-Bus-Schnittstelle mit dem Embedded System verbunden. Das Messwerterfassungsprogramm fragt folgende Daten ab:

- Vor- und Rücklauftemperatur in °C
- Differenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur in K
- Volumenstrom in dm³/h
- Leistung in kW
- Energiemenge in kWh

Entsprechend den M-Bus-Funktionen sind die einzelnen Wärmemengenzähler für die Zuordnung mit ID-Nummern versehen. Die Abfrage der Messwerte erfolgt seriell von der ersten bis zur letzten ID eines Systems.

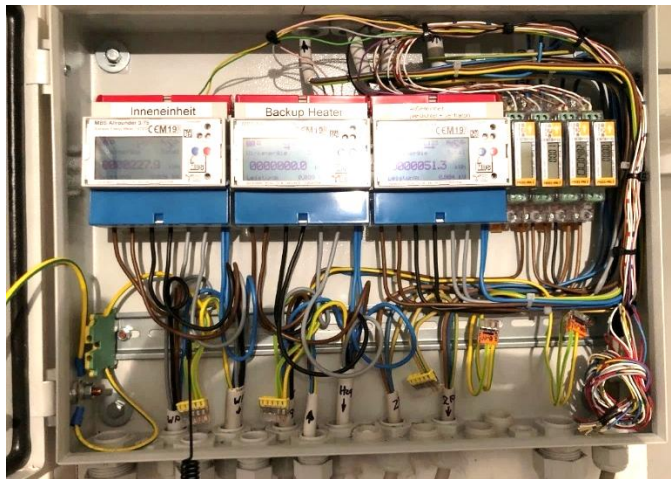


Abbildung 7: Stromzählerkasten

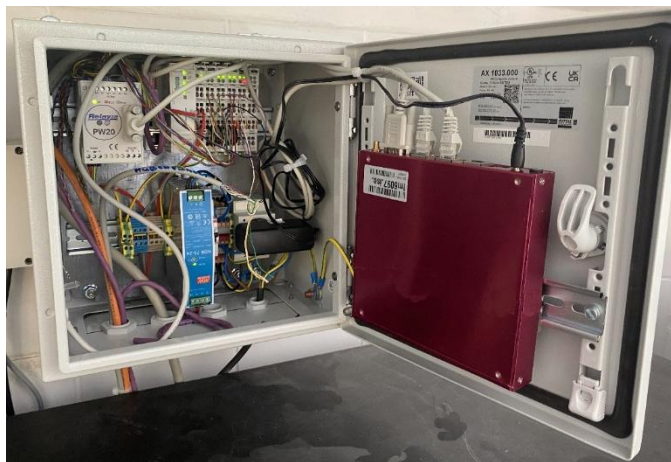


Abbildung 8: Messdatenerfassungssystem

Zum Auslesen der Elektroähler wird deren Impulsoutput von einem WAGO-750-638 System überwacht. Der Zählerstand wird vom Embedded System über eine Modbus TCP-Schnittstelle alle 30 Sekunden abgefragt. Die täglich übermittelten Rohdaten umfassen keine elektrischen Größen, sondern 30 sekundliche Impulszählerstände. Abbildung 8 zeigt exemplarisch ein Messdatenerfassungssystem im Einsatz.

3.6 Erweiterung des Monitoring-Konzeptes

3.6.1 Fokus Schallmessung

Es wurde ein Messkonzept entwickelt, das eine Langzeiterfassung der Geräuschemissionen von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen und eine Auswertung im Abgleich zum Betriebszustand der Wärme ermöglicht. Zudem erlaubt das Verfahren, die Immissionen nahe der Nachbargebäude abzuschätzen. Dazu wurde eine kontinuierliche Schallmessung an zwei Stellen umgesetzt (vgl. Abbildung 9 (a)):

- Mikrofon 1 befindet sich in einem Abstand von etwa 1 Meter von der Wärmepumpe auf der Luftaustrittsseite. Die genaue Position des Mikrofons wurde so

gewählt, dass es sich nicht im Kernluftstrom des Ventilators befand, aber sowohl vom Kompressor als auch vom Ventilator erhebliche Geräusche aufnahm. Die Achse des Ventilators wurde als Höhe für das Mikrofon gewählt.

- Mikrofon 2 wurde in einem bestimmten Abstand (typischerweise > 7 Meter) mit minimalem Einfluss des Wärmepumpengeräusches und gleichzeitig möglichst ähnlichen Umgebungsgeräuschen wie bei Mikrofon 1 positioniert.

Abbildung 9 zeigt einen Versuchsaufbau an einer realen Anlage während der Konzeptentwicklung. Aus den an beiden Mikrofonen aufgezeichneten Schalldruckpegeln wird jeweils ein Beurteilungspegel ermittelt¹.

Für die Bewertung der Immissionen wurde zum Zeitpunkt der Installation des kontinuierlichen Messsystems eine Übertragungsfunktion ΔL_{Aeq} von dem Mikrofon 1 zu dem zu bewertenden Immissionsort aufgezeichnet, wie in Abbildung 9 (b) dargestellt. Dazu wurde vorübergehend ein separates Messsystem verwendet, das aus einer künstlichen Geräuschquelle (Lautsprecher) und zwei zusätzlichen aufeinander abgestimmten Mikrofonpaaren bestand. Der Lautsprecher wurde direkt vor der Wärmepumpe positioniert, ein Mikrofon neben Mikrofon 1 und ein weiteres Mikrofon am zu bewertenden Punkt (in der Regel das nächstgelegene Fenster des Nachbarhauses). Die Übertragungsfunktion wurde mit statischen Geräuschsignalen von 5 Sekunden Dauer erfasst (Sangsinsorn & Nienborg, 2025). Bei der Interpretation der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass das Abstrahlverhalten mit den Betriebsbedingungen (insbesondere Ventilator- und Verdichtfrequenz) variiert und nicht identisch mit dem der Ersatzschallquelle ist.

Nach der Aufzeichnung der Übertragungsfunktion wurde das zweite Messsystem entfernt. Der Beurteilungspegel am zu bewertenden Punkt kann während der Dauermessung nun aus dem Beurteilungspegel an Mikrofon 1 abzüglich der Übertragungsfunktion ermittelt werden. Liegt dieser Wert unter dem an Mikrofon 2 ermittelten Beurteilungspegel der Umgebung, wird letzterer auch für den Pegel am Immissionsort angesetzt.

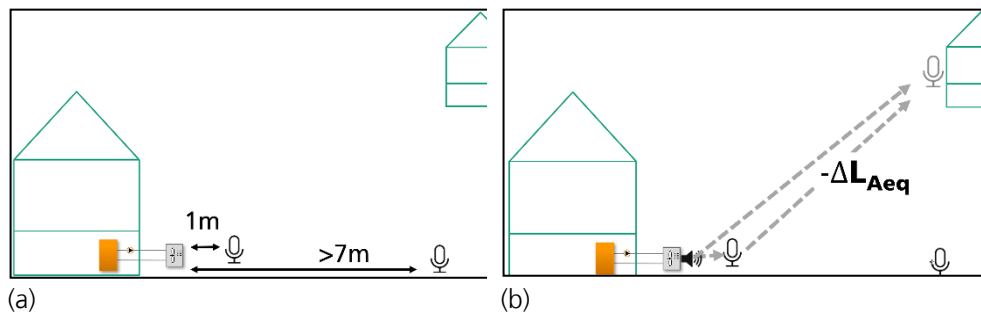


Abbildung 9: (a) Anordnung der kontinuierlichen Schallmessung. (b) Aufbau zur Messung der Übertragungsfunktion zu dem zu bewertenden Immissionsort mit einer künstlichen Schallquelle während der Installation.

Alle eingesetzten Mikrofone entsprechen den Normen IEC 651 Typ 1 und ANSI S1.4 1983 Typ 1 für Schallpegelmesser. Der Schallanalysator entspricht den Anforderungen der Norm IEC 61672-1 für Schallpegelmesser sowie der Klasse 0 der Norm IEC 61260 für 1/3-Oktaven. Beide Mikrofone wurden nach der Installation bei

¹ Der Beurteilungspegel setzt sich in Anlehnung an die Rechenvorschrift nach TA Lärm aus dem gemessenen Schalldruckpegel und Zuschlägen für Tonhaltigkeit, Impulshaltigkeit und Tageszeiten mit erhöhter Empfindlichkeit zusammen. Die in der Auswertung gezeigten Werte der Beurteilungspegel werden grundsätzlich in dieser Form berechnet.

1 kHz und bei 94 dB und 114 dB mit einem Larson Davis-Gerät (Modell CAL200) kalibriert, welches der Norm IEC 60942 Klasse 1 entspricht.

3.6.2 Fokus PV-optimierte Systeme

Ein Teil der untersuchten Anlagen wurde PV-optimiert betrieben. Um das Betriebsverhalten dieser Anlagen bewerten zu können wurde zusätzliche Messtechnik installiert.

Die folgende Abbildung 10 zeigt das Messkonzept für die PV-optimierten Anlagen.

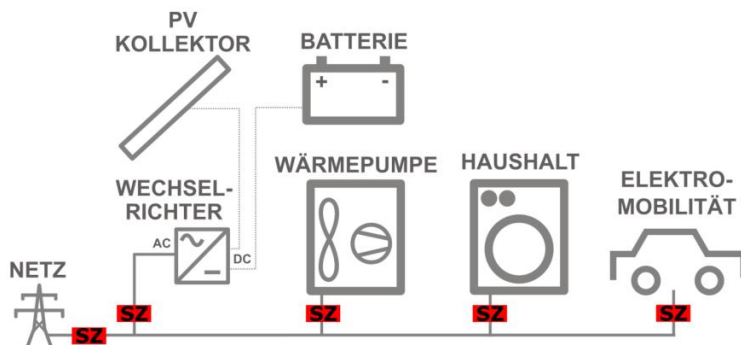


Abbildung 10: Messkonzept PV-optimierte Anlagen

Soweit dies technisch realisierbar war, wurde ein Zweirichtungsstromzähler am Netzübergabepunkt installiert. Die Leistung und der Energieertrag des PV-Kollektorfeldes wurde auf der Wechselstromseite des Wechselrichters mit einem Zähler erfasst. Einige Anlagen verfügen zudem über einen Batteriespeicher. Dieser ist in der Regel DC-seitig am gleichen Wechselrichter angeschlossen wie das PV-Kollektorfeld. Bei dieser Konfiguration konnte über den Stromzähler am Wechselrichter keine Unterscheidung vorgenommen werden, ob der Strom aus dem PV-Kollektorfeld oder aus der Batterie kommt. Diese Unterscheidung wurde über Messdaten aus dem Wechselrichter vorgenommen. Die Anbindung an den Wechselrichter erfolgte, wenn dies technisch möglich war, über eine Modbus Schnittstelle. Weitere Stromzähler wurden installiert, um den Haushaltsstrombedarf und eine ggf. vorhandene Ladeinfrastruktur für Elektro-Mobilität zu erfassen. Zusätzlich wurde, soweit technisch realisierbar, der Regler der Wärmepumpe an die Messwerterfassung angebunden. Die Messwerte der Stromzähler und die für die Auswertung relevanten Reglerdaten wurden im 30 Sekundentakt abgefragt und gemeinsam mit den übrigen Messdaten der Anlage gespeichert und an das Fraunhofer ISE übertragen.

4 Charakterisierung der Messobjekte

4.1 Gebäude

4.1.1 Gebäudetyp und Gebäudefläche

Im Rahmen des Projekts werden Wärmepumpenanlagen in Einfamilienhäusern und kleinen Mehrfamilienhäusern untersucht. Abbildung 11 zeigt die beheizte Fläche der Gebäude, sortiert nach dem Gebäudetyp. Die Angaben zur beheizten Fläche basieren - je nach Datenlage - auf Unterlagen zur Gebäudedokumentation oder auf Angaben der Anlagenbetreibenden. Es wurde angestrebt, die beheizten Flächen in Anlehnung an die Wohnflächenverordnung (WoFIV) zu ermitteln. Da die Berechnungsgrundlage der Angaben der Anlagenbetreibenden nicht für alle Messobjekte bekannt war, konnte keine vollständige Einheitlichkeit erreicht werden.

Die 59 Einfamilienhäuser sind überwiegend freistehende Gebäude (45) und zu einem geringen Anteil Doppelhaushälften (5), Reihenmittelhäuser (4) oder Reihendendhäuser (5). Die beheizte Wohnfläche der Einfamilienhäuser reicht von 90 m² bis 370 m²; der Median liegt bei 170 m². In den 13 vermessenen Zweifamilienhäusern werden – bis auf in einem Haus – beide Wohnungen mit dem Wärmepumpensystem beheizt. In den fünf Dreifamilienhäusern werden jeweils alle drei Wohneinheiten von dem zentralen Wärmepumpensystem beheizt. Betrachtet man alle Messobjekte zusammen, so reicht die beheizte Wohnfläche von 90 m² bis 380 m², mit einem Median von 190 m². Bei einem Gebäude, einem Einfamilienhaus, ist die beheizte Wohnfläche nicht bekannt.

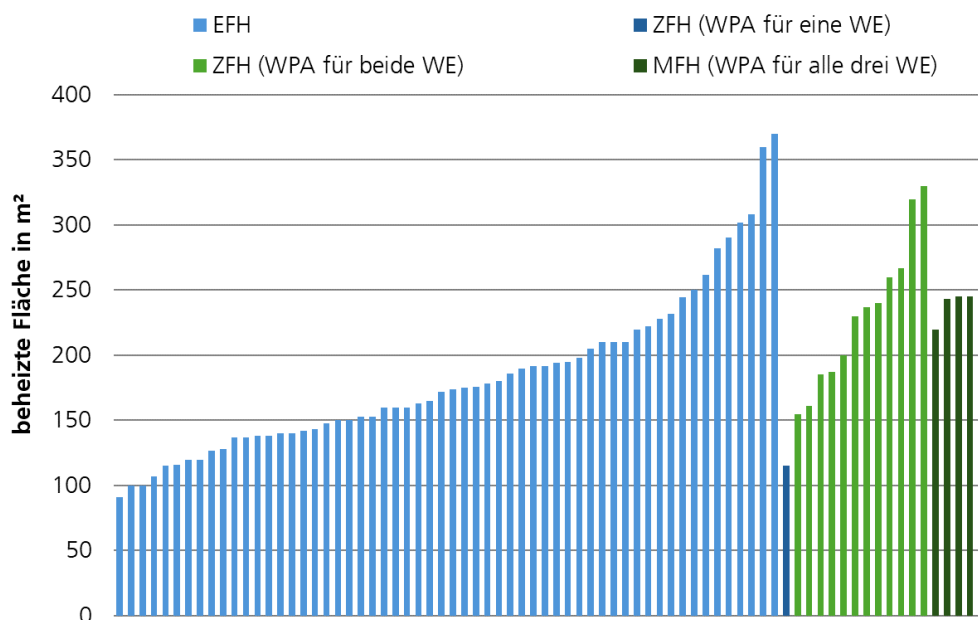


Abbildung 11: Beheizte Fläche der Messobjekte gruppiert nach der Art des Gebäudes (EFH: Einfamilienhaus; ZWE: Zweifamilienhaus, in dem nur eine Wohneinheit (WE) oder beide WE von der Wärmepumpenanlage (WPA) beheizt werden; Mehrfamilienhaus (hier 3-Familienhaus), in dem alle drei WE des Gebäudes von der WPA beheizt werden

4.1.2 Spezifischer Wärmeverbrauch

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....

In diesem Abschnitt ist der spezifische Wärmeverbrauch für Raumheizung und Trinkwassererwärmung im Jahr 2024 (bzw. für einige Anlagen im Jahr 2023) angegeben. Die Wärmemenge wurde an der Bilanzgrenze 3 erfasst; vor dem Speicher. Als Flächenbezugsgröße dient die beheizte Wohnfläche (vgl. Kapitel 4.1.1).

Abbildung 12 zeigt den spezifischen Wärmeverbrauch von 61 Gebäuden¹ für die Raumheizung, anhand gemessener Daten für das Jahr 2024 bzw. 2023. Die von der Wärmepumpe und dem Heizstab bereitgestellte spezifische Wärme ist in Rot, die von dem Kessel bereitgestellte Wärme in Hellrot dargestellt. Ergänzend ist die etwaige Nutzung² eines Ofens zur Raumheizung mit Symbolen gekennzeichnet. Die Bandbreite reicht von 30 kWh/(m²*a) bis 179 kWh/(m²*a), bei einem Median von 86 kWh/(m²*a).

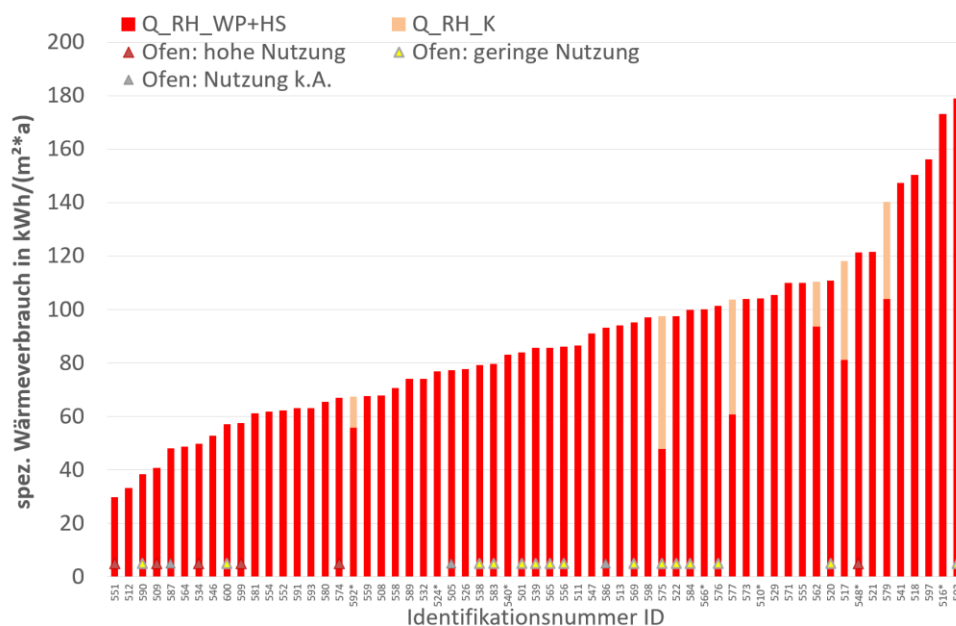


Abbildung 12: spezifischer Wärmeverbrauch der Gebäude für Raumheizung pro m² beheizter Wohnfläche und Jahr für 2024 (*2023)

Abbildung 12 zeigt den spezifischen Wärmeverbrauch von 68 Gebäuden³ für Raumheizung und Trinkwarmwasser, anhand gemessener Daten für das Jahr 2024 bzw. 2023.

¹ Für einige der 77 Messobjekte war keine Trennung der Betriebsmodi Raumheizung und Trinkwassererwärmung möglich. Ebenso werden die Anlagen mit Kombispeicher nicht dargestellt, da hier die Beladung der oberen und unteren Zone nicht unbedingt den Nutzungsarten Trinkwassererwärmung und Raumheizung entsprechen.

² Anhand der Angaben der Anlagenbetreibenden über die zeitliche Nutzung der Öfen bzw. des Holzverbrauches wurde eine Einordnung in folgende Gruppen vorgenommen: a) (fast) keine Nutzung: 0 d/a bis 5 d/a (im Diagramm nicht explizit ausgewiesen), b) geringe Nutzung: mehr als 5 d/a bei einem geschätzten Deckungsbeitrag des Ofens zur Raumheizung unter 20%; c) hohe Nutzung: der Deckungsbeitrag liegt möglicherweise über 20 %. Es ist zu beachten, dass diese Einteilung - aufgrund der hohen Unsicherheit der Annahme des Heizwertes des Holzes und insbesondere des Nutzungsgrades des Ofens - nur der groben Einordnung dienen kann.

³ Anlagen mit Brauchwasser-Wärmepumpen und Kompaktgeräten, bei denen die Wärmemenge zur Beheizung des Trinkwasserspeichers nicht gemessen wurde, sind nicht dargestellt.

Nicht enthalten sind die von einer Solarthermieanlage oder von dezentralen Wärmeerzeugern (Öfen) bereitgestellte Wärmemengen. Die von der Wärmepumpe und dem Heizstab für Raumheizung bereitgestellte spezifische Wärmemenge ist in Rot, die für die Trinkwassererwärmung bereitgestellte Wärmemenge ist in Blau dargestellt. Wenn diese beiden Wärmemengen nicht getrennt werden konnten bzw. ein Kombispeicher installiert ist, so ist die gesamte von der Wärmepumpe und dem Heizstab bereitgestellte Wärmemenge in Rot/Blau schraffiert dargestellt. Die von dem Kessel bereitgestellten Wärmemengen sind analog in Hellrot und Hellblau, bzw. entsprechend schraffiert dargestellt. Ergänzend ist die etwaige Nutzung eines Ofens zur Raumheizung sowie eine Solarthermieanlage mit Symbolen gekennzeichnet. Die Bandbreite reicht von 32 kWh/(m²*a) bis 200 kWh/(m²*a), bei einem Median von 97 kWh/(m²*a).

Charakterisierung der
Messobjekte
.....

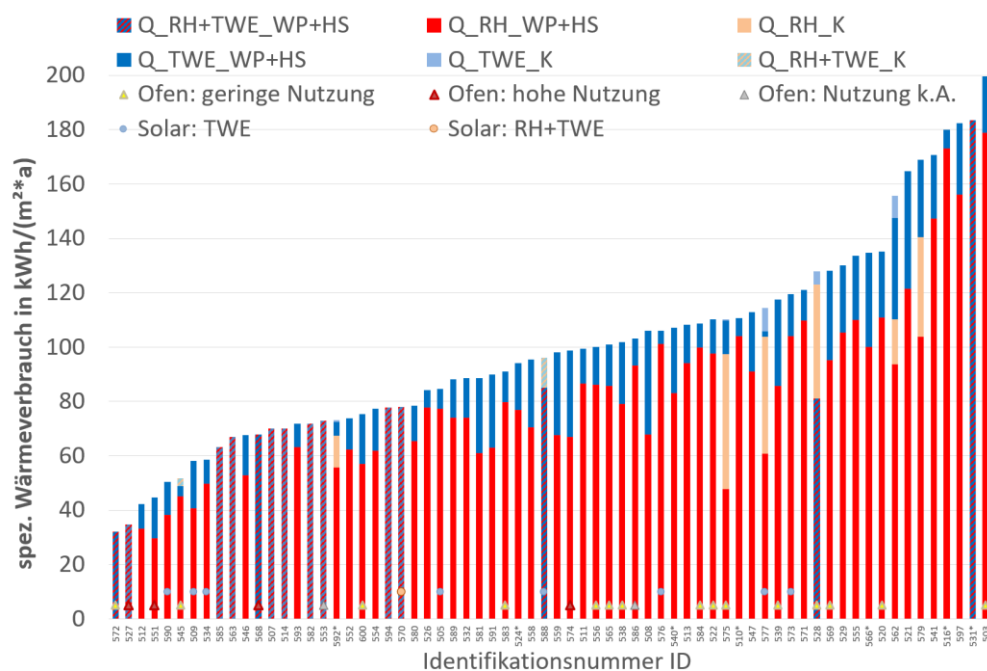


Abbildung 13: spezifischer Wärmebedarf der Gebäude für Raumheizung und Trinkwassererwärmung pro m² beheizter Wohnfläche und Jahr für 2024 (*2023)

4.1.3 Baulter

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Das Baulter der Gebäude zeigt eine weite Verteilung. Sie reicht vom ältesten Gebäude aus dem Jahr 1826 bis zum neusten Gebäude aus dem Jahr 2015. In Abbildung 14 sind die Gebäude den Baultersklassen gemäß dem Institut Wohnen und Umwelt GmbH (IWU) zugeordnet (Loga et al., 2015). Fasst man die Baultersklassen zu Baultersperioden zusammengefasst, die sich an dem Inkrafttreten der Wärmeschutzverordnungen (1. WSchV 1977) und (3. WSchV 1995) orientieren¹, so ergibt sich die folgende Einteilung:

- Baujahr bis 1978: 58 %
- Baujahr 1979 bis 1995: 25 %
- Baujahr 1996 bis 2009: 16 %
- Baujahr 2015: 1 Gebäude

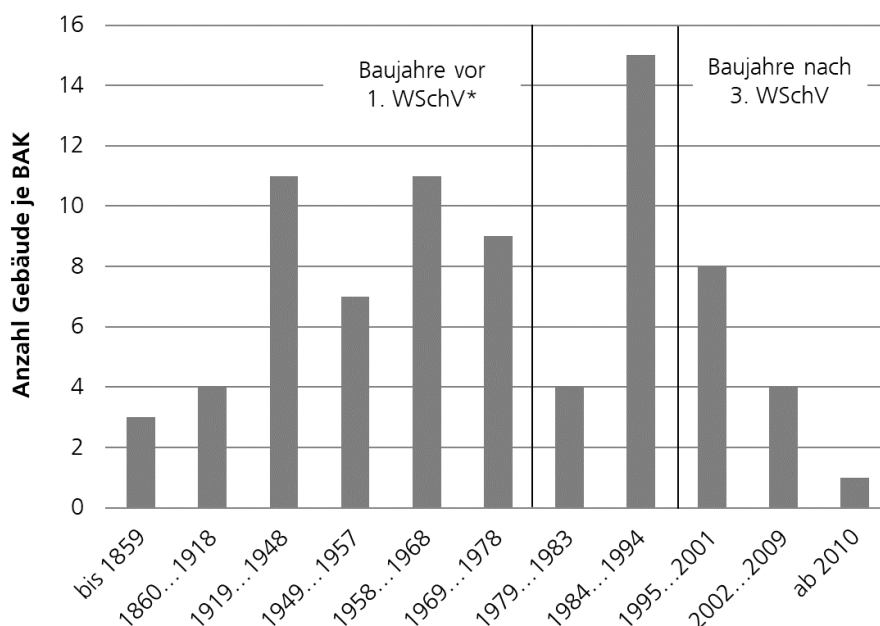


Abbildung 14: Baulter der Gebäude: Zuordnung gemäß den Baultersklassen (BAK) nach (Loga et al., 2015); *Kommentar vgl. Fußnote ¹

4.1.4 Sanierungsgrad

Die Gebäude weisen unterschiedliche Grade der energetischen Hüllsanierung auf. In diesem Abschnitt erfolgt eine Analyse der durchgeführten Sanierungsmaßnahmen, basierend auf der im Kapitel 3.2 erläuterten Methodik. Wie dort beschrieben dient der „Gebäudekennwert“ einer semi-quantitativen Bewertung der energetischen Qualität und ist in sieben Klassen eingeteilt – von Rot (7, „schlecht“) bis Grün (1, „gut“). Für eine detaillierte Betrachtung sind die Wärmedurchgangskoeffizienten der Bauteile „Dach“,

¹ In den alten Bundesländern ist die erste Wärmeschutzverordnung Ende 1977 in Kraft getreten. Das IWU wählt bei der Definition der Baultersklassen eine Verschiebung der Baultersgrenze um ein Kalenderjahr - auf 1978 / 1979 – um dem Umstand Rechnung zu tragen, dass der Übergang in die Praxis erst im Laufe des Jahres 1978 erfolgt sein dürfte, da die Planung und Genehmigung vieler im Jahr 1978 fertiggestellter Gebäude vermutlich bereits vor dem Inkrafttreten der Verordnung abgeschlossen war (Diefenbach et al. (2010)).

„Außenwand“ und „Fenster“ ebenfalls in sieben Klassen kategorisiert. Diese Einteilung orientiert sich an den Grenzwerten der Wärmeschutzverordnungen von 1977 und 1995, wobei die Grenzwerte die Übergänge zwischen den Klassen 5 und 6 sowie 2 und 3 definieren.

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Die Auswertung umfasst 68 Gebäude. Für die übrigen Objekte lagen nicht genügend Informationen zur Gebäudehülle vor, um diese Bewertung vorzunehmen. 39 der analysierten Gebäude stammen aus der Baualtersperiode bis 1979, 17 bis 1994 und 12 bis 2015. Einige der Bauteilaufbauten beruhen lediglich auf qualitativen Beschreibungen durch die Bewohner. Diese wurden so gut wie möglich mit üblichen Angaben zu den Materialeigenschaften ergänzt, um die Wärmedurchgangskoeffizienten der Bauteile zu ermitteln. Aufgrund dieser Annahmen könnte eine gewisse Ungenauigkeit mit sowohl nach unten als auch nach oben ausschlagenden Abweichungen in den folgenden Aussagen enthalten sein.

Abbildung 16, Abbildung 17 und Abbildung 18 zeigen die Wärmedurchgangskoeffizienten der Bauteile „Dach“, „Außenwand“ und „Fenster“ der Gebäude, sowohl im ursprünglichen als auch im aktuellen Zustand, sortiert nach Baualter. Die Diagramme verdeutlichen, dass die Sanierungsrate mit ansteigendem Gebäudealter deutlich zunimmt. So wurden bei den meisten Gebäuden der Baualtersperiode bis 1979 die Fenster (95 %) und/oder das Dach (82 %) erneuert. Mit 51 % wurden in mehr als der Hälfte der Fälle die Außenwände energetisch saniert.

Bei den Gebäuden aus der Baualtersperiode bis 1994 wurden deutlich seltener Sanierungsmaßnahmen an der Gebäudehülle durchgeführt. Bei 35 % der Gebäude erfolgte ein Fensteraustausch und in 24 % der Fälle wurden geringfügige energetische Verbesserungen der Außenwände vorgenommen. Die Dächer sind größtenteils im Originalzustand. An den 12 Gebäuden der Baualtersperiode bis 2015 fanden bis auf eine Ausnahme noch keine energetischen Sanierungsmaßnahmen statt.

Des Weiteren wird in Abbildung 16, Abbildung 17 und Abbildung 18 der heutige energetische Zustand der Bauteile als prozentuale Verteilung dargestellt. Bei den Fenstern liegt der Wärmedurchgangskoeffizient zwischen $0,7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und $3,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Aufgrund der hohen Sanierungsrate liegt dieser Wert in 79 % der Gebäude unter $2,3 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und fällt somit in die Klassen 1 bis 3 (dunkel- bis hellgrün). In den übrigen Gebäuden sind Fenster der Klasse 4 (gelb) verbaut (und 1 orange). Bei den Dächern fallen 55 % in die „grünen“ Bereiche (1 bis 3) der Dachklassifikation. Mit 27 % befinden sich trotz der hohen Sanierungsrate über ein Viertel der Dächer sich in den „orange-roten“ Bereichen (5 bis 7). Ähnlich stellt sich die Verteilung der Wärmedurchgangskoeffizienten der Außenwände dar: 52 % der Außenwände gehören heute den „grünen“ Bereichen der Klassifikation an und 27 % den „orange-roten“ Bereichen.

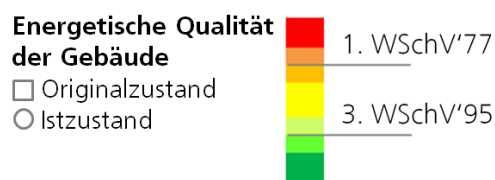
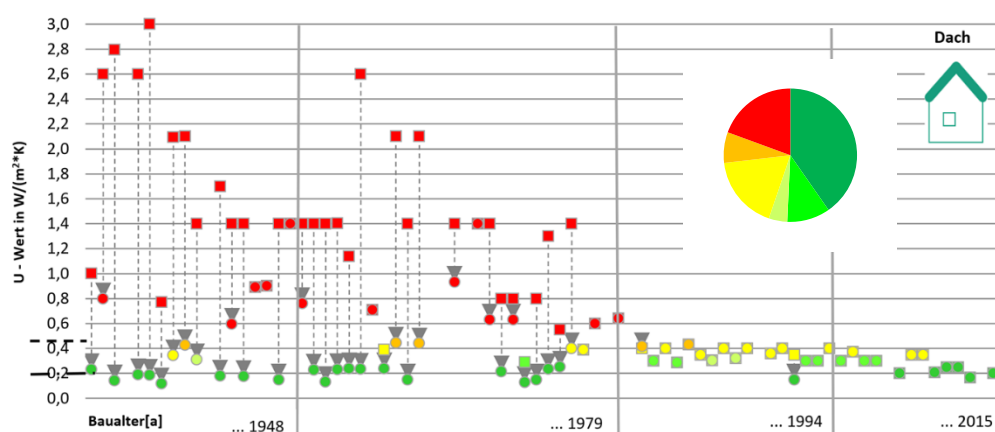


Abbildung 15: Legende - Markierung Originalzustand/Sanierung und Farbskala vgl. 3.2



Charakterisierung der
Messobjekte

Abbildung 16: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der **Dächer** im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)

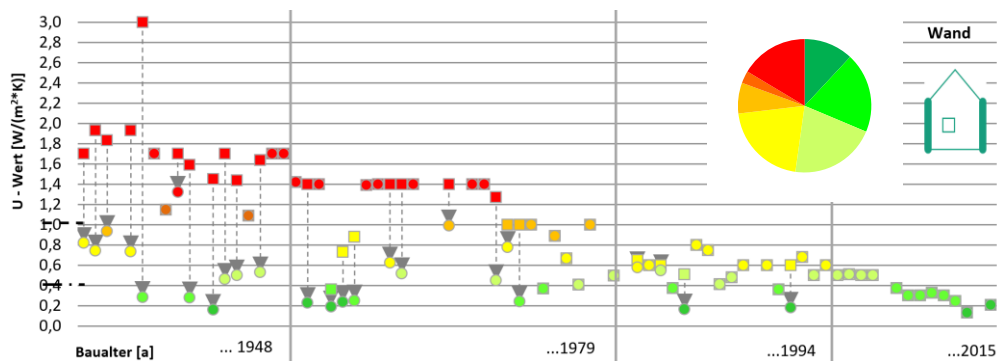


Abbildung 17: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der **Außenwände** im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)

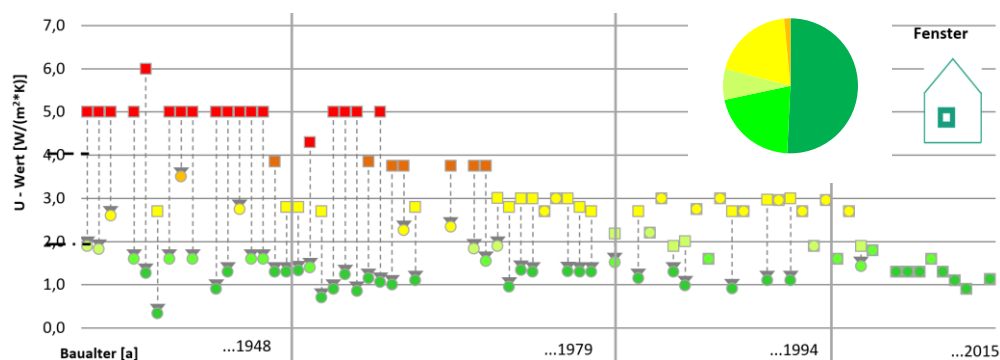


Abbildung 18: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der **Fenster** im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)

In Abbildung 19 sind die Gebäudekennwerte dargestellt, welche die U-Werte der Außenbauteile flächengewichtet anhand der Bauteilgrößen eines Referenzgebäudes aufzeigen (siehe Kapitel 3.2).

Jeweils 23 % der Gebäude mit einem Baualter vor 1979 fallen demnach in den Bereich schlechter als Wärmeschutzverordnung 1977 (rote Klassen) und besser als Wärmeschutzverordnung 1995 (grüne Klasse). Alle Objekte, die ab 1979 gebaut wurden, liegen über der WschV77, 41 % zudem über der WschV95.

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

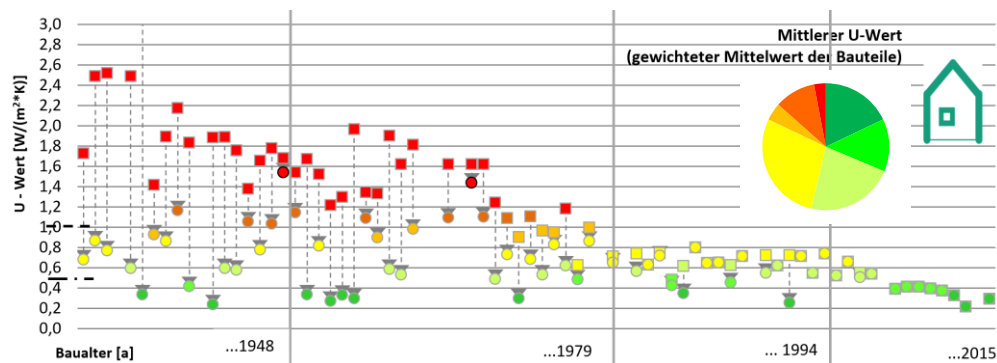


Abbildung 19: Gebäudekennwert im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der Gebäudekennwerte (U-Wert-Klassen) im heutigen Zustand (Tortendiagramm)

Für eine Einordnung gegenüber dem gesamtdeutschen Bestands von Ein- und Zweifamilienhäusern werden die Sanierungsraten der Monitoringgebäude den statistischen Daten der Datenerhebung Wohngebäudebestand 2016 (Cischinsky & Diefenbach, 2018) gegenübergestellt (Abbildung 20). Diese statistischen Daten sind zwar nicht aktuell, werden jedoch aufgrund der Langlebigkeit des Gebäudebestands und der niedrigen jährlichen Sanierungsraten als hinreichend aussagekräftig für einen relativen Vergleich erachtet.

Der Vergleich wird für die Bauteile Dach, Wand und Keller der Gebäude mit einem Baualter vor 1979 gezogen. Für die Sanierung der Fenster liegen keine statistischen Daten vor. Die im Forschungsvorhaben betrachteten Gebäude haben bei allen Bauteilen eine signifikant höhere Sanierungsrate als der Bundesdurchschnitt. So ist die Sanierungsrate im Bundesdurchschnitt bei Dächern um 19 %, bei Außenwänden um 12 % und bei der Kellerdecke um 3 % niedriger als im Projekt.

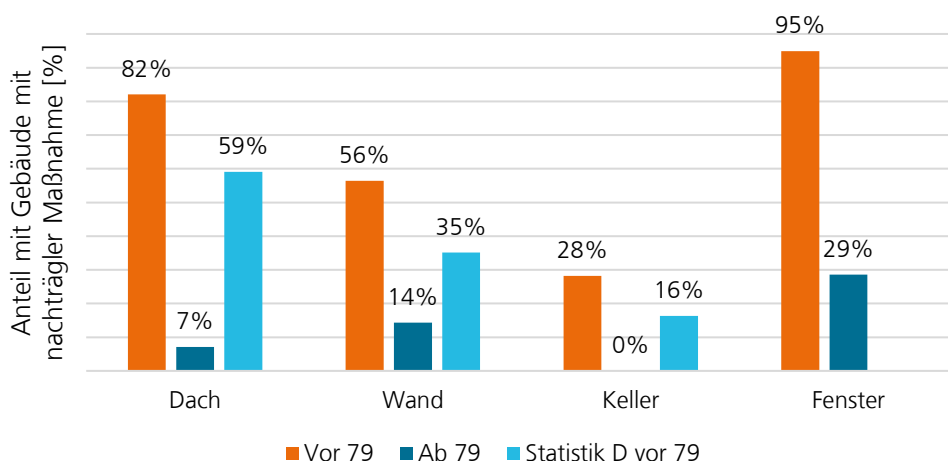


Abbildung 20: Anteil der Bauteile mit nachträglich angebrachter Wärmedämmung im Gebäudebestand des Projektes „WP-QS im Bestand“ und Gesamtgebäudebestand (nur Ein- und Zweifamilienhäuser) Deutschland

4.2 Wärmequellenanlage

In der Abbildung 21 ist die Verteilung der Wärmequellentypen der Projektobjekte dargestellt. Über drei Viertel der untersuchten Anlagen nutzen Außenluft als Wärmequelle. 55 Wärmepumpen verwenden Außenluft als ausschließliche Wärmequelle; hiervon bestehen drei Anlagen aus je zwei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. In fünf der untersuchten Anlagen ergänzt zusätzlich eine Brauchwasser-Wärmepumpe mit Raumluft als Wärmequelle die Heizungs-Wärmepumpe, welche Außenluft als Wärmequelle nutzt. Des Weiteren beziehen ein Fünftel der Wärmepumpenanlagen ihre Wärme aus dem Erdreich, während ein System auf Grundwasser als Wärmequelle zurückgreift.

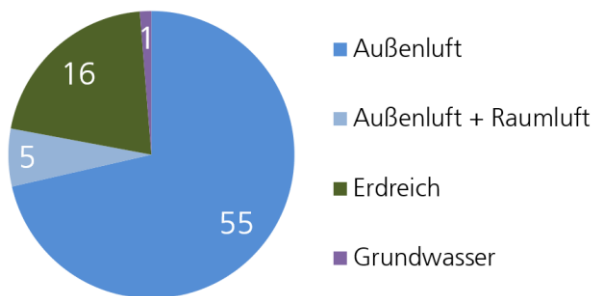


Abbildung 21: Wärmequellen bzw. Wärmequellenanlagen der untersuchten Wärmepumpen

Bei Systemen, die nur Außenluft als Wärmequelle nutzen, wird diese in fast allen Fällen direkt über den Verdampfer geführt. Die Ausnahme bildet eine Wärmepumpe mit solegeführter Wärmequellenanlage: Ein außen aufgestellter Luft/Sole-Wärmeübertrager entzieht der Außenluft zunächst die Wärme, die anschließend über die Soleflüssigkeit zum Verdampfer der Wärmepumpe im Gebäude transportiert wird.

Die in dieser Untersuchung betrachteten Erdwärme-Wärmepumpen greifen ausschließlich auf Erdwärmesonden als Wärmequellenanlage zurück.

4.3 Wärmepumpengeräte

Die untersuchten Wärmepumpengeräte unterscheiden sich in diversen Merkmalen. Mit den Themen Leistungsregelung, Kältemittel und Normleistungszahl wird nachfolgend eine Auswahl dieser Merkmale näher beschrieben.

Durch eine Modulation der thermischen Leistung der Wärmepumpe und der damit einhergehenden Annäherung an die erforderliche Gebäudeheizlast können Effizienzsteigerungen realisiert werden. Eine geringere Anzahl von Anschalthäufigkeiten infolge der Leistungsmodulation kann sich zudem positiv auf die Lebensdauer des Verdichters auswirken. Eine große Differenz zwischen der Heizleistung der Wärmepumpe und der Heizlast eines Gebäudes besteht überwiegend bei Wärmepumpen mit Nutzung der Außenluft als Wärmequelle (Leistungsdivergenz). Dies ist auf die deutlich größere Temperaturbandbreite der Wärmequelle zwischen Sommer und Winter zurückzuführen. Entsprechend wirkungsvoller ist der Einsatz der Leistungsmodulation bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. Aus diesem Grund wird bei der Erläuterung zur Leistungsregelung hier nach Wärmequellen unterschieden. Diese sind in Abbildung 22 dargestellt.

Wärmepumpen-Anlagen mit Außenluft als Wärmequelle

Von den 51 Anlagen mit nur einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe laufen 80 % invertergeregelt, 12 % zweistufig und 8 % als fixed-speed-Anlage (gerundete Werte).

Für die bessere Lesbarkeit des Diagramms sind folgende Informationen dort nicht weiter ausdetailliert dargestellt: 3 der 4 Anlagen mit 2 Heizungswärmepumpen haben zwei invertergeregelt Wärmepumpen des gleichen Typs eingebaut. Eine weitere Anlage besteht aus zwei unterschiedlichen Heizungswärmepumpen, von denen eine invertergeregelt und eine zweistufig geregelt ist.

Insgesamt 5 der Anlagen haben je eine Heizungswärmepumpe und eine Brauchwasser-Wärmepumpe (vergl. Kapitel 4.2). Drei dieser kombinierten Systeme haben eine invertergeregelt Heizungswärmepumpe, die anderen beiden eine mit fixed-speed-Leistungsregelung.

Wärmepumpen-Anlagen mit dem Erdreich als Wärmequelle

10 der Anlagen mit Erdwärme als Wärmequellen weisen eine Inverterregelung auf. Die übrigen 6 (entspricht 37,5 %) sind fixed-speed.

Wärmepumpen-Anlage mit Grundwasser als Wärmequelle

Nicht in Abbildung 22 dargestellt ist die Anlage mit Grundwasser als Wärmequelle, da hier nur eine Anlage dieser Art existiert. Diese Grundwasser-Wärmepumpe ist invertergeregelt.

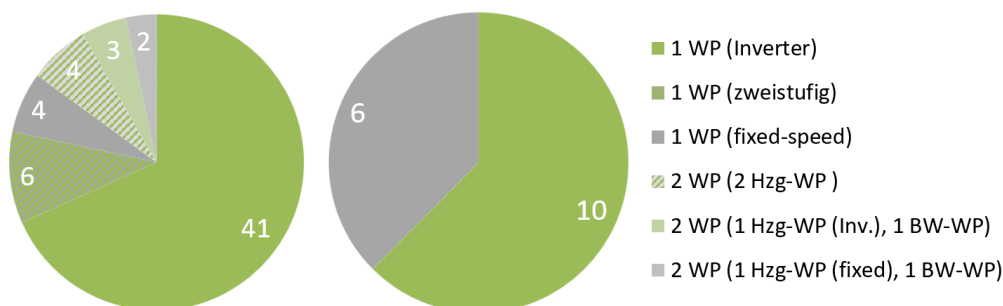


Abbildung 22: Angaben zur Leistungsregelung unterschieden nach Wärmequelle: Außenluft (links) und Erdreich (rechts).

In Abbildung 23 und Abbildung 24 werden die Norm-Leistungszahlen, Einbaujahre und die Art der Leistungsregelung der Wärmepumpen dargestellt. Das Einbaujahr kann als Indiz für das Gerätebaujahr und somit für deren technische Reife herangezogen werden. Es kann davon ausgegangen werden, dass Geräte von 2020 einen anderen Entwicklungsstand, zum Beispiel in Hinblick auf die Regelung und auf die eingesetzten Komponenten aufweisen als Geräte von 2012. Die Leistungszahlen werden gemäß DIN EN 14511 bei Standardbedingungen A2/W35 (Außenluft/Wasser-Wärmepumpen) bzw. B0/W35 (Sole-Wärmepumpen) ermittelt und geben, bezogen auf die Effizienz, die prinzipielle Güte des Gerätes wieder. Bezüglich der Vergleichbarkeit der Leistungszahlen ist zu berücksichtigen, dass die Hersteller von invertergeregelt Wärmepumpen Freiheiten bei der Einstellung der Verdichterdrehzahl an dem Norm-Betriebspunkt haben. Auch aus Gründen der Anonymisierung der Geräte wird hierauf nicht näher eingegangen.

Setzt man die Werte der Leistungsregelung mit dem Einbaujahr der Anlagen in Relation, so fällt auf, dass die fixed-speed-Außenluft/Wasser-Wärmepumpen ausschließlich älteren

Baualters sind. Während Inverter-Wärmepumpen sowohl unter den früheren als auch unter den späteren Einbaujahren des Projektes vertreten sind, wurden die fixed-speed- und zweistufig geregelten Wärmepumpen nur bis zum Jahr 2017 eingebaut. Alle neueren Anlagen ab dem Einbaujahr 2020 sind Inverter-Wärmepumpen. Erkennbar ist des Weiteren, dass die Normleistungszahlen der fixed-speed Wärmepumpen im Schnitt in einem niedrigeren Bereich liegen als invertergeregelter Wärmepumpen.

Die Einbaujahre der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen liegen zwischen 2012 und 2023, mit einem Ausreißer des Einbaujahrs 2006. Die Leistungszahlen bewegen sich zwischen 3,2 und 4,6. Hierbei liegen die Leistungszahlen der fixed-speed-Leistungsregelung zwischen 3,2 und 4,1, die der zweistufigen Regelung zwischen 3,5 und 4,1 und diejenigen der invertergeregelter Wärmepumpen zwischen 3,3 und 4,6. Die Leistungszahlen der jüngeren Anlagen liegen im Schnitt über denen der älteren Wärmepumpen. Hier gibt es jedoch sowohl bei den älteren Anlagen positive Ausreißer (WP von 2006 mit Leistungszahl von 4,3) als auch Ausschläge in schlechtere Bereiche von jüngeren Wärmepumpen.

Charakterisierung der
Messobjekte

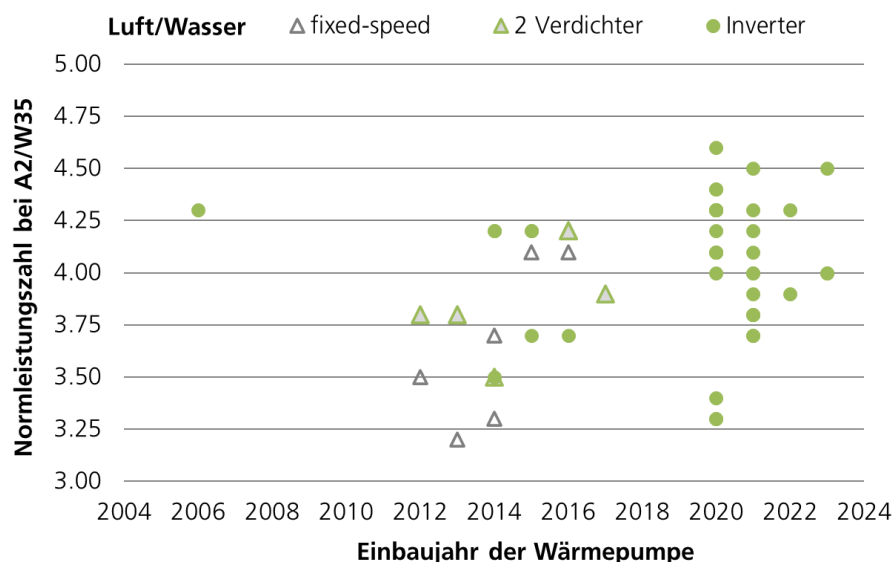


Abbildung 23: Einbaujahr der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen mit Normleistungszahl nach DIN EN 14511 bei A2/W35 und Angaben zur Leistungsregelung

In Abbildung 24 sind Informationen über die Sole-Wärmepumpen mit dem Erdreich als Wärmequelle dargestellt. Diese wurden in den Jahren zwischen 2011 und 2021 eingebaut. Alle invertergeregelter Wärmepumpen sind aus den Einbaujahren 2020 und 2021, während die fixed-speed-Wärmepumpen sich auch auf die früheren Einbaujahre verteilen. Die Norm-Leistungszahlen der Wärmepumpen bewegen sich in Bereichen zwischen 4,3 und 5, übersteigen also im Schnitt die der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen deutlich. Hinsichtlich der Leistungszahlen ist kein signifikanter Unterschied zwischen invertergeregelter und fixed-speed-Wärmepumpen ersichtlich: WP mit Inverterregelung liegen zwischen 4,6 und 5,0 WP ohne Inverterregelung zwischen 4,7 und 5,0 mit einer Anlage als Ausreißer bei 4,3.

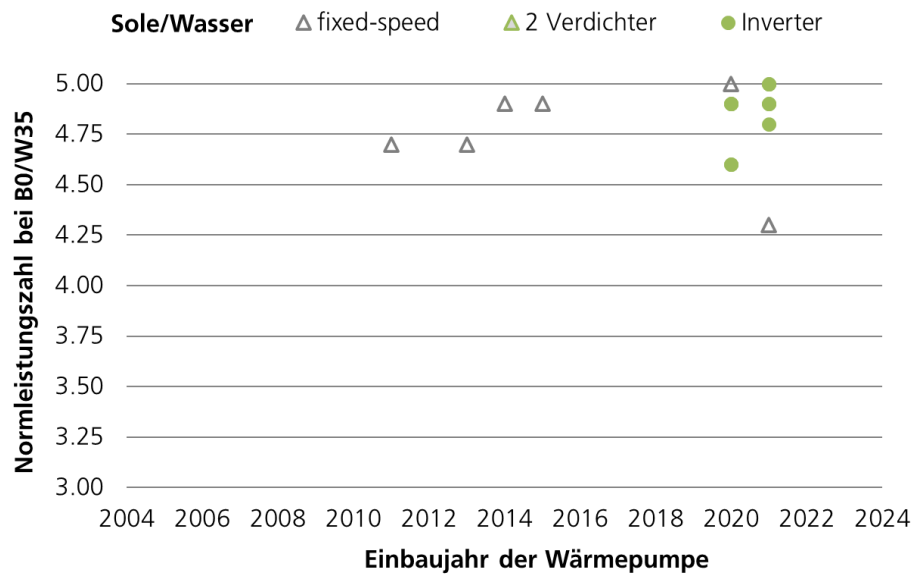


Abbildung 24: Einbaujahr der Erdwärme-Wärmepumpen mit Normleistungszahl nach DIN EN 14511 bei B0/W35 und Angaben zur Leistungsregelung

Die in den Anlagen verwendeten Kältemittel sind in Abbildung 25 dargestellt. Seit dem Inkrafttreten der F-Gase-Verordnung (EU) 2024/573 und dem damit verbundenen Phase-Down von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotenzial (Greenhouse potential, GWP) steigt der Marktanteil von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemittel kontinuierlich an. Aufgrund des Einbaualters zeichnet sich diese Entwicklung in den Ergebnissen der hier getesteten Anlagen jedoch noch nicht verstärkt ab. So laufen drei Viertel der Anlagen mit einem Kältemittel mit einem GWP von über 1000. Insgesamt beinhalten 46 Anlagen R410A (GWP 2088), 4 Anlagen mit R404A (GWP 3922) und 8 Anlagen mit R407C (GWP 1774). Kältemittel mit einem GWP unter 1000 wurden in einem Viertel der Anlagen eingesetzt. Davon ist in 9 Anlagen R32 (GWP 675), in 4 Anlagen R454C (GWP 148) und in 6 Anlagen das natürliche Kältemittel Propan (R290, GWP 0,02) enthalten.

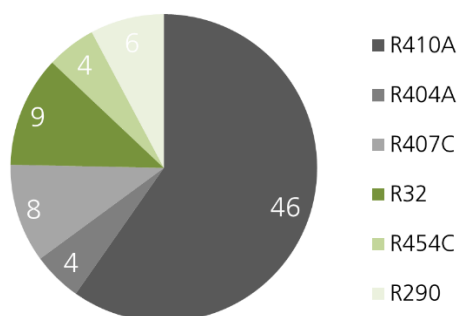


Abbildung 25: Verteilung der verwendeten Kältemittel

Vergleicht man die verwendeten Kältemittel mit denen des Vorgängerprojektes „WPsmart im Bestand“ aus dem Jahr 2020, so ist der Anteil von Kältemitteln mit einem sehr hohen GWP über 2000 von 76 % auf 65 % gesunken. Insbesondere der Anteil von

Anlagen mit dem Kältemittel R404A, das einen besonders hohen GWP hat, ist von 26 % bei „WPsmart im Bestand“ auf 5 % in „WP-QS im Bestand“ gefallen.

Charakterisierung der
Messobjekte
.....

4.4 Hydraulische Einbindung und Wärmenutzungsanlage

4.4.1 Raumheizung: Wärmeübergabesystem

Wie in Abbildung 26 dargestellt, nutzen knapp ein Viertel der Gebäude ausschließlich Heizkörper, wie Glieder- oder Plattenheizkörper zur Beheizung der Räume. In einer vergleichbaren Anzahl von Gebäuden sind ausschließlich Flächenheizungen (Fußbodenheizungen bzw. einmal Wand-/Deckenheizung) installiert. Zwei Gebäude, die mit Fußbodenheizungen beheizt werden, haben zusätzlich im Bad einen Handtuchheizkörper installiert. Wie unten beschrieben, wird bei diesen Anlagen die Heizkreistemperatur nach der Anforderung der Flächenheizung eingestellt.

Etwa die Hälfte der Gebäude wird sowohl mit Heizkörpern als auch mit Flächenheizungen (überwiegend Fußbodenheizungen, teilweise Wand- oder Deckenheizungen) beheizt. In drei Gebäuden kommen Gebläsekonvektoren in Kombination mit Flächenheizung bzw. Heizkörpern zum Einsatz. Bei einem Objekt liegen keine Angaben zur Art des Wärmeübergabesystems vor. Am Ende dieses Kapitels werden die Messobjekte, welche unterschiedliche Arten von Wärmeübergabesysteme im Gebäude installiert haben, näher vorgestellt.

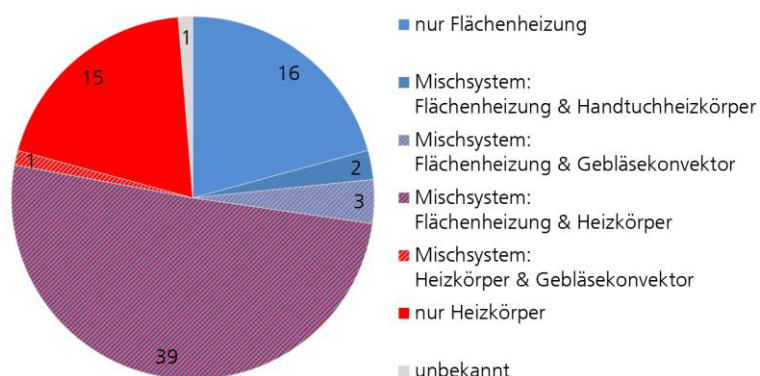


Abbildung 26: Spezifizierung der Wärmeübergabesysteme

Das Installationsjahr der Wärmeübergabesysteme variiert stark und die verschiedenen Arten der Raumheizung sind in allen Baualtersperioden der Gebäude anzutreffen. Es sind sowohl Wärmeübergabesysteme in Nutzung, die bei der Errichtung des Gebäudes installiert wurden, als auch Wärmeübergabesysteme, die nachträglich ausgetauscht wurden und nicht dem Gebäudealter entsprechen. Im Zuge des nachträglichen Austauschs wurde in einigen Messobjekten die Art des Wärmeübergabesystems beibehalten, jedoch andere Typen eingesetzt (bspw. Plattenheizkörper anstelle von Gliederheizkörper). In anderen Messobjekten wurde die Art des Wärmeübergabesystems geändert, bspw. wurden Einzelöfen ausgebaut oder Heizkörper (komplett oder nur in einem Teil der Räume) durch Flächenheizungen ersetzt.

Die folgende Auflistung bietet einen Überblick über das Einbaujahr der installierten Fußbodenheizungen und Heizkörper. Hierbei ist je Gruppe jeweils das älteste und das jüngste Installationsjahr sowie der Median der Gruppe angegeben.

Fußbodenheizung:

- Original (20): 1965 ... | 1992 | ... 2009
- Nachrüstung (29): 1982 ... | 2015 | ... 2022
- unbekannt (3)

Heizkörper

- Original¹ (16): 1950 ... | 1990 | ... 1998
- Nachrüstung (32): 1985 ... | 2011 | ... 2020
- unbekannt (5)

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Sind in einem Gebäude unterschiedliche Arten von Wärmeübergabesystemen installiert, die üblicherweise unterschiedliche Betriebstemperaturen erfordern (bspw. Fußbodenheizung und Heizkörper), werden diese Heizungssysteme in diesem Bericht als Mischsysteme bezeichnet. Rund ein Drittel dieser Heizungssysteme wurde bereits mit der Errichtung des Gebäudes mit unterschiedlichen Arten von Wärmeübergabesystemen ausgestattet. Bei zwei Drittel dieser Gebäude wurde in einem Teil der Räume eine Flächenheizung nachträglich eingebaut; meist alle Räume einer oder zweier Etagen. In anderen Fällen erfolgte der Einbau der Flächenheizung im Zuge einer Erweiterung der beheizten Wohnfläche.

In Abbildung 27 werden die Mischsysteme näher vorgestellt. Die Abbildung zeigt für jede Anlage den prozentualen Anteil der beheizten Fläche, die a) nur mit Flächenheizungen, b) nur mit Heizkörpern, c) nur mit Gebläsekonvektoren oder d) sowohl mit Flächenheizungen als auch mit Heizkörpern beheizt werden. Zu den Heizkörpern zählen in dieser Darstellung auch Badheizkörper. Die meisten Räume der gezeigten Gebäude sind mit nur einer Art Raumheizung ausgestattet (bspw. Flächenheizung ODER Heizkörper). Nur in wenigen Gebäuden sind einige Räume mit Flächenheizungen UND Heizkörpern beheizt.

¹ In der Rubrik „Original“ wurden auch Gebäude erfasst, bei denen ein Teil der jetzt vorhandenen Heizkörper mit Errichtung des Gebäudes eingebaut und ein Teil ersetzt wurde. Dies trifft auch auf das Gebäude von 1950 zu. Ausnahme: Wenn die Original-Heizkörper nur in selten genutzten Nebenräumen installiert sind (Keller, Gästezimmer) sind die Gebäude in der Rubrik „Nachrüstung“ erfasst.

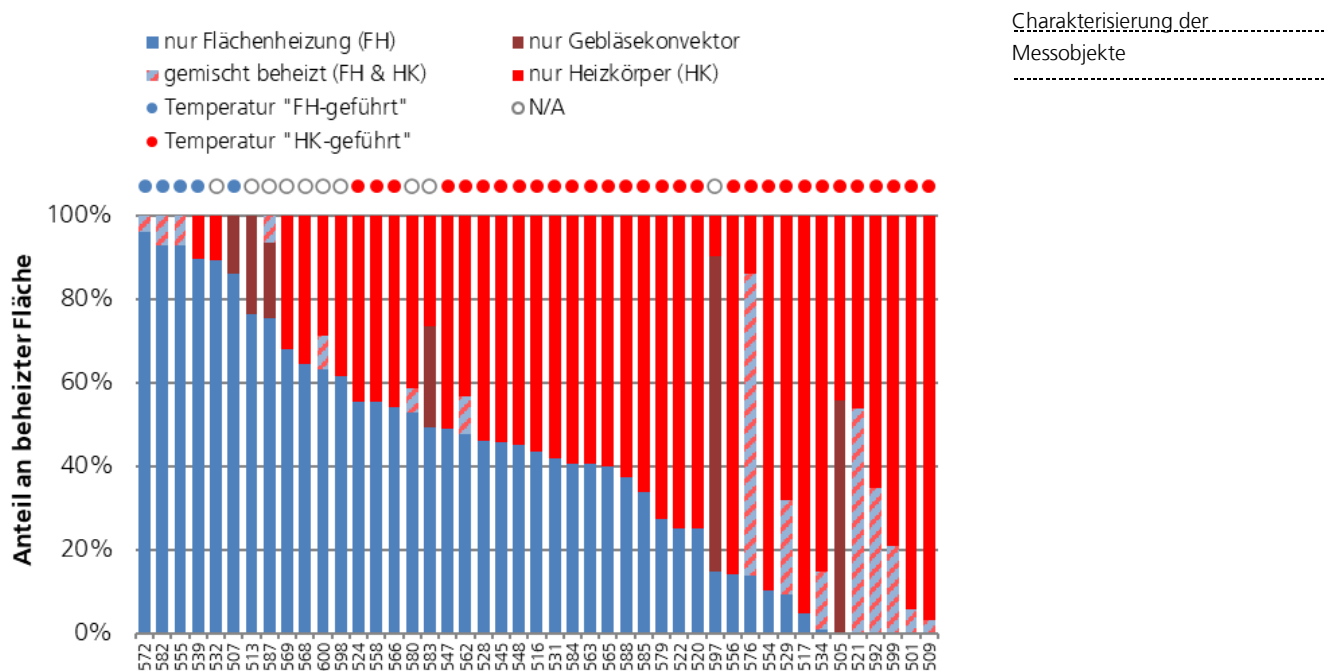


Abbildung 27: Spezifizierung der Wärmeübergabesysteme mit Mischsystem: Verteilung der Arten der Raumbeheizung je Gebäude (gekennzeichnet durch die Anlagen-ID), sowie Kategorisierung hinsichtlich der Anforderungen an die Betriebstemperatur der Wärmepumpe im Raumheizmodus

Entscheidend für die Temperatur, welche die Wärmepumpe bei Mischsystemen zur Raumheizung bereitstellen muss, ist deren hydraulische Verschaltung und – wie bei „Single-Wärmeübergabesystemen“ auch – die Auslegung der Wärmeübergabesysteme. Sind alle Wärmeübergabesysteme an einen Speicher, eine Weiche oder einen Verteiler angeschlossen, so bestimmt die höchste Temperaturanforderung die erforderliche Betriebstemperatur der Wärmepumpe. Bei getrennt angeschlossenen Heizkreisen kann bei alternierendem Betrieb mit unterschiedlichen Temperaturniveaus und damit effizienter gearbeitet werden. In allen untersuchten Anlagen – mit einer Ausnahme - stellt die Wärmepumpe die thermische Energie zur Raumheizung nur auf einem Temperaturniveau bereit. In einer Anlage ist der Heizkörper (ein Handtuchheizkörper) an den Trinkwasserspeicher angeschlossen.

Für die Auswertung und Einordnung der Betriebsbedingungen werden die 45 Mischsysteme in drei Untergruppen unterteilt (vgl. Abbildung 27):

- **Temperatur der Wärmepumpe zur Raumheizung ist „flächenheizungsgeführt“** (5 Anlagen):
Beschreibung / Beispiele: Gebäude ist (fast ausschließlich) über Flächenheizung beheizt und nur im Bad ist zusätzlich ein Heizkörper installiert, der jedoch nur auf dem für die Fußbodenheizung erforderlichen Temperaturniveau betrieben wird. Heizkörper sind nur im Flur installiert.
- **Temperatur der Wärmepumpe zur Raumheizung ist „heizkörpergeführt“** (30 Anlagen):
Beschreibung: Es wird mindestens ein Wohnraum (i.d.R. mehrere Räume), der/die einen für das Gebäude durchschnittlichen spezifischen Heizwärmebedarf und „normale“ Komfortanforderungen hat/haben, ausschließlich von Heizkörpern beheizt. Heizkörper und Flächenheizungen sind an den gleichen Speicher oder Verteiler bzw. die gleiche Weiche angeschlossen.

- **Keiner der beiden zuvor genannten Gruppen zugeordnet** (10 Anlagen):
Beschreibung: a) In diesen Anlagen sind die Heizkörper nur in Räumen mit einem für das Gebäude geringeren spezifischen Heizwärmebedarf oder mit geringen Komfortansprüchen installiert (bspw. Kellerräume), oder in gemischt beheizten Räumen. b) Das Temperaturniveau des Heizkreises liegt in dem für Fußbodenheizungen üblichen Temperaturbereich; gleichzeitig sind die Heizkörper in Hauptaufenthaltsräumen das alleinige Wärmeübergabesystem. c) Anlage, bei denen u.a. Gebläsekonvektoren eingebaut sind, die nicht eindeutig einer der o.g. Kategorien zugeordnet werden können.

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

4.4.2 Raumheizung: Hydraulische Einbindung

Die Hydraulikschemen der Messobjekte wurden analysiert und u.a. unter dem Gesichtspunkt der hydraulischen Einbindung der Raumheizung kategorisiert. Dabei wurden zwei verschiedene Ebenen der Betrachtung angewendet:

- Etablierte Kategorisierung:
 - Heizungsspeicher (oder Kombispeicher) parallel eingebunden
 - Heizungsspeicher seriell eingebunden
 - Kein Heizungsspeicher (oder Kombispeicher)
- Zusätzlich wurde eine Unterteilung nach der hydraulischen Entkopplung von Wärmepumpenkreis und Heizkreis eingeführt:
 - hydraulisch entkoppelt
 - nicht hydraulisch entkoppelt

Abbildung 28 zeigt die vorgenommene Einteilung der 77 Wärmepumpensystemkonzepte nach den o.g. Gesichtspunkten. Ergänzend ist markiert, welche dieser Konzepte einem der Grundschemen der VDI 4645 bzw. des Schweizer WPSM entsprechen. Die VDI 4645 (Planung von Wärmepumpenanlagen) empfiehlt, die in der Richtlinie aufgeführten Grundschemen zu verwenden. Das Schweizer Wärmepumpen-Systemmodul (WPSM)¹ gibt hydraulische Grundschemen vor und ermöglicht Wärmepumpen-Anbieter weitere Konzepte von einer Zertifizierungskommission genehmigen zu lassen.

¹ Das Wärmepumpen-Systemmodul (WPSM) ist ein Schweizer Standard für die Planung, Erstellung und Inbetriebnahme von Wärmepumpenanlagen. Es bezieht sich auf Anlagen bis ca. 15 kW sowohl für den Neubau wie auch den Gebäudebestand. <https://www.wp-systemmodul.ch>

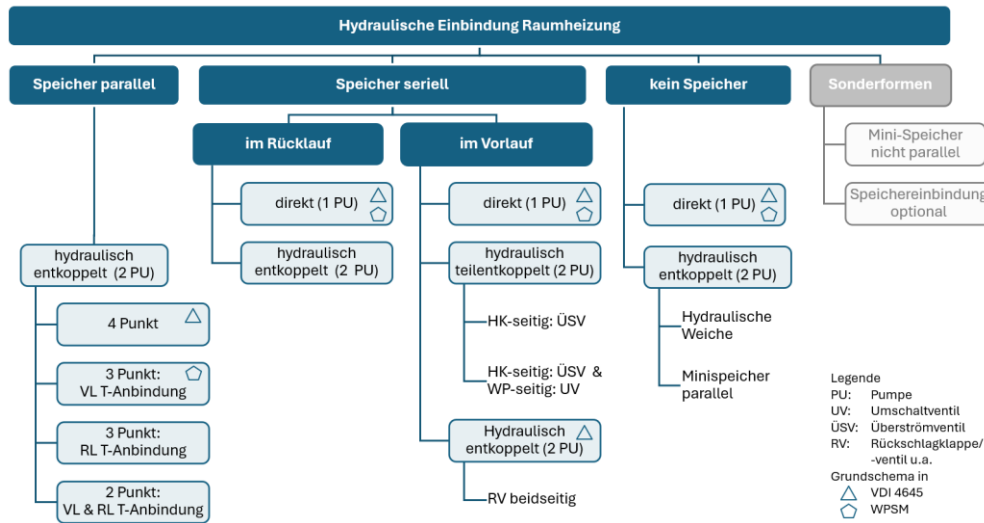


Abbildung 28: Kategorisierung der in den Messobjekten vorhandene Konzepte zur hydraulischen Einbindung der Raumheizung, sowie Kennzeichnung der in der VDI 4645 und dem Schweizer WPSM vorgesehenen Grundschema

Im Folgenden werden in den Messobjekten umgesetzten Hydraulikvarianten beschrieben.

Systeme ohne Speicher – direkt

Die Wärmepumpe versorgt den Heizkreis direkt, wobei die Rücklauftemperatur als Regelgröße dient. Ein Überströmventil sichert den erforderlichen Mindestvolumenstrom für die Wärmepumpe, falls alle Ventile geschlossen sind. Dieses Konzept eignet sich für Flächenheizsysteme mit ausreichender Speichermasse. Das Schweizer WPSM sieht auch eine Variante für Anlagen ohne Einzelraumregulierung vor: In diesem Fall werden die Fußbodenheizungen immer durchströmt und es ist kein Überströmventil eingebaut.

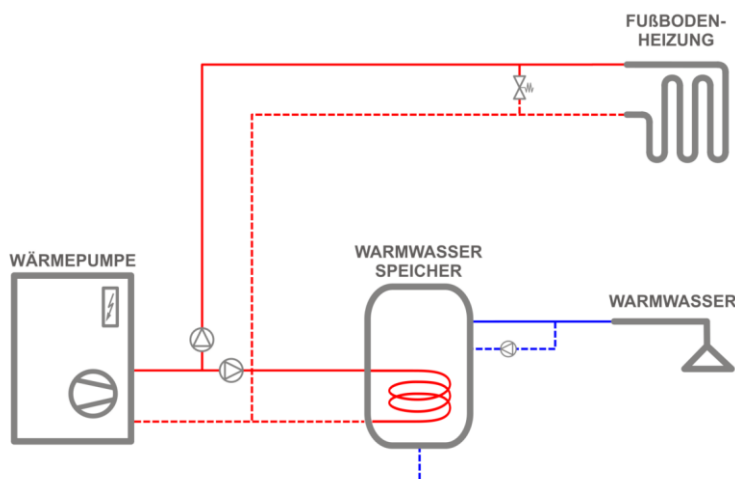


Abbildung 29: Schema eines Wärmepumpensystems ohne Heizungsspeicher in direkter Heizkreis Einbindung (Bei der Verwendung von je einer Pumpe für Raumheizung und Trinkwassererwärmung sind je eine Rückschlagklappen im hydraulischen Kreis zur Raumheizung (vor dem Überströmventil) sowie zur Trinkwassererwärmung notwendig; diese sind nicht dargestellt)

Systeme ohne Speicher – hydraulisch entkoppelt

Der Einbau einer hydraulischen Weiche ermöglicht es, den Wärmepumpenkreis und den Heizkreis unabhängig voneinander zu betreiben. Parallel eingebundene „Minispeicher“ werden hier der gleichen Kategorie zugeordnet, da deren Speichereffekt zu vernachlässigen ist. Der Einsatz einer hydraulischen Weiche bzw. eines Minispeichers ist für Wärmepumpensysteme ein ungünstiges Konzept. Ist der Volumenstrom im Heizkreis höher als im Wärmepumpenkreis, führt dies zu einer ungewünschten Rücklaufbeimischung. Ist der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis höher als im Heizkreis, führt die Beimischung aus dem Vorlauf in den Rücklauf zu einem Anstieg der Rücklauftemperatur und – bei einer hohen Beimischung – zu kurzen Wärmepumpenlaufzeiten (vgl. Kapitel 6.3).

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

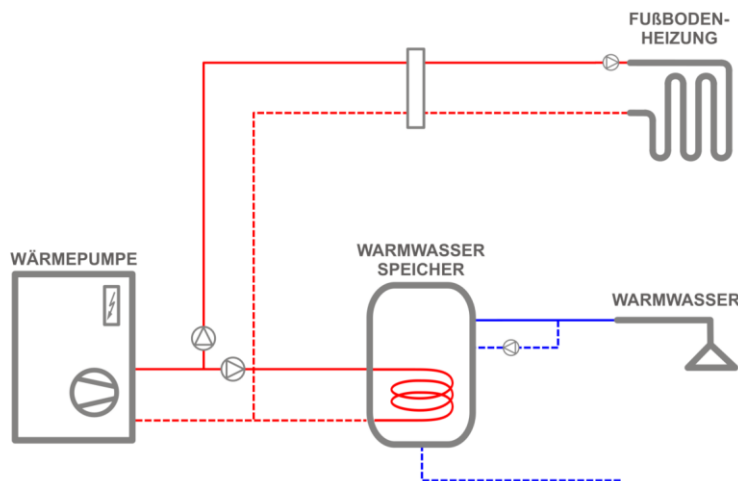


Abbildung 30: Schema eines Wärmepumpensystems mit hydraulischer Weiche

Heizungsspeicher parallel eingebunden

Durch den parallel eingebundenen Speicher wird ebenfalls eine hydraulische Entkopplung zwischen Wärmepumpen- und Heizkreis erreicht. Der Speicher sichert den erforderlichen Mindestvolumenstrom für die Wärmepumpe, hält Wärme für den Abtauprozess einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe bereit und dient in gewissem Umfang der Wärmespeicherung zur Entkopplung der Heizleistung der Wärmepumpe und der Wärmeabnahme im Heizkreis.

In Deutschland ist der 4-Punkt-Anschluss üblich; Vorlauf und Rücklauf des Wärmepumpenkreises und Heizkreises sind jeweils separat an den Speicher angebunden. I.d.R. kommen Heizungsspeicher ohne Schichtlanzen o.ä. zum Einsatz. Beim Eintritt des Vorlaufes der Wärmepumpe (bzw. analog dem Rücklauf des Heizkreises) kommt es zu einer Mischung des einfließenden Wassers mit dem Wasser in der entsprechenden Schichthöhe.

Inwieweit eine Durchmischung stattfindet, hängt von der Positionierung der Anschlüsse sowie dem inneren Aufbau des Speichers ab. Des Weiteren ist die Temperaturdifferenz zwischen dem einströmenden Wasser und der Speicherschicht für einen etwaigen „Temperaturabfall“ vom Vorlauf der Wärmepumpe zum Vorlauf des Heizkreises bzw. einen „Temperaturanstieg“ beim Rücklauf von Bedeutung. Ein weiterer Aspekt, der sich darauf auswirkt, ist das Verhältnis der Volumenströme beidseits des Speichers. Im Kapitel 6.4 werden die Temperaturen der untersuchten Anlagen „vor“ und „nach“ dem Speicher analysiert. Ein hoher Anteil dynamischer Betriebsbedingungen (bspw. „Auswärmphase“ des Speichers, hoher Unterschied der Leistung von Wärmepumpe und Heizkreis) führt zu höheren „Temperaturabfällen“ des Vorlaufes über den Speicher; ebenso, wenn der

Volumenstrom im Heizkreis höher als im Wärmepumpenkreis ist. Daher ist auch beim Einsatz eines Pufferspeichers eine gute Leistungsregelung der Wärmepumpe wichtig.

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Je eine Anlage ist als 2-Punkt, als 3-Punkt mit einem Vorlaufanschluss und als 3-Punkt mit einem Rücklaufanschluss eingebunden. Bei dem 3-Punkt-Anschluss mit einem Vorlaufanschluss und ebenso beim 2-Punkt-Anschluss wird der Speicher teilweise im Bypass umströmt, nur die Differenz der Volumenströme im Wärmepumpen- und Heizkreis strömt durch den Speicher. Hiermit wird – ein höherer Volumenstrom im Wärmepumpenkreis vorausgesetzt – ein „Temperaturabfall“ im Vorlauf vermieden. Wird bei dieser Speichereinbindung ein Heizstab im Speicher eingesetzt und zeitgleich mit der Wärmepumpe genutzt, führt der Wärmeeintrag zu einer Erhöhung der Rücklauftemperatur. Da der Heizstab nur bei niedrigsten Außenlufttemperaturen zum Einsatz kommen sollte, könnte der Vorteil einer 2-Punkt bzw. 3-Punkt-Anbindung mit einem Vorlaufanschluss diesen Nachteil überwiegen. Im Schweizer WPSM ist die Anbindung des Vorlaufes mit nur einem Speicheranschluss verpflichtend für den Einsatz von parallel eingebundenen Speichern.

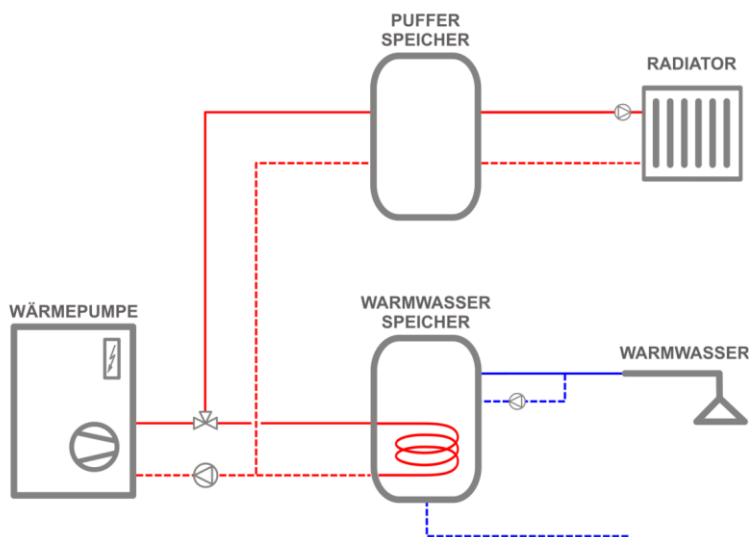


Abbildung 31: Schema eines Wärmepumpensystems mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher in 4-Punktanbindung

Heizungsspeicher seriell eingebunden – ohne hydraulische Entkopplung

Seriell eingebundene Speicher werden vorgesehen, um bei Heizungssystemen mit geringem Wasserinhalt die Mindestlaufzeit der Wärmepumpe zu garantieren und bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen die Wärme für die Abtauung vorzuhalten. Bei der hydraulischen Einbindung des seriellen Speichers ohne hydraulische Entkopplung übernimmt die Pumpe im Wärmepumpenkreis auch die Förderung des Heizungswassers durch das gesamte Heizungsnetz. Ein Überströmventil sichert den Durchfluss, falls alle Ventile der Raumheizung geschlossen sind. Der Speicher kann im Vorlauf oder im Rücklauf eingebunden sein.

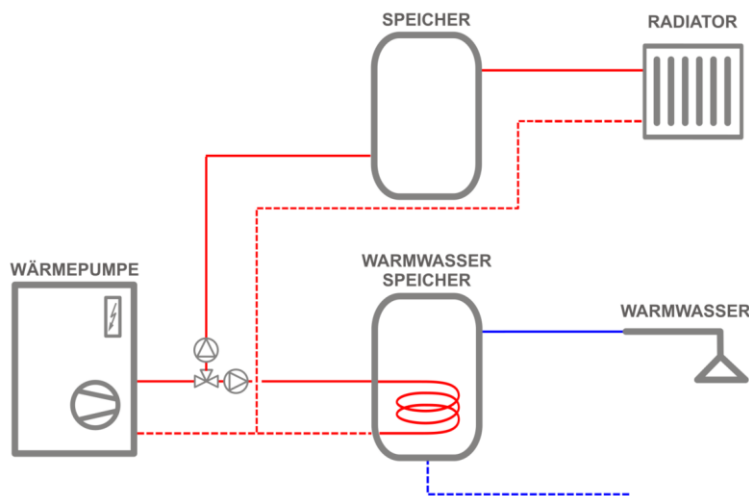


Abbildung 32: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenen Heizungsspeicher in direkter Einbindung der Raumheizung

Heizungsspeicher seriell eingebunden – hydraulisch „teilentkoppelt“

Eine hydraulische „Erweiterung“ für seriell im Vorlauf eingebundene Heizungsspeicher ist der Einbau einer Rückschlagklappe o.ä. „nach“ dem Speicher. Bei diesem Konzept ist im Heizkreis eine separate Pumpe vorgesehen. Je nach aktuellen Druckverhältnissen im System, kann der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis höher sein als im Heizkreis und entsprechend würde ein Teilstrom aus dem Heizkreisvorlauf in den Rücklauf strömen. Ggf. ist „vor“ dem Speicher ein Umschaltventil eingebaut; so kann der Heizkreis Wärme aus dem Heizungsspeicher nutzen, während die Wärmepumpe den Trinkwasserspeicher belädt. Auch kann dies bei (weit entfernt) außen aufgestellten Monoblocks den Vorteil bieten, dass die Wärmepumpe nicht durchströmt wird, während der Heizkreis an ist, um Wärme aus dem Heizungsspeicher zu nutzen.

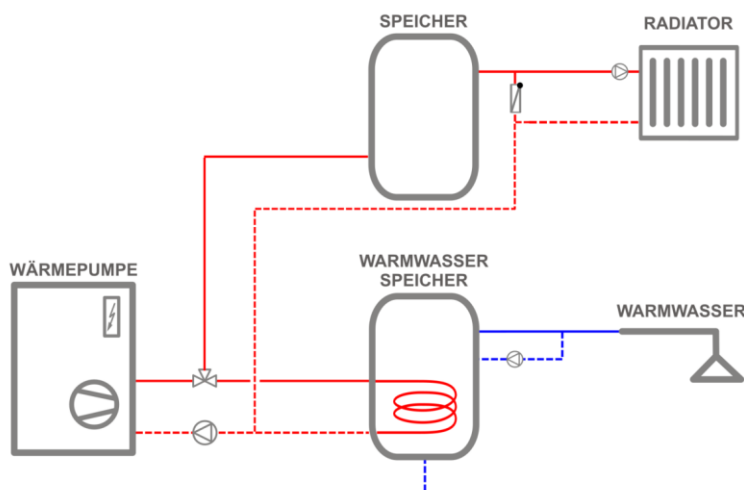


Abbildung 33: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenem Heizungsspeicher und Bypass mit Rückschlagklappe „nach“ dem Heizungsspeicher

Heizungsspeicher seriell eingebunden – hydraulisch „entkoppelt“

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Eine Erweiterung des zuvor vorgestellten Konzeptes ist die beidseitige hydraulische Entkopplung; je eine Verbindungsleitung Vorlauf-Rücklauf mit Rückschlagklappe o.ä. „vor“ und „nach“ dem Heizungsspeicher. Hiermit sind Heizkreis und Wärmepumpenkreis hydraulisch komplett entkoppelt, so wie bei einem parallel eingebunden Speicher. Im Unterschied zu einem parallel eingebunden Speicher (und zu der zuvor beschriebenen hydraulischen Einbindung eines seriellen Speichers mit Umschaltventil „vor“ dem Heizungsspeicher) muss die Heizkreispumpe aus sein, wenn die Wärmepumpe den Trinkwasserspeicher belädt. Wenn die Wärmepumpe und damit auch die Pumpe im Wärmepumpenkreis aus ist und die Heizkreispumpe an ist, um Wärme aus dem Speicher zu nutzen, so fließt - systembedingt – ein kleiner Volumenstrom durch die Wärmepumpe, parallel zu dem Hauptvolumenstrom über die Bypassleitung.

Dieses Hydraulikkonzept ist von den Auswirkungen auf das Betriebsverhalten der Anlage, dem parallel eingebundenen Heizungsspeicher sehr ähnlich. Die Detailauswertungen des Monitorings (bspw. hinsichtlich Schaltheufigkeiten und Temperaturen) zeigen keine systematischen Unterschiede zwischen Anlagen mit parallel und seriell eingebunden Speichern. Vielmehr bestimmt die Gesamtheit der Rahmenbedingungen (Auslegung/Leistungsregelung der Wärmepumpen, Dimensionierung des Speichers, Charakteristik des Heizkreises, Parametrierung der Regelung) das Betriebsverhalten.

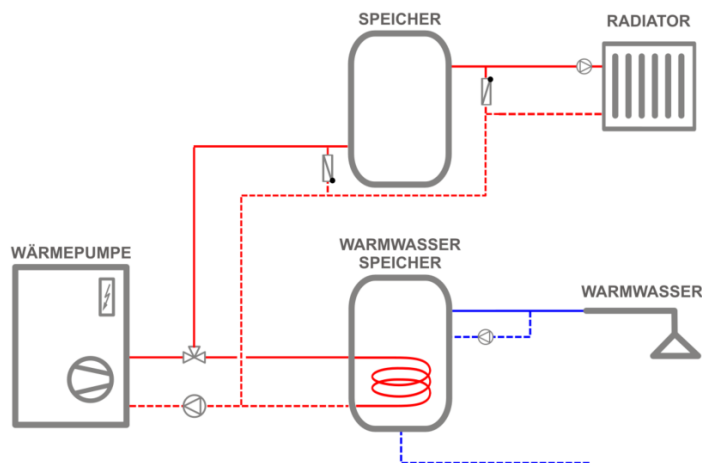


Abbildung 34: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenem Heizungsspeicher und hydraulischer Entkopplung durch Bypass mit Rückschlagklappe vor und nach dem Speicher

Vier Anlagen sind keinem der zuvor genannten Konzepte zuzuordnen. Die Konzepte werden an der Stelle nicht näher vorgestellt, da diese im Markt nur sehr vereinzelt zum Einsatz kommen und teilweise herstellerspezifische Lösungen sind.

Abbildung 35 zeigt wie häufig die beschriebenen Konzepte in den Messobjekten vertreten sind.

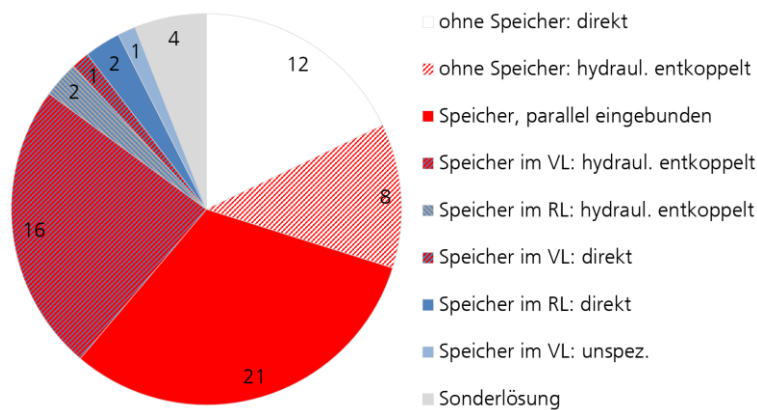


Abbildung 35: Varianten der hydraulischen Einbindung der Raumheizung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen

Einbindung verschiedener Wärmeübergabesysteme

Wie in Kapitel 4.4.1 vorgestellt, sind in vielen Gebäuden zwei Arten von Wärmeübergabesystem installiert (bspw. Fußbodenheizung in einer Etage und Heizkörper in einer anderen Etage). Mit einer Ausnahme wird die Wärme für die Raumheizung in diesen Anlagen auf einem Temperaturniveau bereitgestellt. Das Wärmeübergabesystem mit der höchsten Temperaturanforderung bestimmt die erforderliche Temperatur. Der Anschluss der Fußbodenheizung erfolgt über eine Beimischschaltung; die Vorlauftemperatur der Fußbodenheizung wird über die Beimischung aus dem Rücklauf reduziert. Diese Art der Einbindung von Heizkreisen, die mit unterschiedlichen Temperaturen gefahren werden, ist auch in der VDI 4645 sowie dem WPSM vorgesehen. Eine Anlagen bindet den Heizkörper im Bad über einen Kombispeicher an, während die Fußbodenheizung direkt eingebunden ist.

4.4.3 Hydraulik Umschaltung Trinkwassererwärmung | Raumheizung

In den meisten Anlagen übernimmt ein Wärmepumpengerät die Wärmebereitstellung für Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Für die Umschaltung zwischen Trinkwassererwärmung und Raumheizung sind zwei unterschiedliche hydraulische Lösungen etabliert, die auch beide in den untersuchten Anlagen vertreten sind:

- Eine Pumpe im Wärmepumpenkreis und ein Umschaltventil
- Je eine Pumpe im Teilkreis zur Trinkwassererwärmung und zur Raumheizung und je ein Rückflussverhinderer in beiden Teilkreisen

In den Grundsaltungen der VDI 4645 sind beide Varianten aufgeführt. Auch das Schweizer WPSM sieht eine hydraulische Schaltung mit einer Pumpe sowie eine hydraulische Schaltung mit getrennten Pumpen vor. Im Unterschied zu den in der VDI 4645 vorgestellten Varianten, muss bei der Lösung mit zwei Pumpen nach dem Schweizer WPSM ein Umschaltventil eingebaut werden, um die Gefahr von undichten Rückschlagventilen zu verhindern.

Im Rahmen der Detailanalyse der Messdaten wurden im Zusammenhang mit der Hydraulik der Umschaltung Raumheizung / Trinkwassererwärmung Fehlströmungen festgestellt (vgl. Kapitel 6.8.2)

4.4.4 Trinkwassererwärmung

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

In den meisten Anlagen ist eine Wärmepumpe installiert, die sowohl Raumheizung als auch Trinkwassererwärmung übernimmt; ggf. unterstützt von einem Heizstab, einem Kessel oder Solarthermie-Kollektoren (vgl. Kapitel 4.5). Hierbei ist in der Mehrzahl der Anlagen ein klassischer Trinkwasserspeicher installiert. Die anderen Anlagen zeigen die Vielfalt weiterer Möglichkeiten zur Trinkwassererwärmung mit einer Wärmepumpe auf.

Abbildung 36 präsentiert eine systematische Übersicht der Varianten zur Trinkwassererwärmung, die im Rahmen dieses Projektes zum Einsatz kommen. Die Häufigkeitsverteilung der Variablen ist in Abbildung 37 dargestellt.

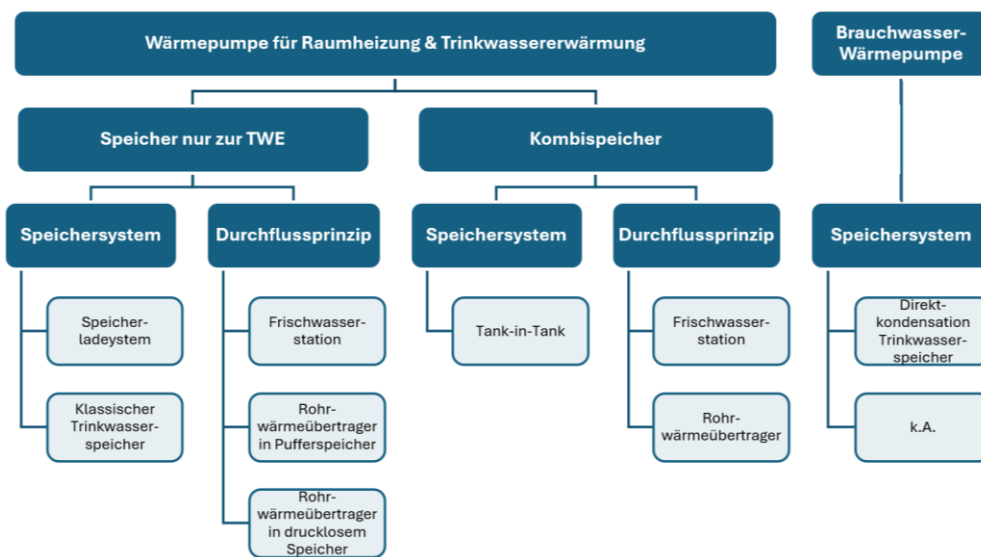


Abbildung 36: Klassifikation der Varianten zur Trinkwassererwärmung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen

Bei der Trinkwassererwärmung mit Wärmepumpen lassen sich zwei Konzepte unterscheiden:

- Speichersysteme: Warmwasser wird in einem Speicher vorgehalten
- Durchflusssysteme: Trinkwasser wird im Durchfluss erwärmt und die Speicherung von Wärme erfolgt in einem mit Heizungswasser gefüllten Speicher.

In den meisten Objekten ist ein „klassischer“ Trinkwasserspeicher installiert. Das Trinkwasser wird hierbei über einen innenliegenden, von Heizungswasser durchströmten Rohrwärmeübertrager erwärmt (48 Anlagen). Neben diesem „klassischen“ Trinkwasserspeicher kommen drei weitere Varianten zur Trinkwassererwärmung zum Einsatz, die dem Konzept der „Speichersysteme“ zuzuordnen sind. Dies ist zum einen das sogenannte Speicherladesystem (zwei Anlagen). Hier erfolgt die Erwärmung des Trinkwassers in einem Plattenwärmeübertrager, der zwischen Wärmepumpe und Trinkwasserspeicher eingebaut ist. Eine andere Variante eines Trinkwasserspeichers ist eine Tank-in-Tank-Lösung (eine Anlage¹); ein Konzept für Kombispeicher. Hierbei ist der Trinkwasserbehälter

¹ Bei dieser Anlage ist nur der Heizkreis des Bades an den Tank-in-Tank-Speicher angeschlossen, während der Haupt-Heizkreis speicherlos an den Wärmepumpenkreis angebunden ist.

ist in einem mit Heizungswasser gefüllten Speicher eingebaut. Auch bei Brauchwasserwärmepumpen kommt ein Trinkwasserspeicher zum Einsatz (fünf Anlagen). Bei den Brauchwasserwärmepumpen, bei denen die innere Funktionsweise bekannt ist, erfolgt die Erwärmung des Trinkwassers über die Direktkondensation des Kältemittels im Trinkwasserspeicher.

Charakterisierung der
Messobjekte
.....

Zu dem Konzept der Trinkwassererwärmung im Durchflusssystem zählen die Frischwasserstation und die Erwärmung über einen im Pufferspeicher integrierten Rohrwärmeübertrager. In vier Anlagen ist die Frischwasserstation an einen Pufferspeicher eingebunden, der ausschließlich für die Trinkwassererwärmung vorgesehen ist. Bei einer Anlage ist die Frischwasserstation an einen Pufferspeicher eingebunden, der als Kombispeicher genutzt wird und somit zur Wärmespeicherung für die Trinkwassererwärmung ebenso wie für die Raumheizung dient.

Bei neun von elf Kombispeichern ist ein trinkwasserdurchströmter Rohrwärmeübertrager integriert. Die gleiche Art der Trinkwassererwärmung wird auch in acht Anlagen ohne Kombispeicher verwendet. In vier dieser acht Anlagen ist der Wärmepumpenkreis – wie auch bei den Kombispeichern – direkt an den Speicher, der den Rohrwärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung beinhaltet, angebunden. Bei den anderen vier Anlagen kommt ein druckloser Speicher zu Einsatz, in dem (mindestens) zwei Rohrwärmeübertrager integriert sind. Der Wärmepumpenkreis durchströmt einen Rohrwärmeübertrager und erwärmt das Speicherwasser. Der andere Rohrwärmeübertrager ist trinkwasserdurchströmt. Ggf. ist ein weiterer Rohrwärmeübertrager eingebaut, der von einem Solarkreis durchströmt werden kann.

Die Varianten der eingesetzten Kombispeicher werden in Kapitel 6.1 näher vorgestellt.

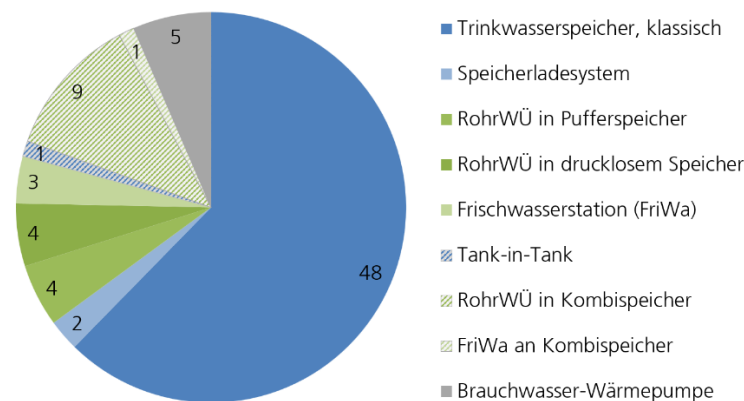


Abbildung 37: Varianten zur Trinkwassererwärmung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen

4.5 Weitere Wärmeerzeuger

Bei den neben der Wärmepumpe eingesetzten Wärmeerzeugern wird zwischen Wärmeerzeugern, die in das Heizsystem eingebunden sind und autarken Wärmeerzeugern unterschieden. In das Heizsystem eingebunden sind bei den hier untersuchten Anlagen (vgl. Abbildung 38):

- Elektroheizstäbe
- Solarthermieranlagen
- Gas-, Öl-, Pelletkessel und Kachelofen mit Wassertasche.

Diese zusätzlichen Wärmeerzeuger werden entweder zur Raumheizung, zur Trinkwassererwärmung oder für beide Betriebsmodi eingesetzt. Im Kapitel „Analyse bivalenter Systeme“ 6.6 sind die technischen Daten zu den bivalenten Anlagen mit Aussagen über deren Effizienz und Einsatzhäufigkeit aufgeführt.

Elektroheizstäbe

In einem Großteil der Anlagen sind Elektroheizstäbe eingebaut. In 61 (84 %) der Anlagen werden die Elektroheizstäbe als Zusatzsystem sowohl für die Trinkwassererwärmung als auch für die Raumheizung eingesetzt. In 5 Anlagen dient er nur zur Trinkwassererwärmung und in einem Gebäude nur zur Unterstützung der Raumheizung.

In 10 der Anlagen ist kein Heizstab verbaut. Jedoch nur 4 dieser Anlagen, also ca. 5 %, sind monovalent ausgelegt, verfügen somit über keinerlei zusätzlichen Wärmeerzeuger. Darunter sind 2 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen und 2 Sole-Wärmepumpen. 6 der 10 Anlagen ohne Heizstäbe haben einen Heizkessel als zusätzlichen Wärmeerzeuger.

Heizkessel

Insgesamt 13 Objekte haben einen ins Heizsystem eingebundenen Kessel als weiteren Wärmeerzeuger. In 12 davon ist eine Außenluft/Wasser-Wärmepumpe verbaut, in einem eine Sole-Wärmepumpe. Sowohl hinsichtlich der eingesetzten Kesselart als auch in Bezug auf die Nutzung gibt es verschiedene Varianten: Am häufigsten (6 mal) ist ein bivalentes System mit einem zusätzlichen Gaskessel eingesetzt, der sowohl der Trinkwassererwärmung als auch der Raumheizung dient. In 4 Gebäuden ist für diesen Zweck ein Ölkessel eingebaut, in 2 Gebäuden ein Kachelofen mit Wassertasche. Eine Anlage enthält als zusätzliches Heizsystem einen Pelletkessel, der nur Wärme für die Raumheizung, nicht aber fürs Trinkwarmwasser bereitstellen kann.

Solarthermie

9 Anlagen (12 %) haben neben der Wärmepumpe eine Solarthermieanlage. Mit 8 Stück unterstützt davon der Großteil die Trinkwassererwärmung, eine Solarthermieanlage speist sowohl das Trinkwarmwasser als auch die Raumheizung.

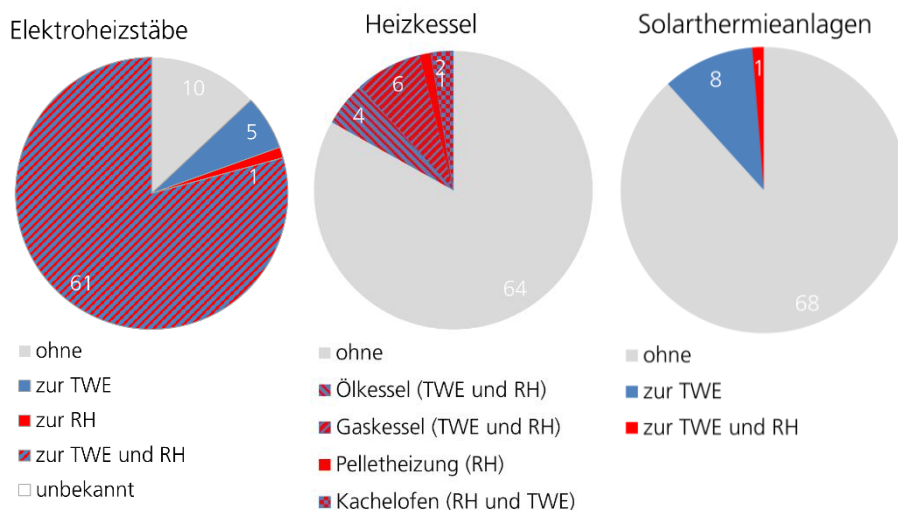


Abbildung 38: Anteile der zusätzlichen Wärmeerzeuger

Als autarke Wärmeerzeuger, die nicht in die übergeordnete Regelung integriert sind, sind folgende Systeme eingebaut:

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

- Elektrischer Durchlauferhitzer
- Kaminöfen

In vier Gebäuden ist zusätzlich zur zentralen Trinkwassererwärmung noch ein Durchlauferhitzer installiert (bspw. in einem ausgebauten Dachgeschoss). Der elektrische Energiebezug der Durchlauferhitzer wurde messtechnisch nicht erfasst. In 38 Gebäuden ist Kaminöfen o.ä. in einem Wohnraum vorhanden; im Folgenden als Öfen bezeichnet. Diese sind – bis auf die zwei zuvor erwähnten Kachelöfen mit Wassertasche – nicht in die Hydraulik eingebunden. Der Deckungsbeitrag der Öfen hängt in erster Linie von dem Nutzerverhalten und dem Aufstellungsort (bzw. hiermit beheizbaren Wohnfläche) ab. Um einen Indikator zur Nutzung der Öfen zu entwickeln, wurden die Anlagenbetreibenden zu Ihrem Nutzerverhalten, dem Aufstellungsort und der Holzverbrauch befragt. Anhand der Angaben sind die Öfen in vier Gruppen eingeteilt:

- Keine Nutzung oder Nutzung an weniger als 5 Tagen im Jahr 2024 (zusätzlich zum Betrieb der Wärmepumpe): 7 Gebäude
- Betrieb an mehr als 5 Tagen im Jahr mit einem geschätzten Deckungsbeitrag¹ zur Raumheizung unter 20 %: 19 Gebäude
- Regelmäßiger Betrieb des Ofens, der möglicherweise einen Deckungsbeitrag über 20 % zur Raumheizung liefert: 8 Gebäude
- Keine Angaben zur Nutzung: 4 Gebäude

4.6 Witterungsbedingungen im Messzeitraum

Abbildung 39 stellt die mittleren Außenlufttemperaturen in Deutschland chronologisch für die Zeiträume von 07/2021 bis 12/2024 dar. Die Liniendiagramme bilden den Verlauf der durchschnittlichen Stundenwerte ab. Rot dargestellte Bereiche zeigen die Stundenwerte, in denen die Außentemperatur unter -5 °C lag.

Die Grafiken machen deutlich, dass die durchschnittlichen Temperaturen nur selten sehr kalte Temperaturen unter -5 °C erreichen. Für diese Zeiten ist mit dem verstärkten Einsatz von Heizstäben im Heizsystem zu rechnen. Dabei ist anzumerken, dass der hier gezeigte deutsche Durchschnittswert die Extremtemperaturen abmildert, da Kältewellen oft nur regional auftreten. Eine postleitzahlenscharfe Betrachtung mit Überlagerungen der Einzelwerte würde vermutlich sowohl extremere als auch quantitativ mehr Tiefsttemperaturen zeigen.

¹ Die Abschätzung des Deckungsbeitrages ist nur eine sehr grobe Einschätzung und mit einer Unsicherheit über 50 % versehen.

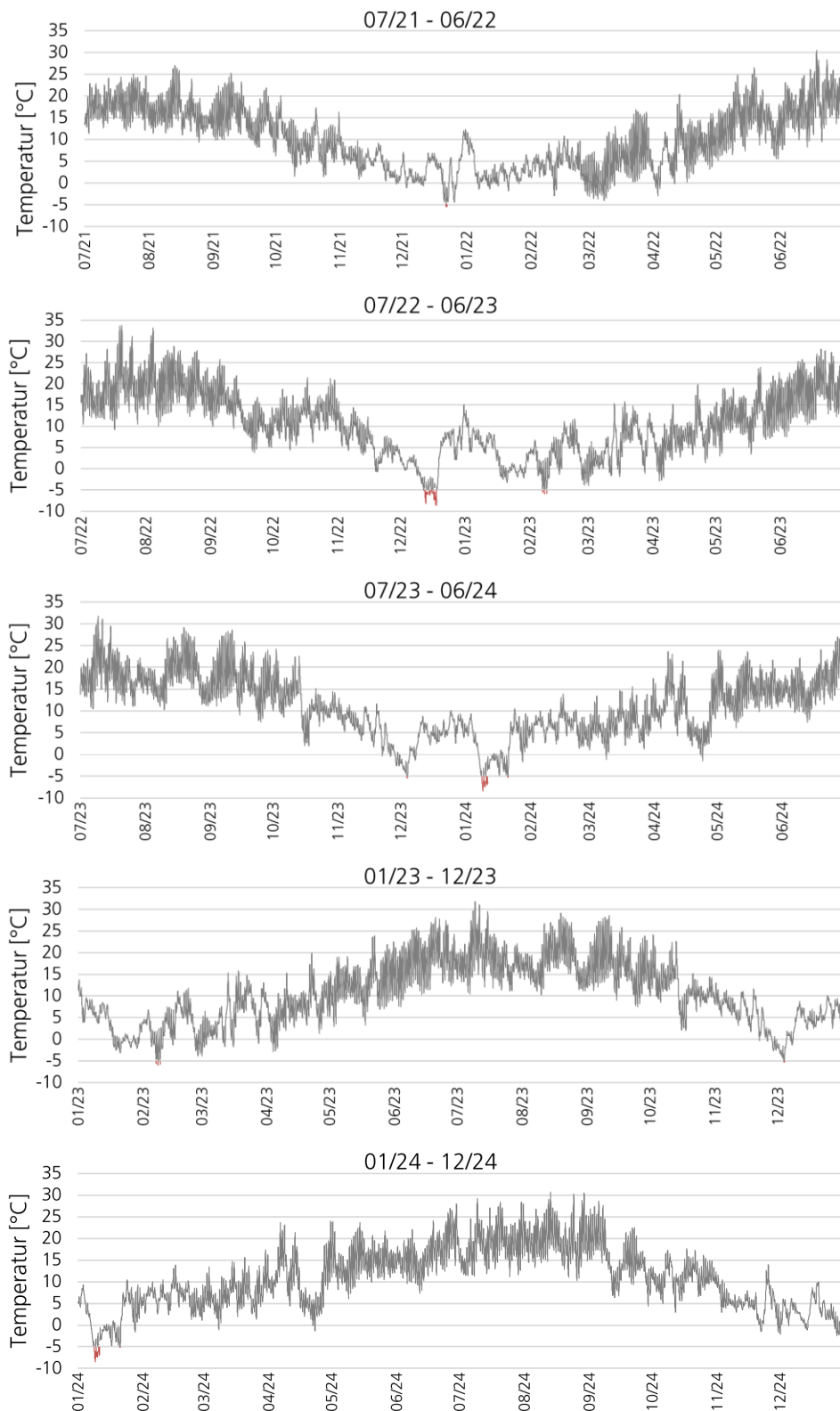


Abbildung 39: Außenlufttemperaturen als durchschnittliche Stundenwerte für Gesamtdeutschland, für die Messzeiträume 07/2021 – 12/2024. Stundenwerte unter -5 °C sind jeweils rot dargestellt. Eigene Darstellung auf Grundlage der Quelle: (Deutscher Wetterdienst [DWD])

Klimafaktoren (KF) werden vom Deutschen Wetterdienst stadortbezogen zur Verfügung gestellt (DWD). Sie errechnen sich aus dem Verhältnis der Jahresgradtage G am Referenzort Potsdam im Testreferenzjahr 2011 zu den Jahresgradtagen des betrachteten Ortes in einem 12-monatigen Zeitraum. KF dienen der Einordnung und Witterungsbereinigung des Klimas an diesem Ort. Je größer der Klimafaktor, desto größer war im betrachteten Zeitraum die positive Abweichung zum Referenzwert.

Charakterisierung der
Messobjekte

Die Abbildung 40 zeigt die Klimafaktoren der Messzeiträume zwischen 07/2021 und 12/2024 als Mittelwerte für ganz Deutschland und als Mittelwerte für die 71 Standorte der Gebäude aus „WP-QS im Bestand“. Die Abbildung verdeutlicht, dass in allen Messzeiträumen seit 07/2021 das Klima wärmer als beim Referenzwert war. Im Verhältnis am wärmsten war das Klima im Zeitraum von 07/2023 bis 06/2024.

Die Klimafaktoren der Messobjektes von „WP-QS im Bestand“ liegen in jedem der Zeiträume um 0,01 – 0,03 über dem deutschen Durchschnitt. Übertragen auf die Nutzung von Wärmepumpen wäre im deutschen Mittel demnach mit leicht niedrigeren Effizienzen aufgrund der etwas kälteren klimatischen Bedingungen zu rechnen als in den Objekten dieses Forschungsvorhabens.

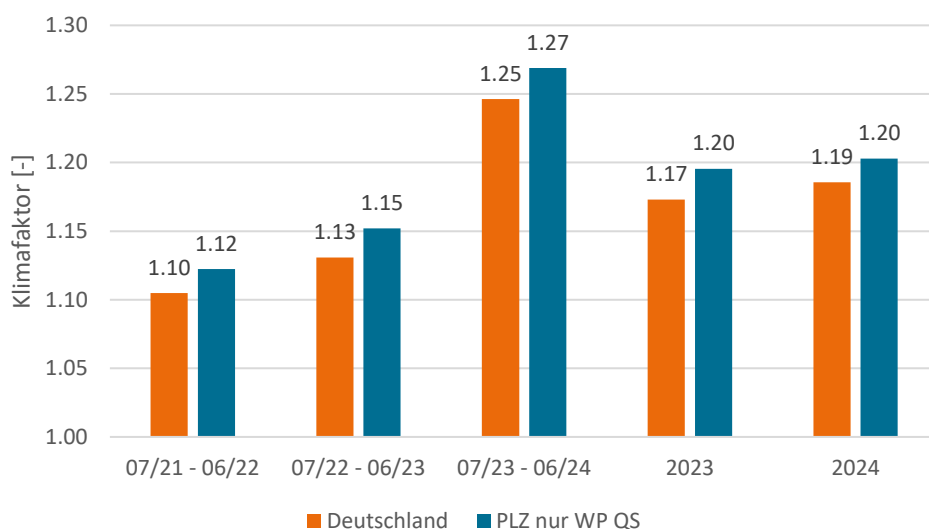


Abbildung 40: Klimafaktoren im Messzeitraum als Mittelwert Deutschland sowie als Mittelwert der Regionen der Projektobjekte. Eigene Darstellung auf Grundlage der Quelle: (DWD)

4.7 Temperatur Raumheizung

Die Anlageneffizienz einer Wärmepumpenanlage wird maßgeblich von den Einsatzbedingungen bestimmt. Hierzu zählt die Heizkreistemperatur der jeweiligen Anlage. Ausschlaggebend für die erforderliche Heizkreistemperatur sind die Heizlast des Gebäudes sowie der Typ und die Dimensionierung des Raumwärmeübergabesystems. Daneben wirken sich weitere Faktoren (hydraulischer Abgleich, Regelung, Nutzerverhalten, u.a.) auf die vorhandenen Heizkreistemperaturen aus. Bei Einsatz eines Heizungsspeichers, Beimischschaltungen oder anderer hydraulischer Einbauten liegt die Betriebstemperatur der Wärmepumpe entsprechend dem Einfluss dieser Komponenten höher als die vorhandene Heizkreistemperatur. Regelungsparameter (wie Hysterese, „Speicherzuschlag, u.a.) können zu einer Erhöhung der Betriebstemperatur gegenüber der erforderlichen Nutzttemperatur ebenfalls beitragen. In Kapitel 6.4 werden die Vorlauftemperaturen vor und

nach dem Heizungsspeicher während des Betriebes der Wärmepumpe gegenübergestellt.

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

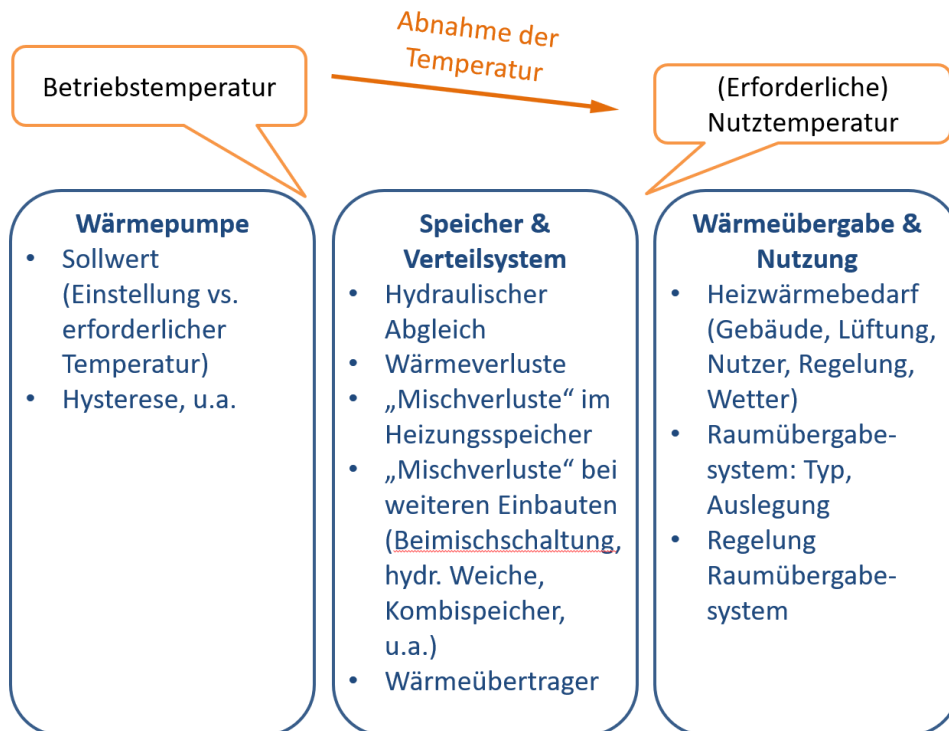


Abbildung 41: Einflussfaktoren auf die wärmesenkenseitige Betriebstemperatur der Wärmepumpe im Betriebsmodus Raumheizung

Abbildung 42 zeigt die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe im Betriebsmodus Raumheizung für 72 Anlagen. Für jede Anlage ist die Bandbreite der Vorlauftemperatur dargestellt – basierend auf den Tagesmittelwerten¹. Ergänzend ist der über das Jahr energetische gewichtete Mittelwert aufgeführt. Die Anlagen sind nach dem jeweiligen energetisch gewichteten Mittelwert der Vorlauftemperatur sortiert dargestellt und nach der Art des Wärmeübergabesystems (vgl. Kapitel 4.4.1) farblich klassifiziert.

Beispiel: Die Wärmepumpe der Anlage ID 548 (zweite Anlage von rechts in der Grafik) beheizt ein Gebäude, in dem jeweils rund die Hälfte der Räume mit Fußbodenheizungen und die andere Hälfte mit Plattenheizkörpern beheizt werden (vgl. Abbildung 27). Beide Heizkreise sind an den gleichen Heizungsspeicher angeschlossen, so dass der Heizkreis mit Plattenheizkörpern die Heizkurve und damit die Temperatur der Wärmepumpe bestimmen. Diese Anlage ist der Kategorie „Mischsystem: heizkörpergeführt“ zugeordnet. Die Betriebstemperaturen der Wärmepumpe im Raumheiz-Modus liegen zwischen 39 °C und 54 °C (Tagesmittelwerte); der Mittelwert des gesamten Heizbetriebes dieser Wärmepumpe liegt bei 48 °C. Im Anhang A6 sind für diese und weitere Anlagen die Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauftemperatur über der Außenlufttemperatur exemplarisch dargestellt.

¹ Als Datenbasis für die Ermittlung des minimalen Tagesmittelwertes der Vorlauftemperatur im Raumheiz-Modus wurden die Monate Oktober bis April berücksichtigt.

Wie erläutert, stellt die gezeigte Bandbreite der Betriebstemperatur je Anlage den Bereich zwischen der niedrigsten und der höchsten Betriebstemperatur (jeweils als Tagesmittelwert) dar. In den meisten Fällen spiegelt dies die Steilheit der Heizkurve wider. Bei rund 20 Anlagen wurde die Heizkurve im Laufe des Jahres 2024 verstellt. Hier fällt die Bandbreite der Betriebstemperaturen entsprechend höher aus als es sich aus der Steilheit der Heizkurve ergibt. Die Änderungen der Heizkurve reichen von 1 K bis über 10 K. Änderungen der Heizkurve im Bereich von 10 K und mehr wurden u.a. bei folgenden Anlagen mit Heizköpern beobachtet: ID 505, ID 532, ID 545, ID 575, vgl. Anhang A6.

Abbildung 42 zeigt die zu erwartende Tendenz der Verteilung der Arten der Wärmeübergabesysteme: Flächenheizungen werden häufig mit niedrigeren Temperaturen betrieben als Heizkörpersysteme. Zum anderen verdeutlicht die Auswertung, dass auch Plattenheizkörper bei entsprechender Dimensionierung und guter Inbetriebnahme mit Temperaturen betrieben werden können, die im Bereich des Temperaturniveaus von Flächenheizungen liegen. Günther et al. (2020) zeigt auf, in welchem Maß sich die erforderliche Heizkreistemperatur abhängig von der Länge und des Typs (Platten- und Lamellenanzahl) der Heizköper reduzieren lässt.

Anlagen mit Flächenheizung (16) und flächenheizungsgeführten Mischsystem (4):

Mittelwert der Vorlauftemperatur:

- 29 °C bis 35 °C: 16 Anlagen (1 Anlage davon: < 30 °C):
- 35 °C bis 41 °C: 4 Anlagen

Anlagen mit Heizkörper (15) und heizkörpergeführte Mischsysteme (27)

Mittelwert der Vorlauftemperatur:

- 34 °C bis 45 °C: 30 Anlagen
- 45 °C bis 55 °C: 12 Anlagen

Maximaler Tagesmittelwert der Vorlauftemperatur:

- 39 °C bis 50 °C: 27 Anlagen
- 50 °C bis 59 °C: 15 Anlagen

In der Abbildung wird deutlich, dass bei rund der Hälfte der Anlagen mit Heizkörpern bzw. heizkörpergeführte Mischsystemen die Vorlauftemperatur nicht unter 35°C sinkt, wie es üblichen Heizkurven nach, zu erwarten wäre. Mögliche Ursachen hierfür werden auf den folgenden Seiten vorgestellt. Bei einigen Anlagen liegt die Vorlauftemperatur dauerhaft über 40°C. Insbesondere bei diesen Anlagen scheint eine Optimierung der Parametrierung der Heizkurve bzw. anderer die Vorlauftemperatur beeinflussenden Regelungsparameter denkbar.

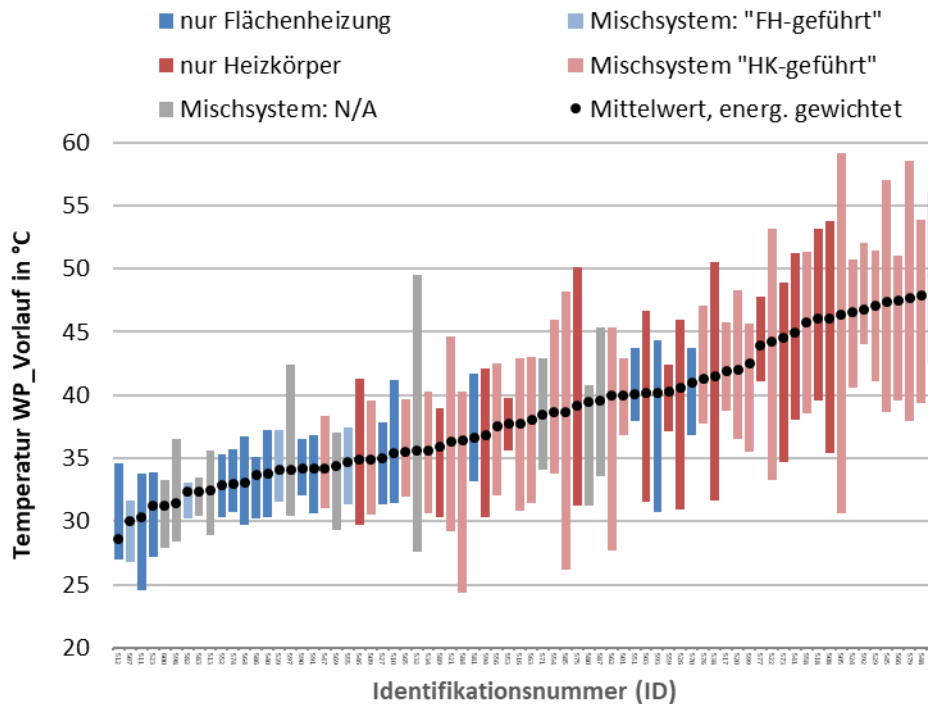


Abbildung 42: Bandbreite der Vorlauftemperatur von 72 Anlagen (basierend auf Tagesmittelwerten) sowie die energetisch gewichtete Mitteltemperatur des Vorlaufes. Datenbasis: 2024

Bei einer Mehrzahl der Anlagen zeigt sich ein Zusammenhang zwischen der Vorlauftemperatur und der Außenlufttemperatur. Für diese Anlagen wurde eine Trendlinie zu Charakterisierung gebildet. Als funktionaler Zusammenhang der Trendlinie wurde eine Funktion gewählt, mit der sich auch witterungsgeführte Heizkurven gut abbilden lassen (vgl. Anhang A5). Da bei einigen Anlagen die Vorlauftemperaturen bei niedrigen und/oder hohen Außenlufttemperaturen konstant sind¹, wurde – wenn zutreffend – die Trendlinie um einen maximalen bzw. minimalen Wert für die Vorlauftemperatur ergänzt.

In Abbildung 43 und Abbildung 44 sind die Kurvenscharen der ermittelten Trendlinien der Vorlauftemperatur über den Temperaturbereich -10 °C bis 16 °C dargestellt. Ebenso ist die Vorlauftemperatur, welche in der DIN EN 14825 zur Bestimmung der jahreszeitbedingte Raumheizungseffizienz (ETAs) für die Niedertemperatur- und Mitteltemperaturanwendung hinterlegt ist, dargestellt.

Bei den Flächenheizsystemen liegen die meisten der approximierten Vorlauftemperaturen bei einer Außenlufttemperatur von -10 °C im Bereich von +/- 3 K um 35 °C, die Auslegungstemperatur für Niedertemperaturanwendungen in EN 14825 (Gesamtspanne 31 °C bis 45 °C). Der Verlauf der Vorlauftemperaturen ist in der Regel sehr flach (Anstieg 2 K bis max. 10 K über einen Temperaturbereich von -10 °C bis +15 °C betrachtet). Die approximierten Vorlauftemperaturen bei einer Außenlufttemperatur von 15 °C liegen

¹ Ein „Abflachen“ oder eine Begrenzung der Vorlauftemperatur mit sinkender Außenlufttemperatur kann unterschiedliche Ursachen haben: bspw. eine in der IBN eingestellte maximale Heizkreistemperatur; eine Nachtabenkung, die sich bei hohen Vorlauftemperaturen der Heizkurve und einer hohen Heizlast stärker im Tagesmittelwert bemerkbar macht als geringeren Vorlauftemperatur und geringer Heizlast; Einsatz eines Kessels, so dass die Wärmepumpe bspw. bei niedrigen Außenlufttemperaturen nur eine Teilerwärmung übernimmt.

zwischen 28 °C und 38 °C und damit höher als die Temperatur der Niedertemperaturanwendung nach EN 14825 (22 °C).

Charakterisierung der.....
Messobjekte.....
.....

Für Anlagen mit Heizkörpern oder Mischsystemen zeigt sich, dass bei -10 °C die meisten approximierten Vorlauftemperaturen niedriger als die Temperatur der Mitteltemperaturanwendung in EN 14825 (55 °C) liegen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass in einigen Gebäuden lt. Auskunft der Anlagenbetreibenden die Heizkörper bewusst großzügig dimensioniert sind. Die Neigung des Vorlauftemperatur-Fits fällt bei diesen Anlagen sehr unterschiedlich aus, ist bei allen Anlagen jedoch (teils deutlich) geringer als die Heizkurve der EN 14825. Bei 10 °C Außenlufttemperatur liegen die approximierten Vorlauftemperaturen dieser Anlagen zwischen 32 °C und 47 °C; und damit überwiegen über dem Wert der DIN EN 14825 für Mitteltemperaturanwendung (34 °C).

Die Vorlauftemperatur der Wärmepumpen - sowohl in Kombination mit Flächenheizungen als auch mit Heizkörpern - fällt mit steigender Außenlufttemperatur nicht so weit ab, wie es in herkömmlichen Diagrammen von Heizkurven gezeigt wird und in der EN 14825 hinterlegt ist. Es gibt mehrere Ursachen für diesen Unterschied:

- Hersteller setzen für Systeme mit Heizungsspeicher mitunter eine Temperaturerhöhung um einige Kelvin zwischen der Heizkurve des Heizkreises und dem Sollwert für den Wärmepumpenkreis an („Speicheraufschlag“)
- Die idealisierten Heizkurven (bspw. EN 14825) nehmen eine zum Fußpunkt sehr gering zulaufende Spreizung an. In der Praxis liegt die Spreizung auch bei höheren Außenlufttemperaturen oftmals noch über 5 K.
- Des Weiteren wird die Rücklauftemperatur i.d.R. in der Praxis nicht so weit absinken wie in der idealisierten Heizkurve angenommen.
- Die Hysterese ist ein weiterer Punkt für den Unterschied der reale Vorlauftemperaturen einer idealisierter Heizkurve.
- Das Erreichen der unteren Grenze der Wärmepumpenleistung und die Mindestlaufzeiten können auch eine Ursache für den Unterschied sein.
- Bei einigen Anlage ist der Sollwert der Heizkreistemperatur nicht (ausschließlich) witterungsgeführt, z.B. alleinig oder ergänzend raumtemperaturabhängig

Mitunter werden die Heizkurven auch mit einem höheren Fußpunkt eingestellt als in einer „Standardheizkurve“ vorgesehen.

Während die Auslegungstemperaturen den EN 14825 als geeignete Annahmen für Flächenheizungen bzw. Heizkörpersysteme erscheinen, wird die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe außerhalb der Kernheizperiode (teils deutlich) unterschätzt und damit die Effizienz der Wärmepumpe überschätzt.

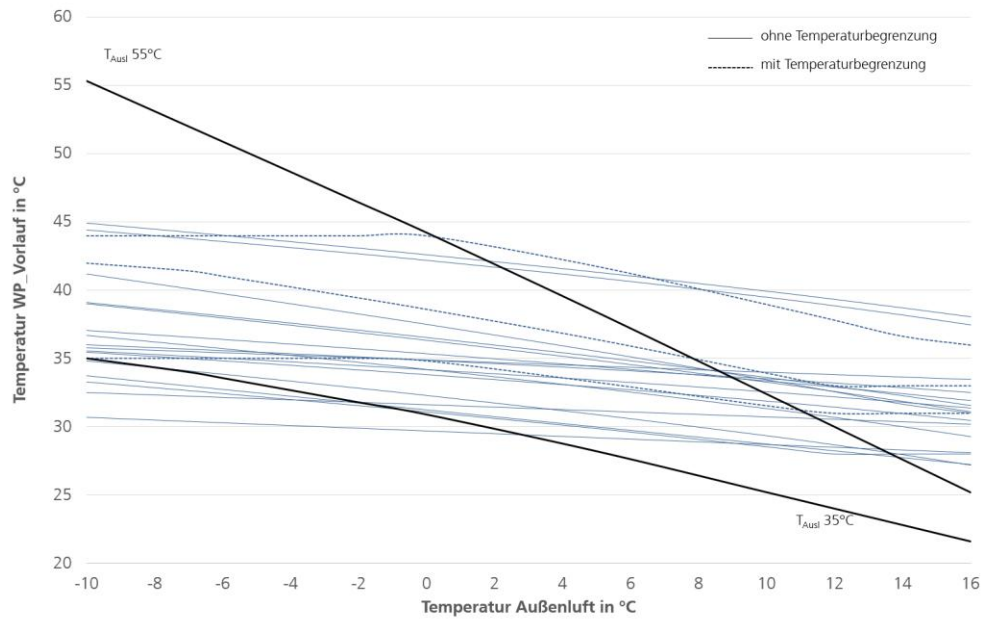


Abbildung 43: Kurvenschaar der Heizkurve für Flächenheizsysteme und flächenheizungsgeführte Mischsystem (n=21, 16 nur Flächenheizung, 5 flächenheizungsgeführte Mischsystem) Datenbasis: 2024

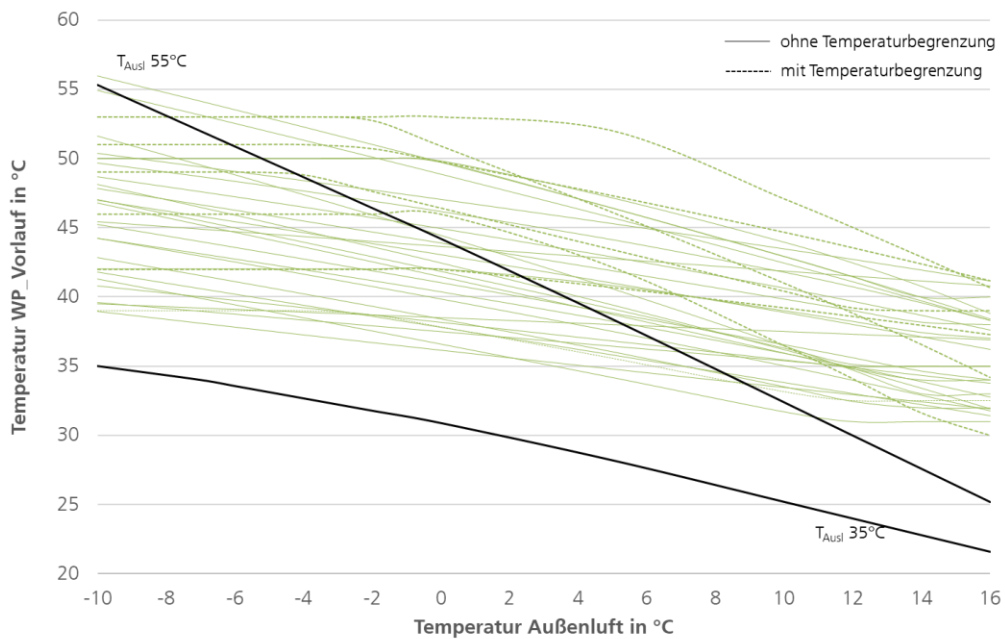


Abbildung 44: Kurvenschaar der Heizkurve für Radiatoren und Mischsysteme (n=54, 15 nur Radiatoren, 39 Mischsysteme, die nicht flächenheizungsgeführt sind) Datenbasis: 2024

5 Effizienzanalyse

5.1 Definition der Anlagengruppen

In diesem Kapitel werden die ermittelten Effizienzkennwerte mit Blick auf die unmittelbar quantifizierbaren Einflussfaktoren wie bspw. Betriebstemperaturen oder den Einsatz von Elektroheizstäben vorgestellt. In dem Feldmonitoring sind Anlagen mit folgenden Wärmequellen vertreten:

- 55 Wärmepumpen mit der Wärmequelle Außenluft
- 5 Systeme, die Außenluft als Wärmequelle für die Heizungswärmepumpe und Raumluft für die Brauchwasser-Wärmepumpe nutzen
- 16 Wärmepumpen mit der Wärmequelle Erdreich und
- 1 Wärmepumpe mit der Wärmequelle Grundwasser

Die Auswertung erfolgt getrennt nach den Wärmequellentypen Außenluft und Erdwärme für die Bilanzgrenzen 3 (vgl. Kapitel 5.3) sowie gemeinsam für Bilanzgrenze 5 (vgl. Kapitel 5.4) mit Fokus auf die Auswertperiode 2024. In Kapitel 5.5 werden die Ergebnisse für eine definierte Gruppe Außenluft-Wärmepumpen über drei Jahre vorgestellt. Mit Blick auf die Zusammenhänge zwischen Effizienz und Baulter der Gebäude werden die entsprechenden Ergebnisse, getrennt nach den Wärmequellen Außenluft und Erdreich, im Kapitel 5.6 zusammengefasst.

Da nur ein System Grundwasser als Wärmequelle nutzt, wird diese Anlagen nicht in den Quervergleich eingebunden. Diese Anlage (ID 572) wird im Kapitel 8.1.4 zum PV-optimierten Betrieb vorgestellt. Mit Blick auf die geringere Anzahl der Erdreich-Wärmepumpen werden einige Auswertungen ausschließlich für die Außenluft/Wasser-Wärmepumpen vorgenommen.

5.2 Definition der Bilanzgrenzen für die Berechnung der Arbeitszahlen

Die Effizienz der Wärmepumpe im realen Betrieb wird durch die Arbeitszahl, dem Quotienten aus gemessener bereitgestellter thermischer und gemessener aufgewendeter elektrischer Energie beschrieben. Die Bilanzgrenzen zur Ermittlung der Arbeitszahl sind entsprechend der Zielstellung der jeweiligen Effizienzanalysen zu definieren. Für die Analysen im vorliegenden Bericht werden die in Tabelle 5 aufgeführten Definitionen der Bilanzgrenzen 2, 3 und 5 verwendet.

Tabelle 5: Übersicht über die zur Bestimmung der Arbeitszahl für die jeweilige Bilanzgrenze berücksichtigten Komponenten bzw. Messpunkte

Bilanzgrenze	Energie	Komponenten
Arbeitszahl 2	thermisch	• Beladung Trinkwasserspeicher • Beladung Heizungspufferspeicher oder direkte Heizkreisbeladung • Abzüglich thermischer Energie für Abtauung bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen • <u>ohne</u> Heizstab
	elektrisch	• Alle Verbraucher innerhalb der Wärmepumpe (ohne Pumpen) • <u>ohne</u> Heizstab • Wärmequellenantrieb (Solepumpe oder Ventilator)
Arbeitszahl 3	thermisch	• Beladung Trinkwasserspeicher • Beladung Heizungspufferspeicher oder direkte Heizkreisbeladung • Abzüglich thermischer Energie für Abtauung bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen • <u>inklusive</u> Heizstab
	elektrisch	• Alle Verbraucher innerhalb der Wärmepumpe (ohne Pumpen) • <u>inklusive</u> Heizstab • Wärmequellenantrieb (Solepumpe oder Ventilator)
Arbeitszahl 5	thermisch	• Trinkwasserzapfung • Entladung Heizungspufferspeicher oder direkte Heizkreisbeladung • <u>inklusive</u> Heizstab
	elektrisch	• Alle Verbraucher innerhalb der Wärmepumpe (ohne Pumpen) • <u>inklusive</u> Heizstab • Wärmequellenantrieb (Solepumpe oder Ventilator) • Speicherladepumpe(n) • Exklusive: Brauchwasserzirkulationspumpe, Frischwasserstation, Heizkreispumpe(n)

Diese Bilanzgrenzen orientieren sich an den Definitionen des EU-Projektes SEPAMO (Zottl et al., 2011), (Zottl & Nordmann, 2012). In Abbildung 45 sind die Bilanzgrenzen 3 und 5 anhand eines beispielhaften, vereinfachten hydraulischen Schemas dargestellt.

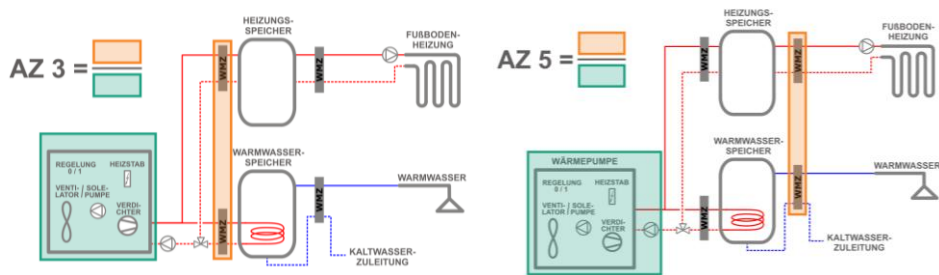


Abbildung 45: Darstellung der Bilanzgrenzen zur Ermittlung der JAZ 3 und 5 am Beispiel eines vereinfachten Schemas einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpenanlage

Die bereitgestellte Wärme der Wärmepumpenanlage wird mit Wärmemengenzählern erfasst, die im Schema als graue Rechtecke gekennzeichnet sind. Bei Bilanzgrenze 3 wird die thermische Energie unmittelbar nach der Wärmepumpe gemessen; je nach baulicher Situation a) getrennt nach Raumheizung und Trinkwassererwärmung (vgl. Schema) oder b) als Gesamtwärme. Eine Ausnahme erfordern Kompaktgeräte mit integriertem Trinkwasserspeicher. Aufgrund der kompakten Bauweise kann keine Installation des Wärmemengenzählers vor dem Speicher realisiert werden. Ebenso wird bei Anlagen mit Direktkondensation im Trinkwasserspeicher kein Wärmemengenzähler „vor“ dem Speicher installiert. Um in diesen Fällen dennoch Werte für die o.g. Bilanzgrenzen zu ermitteln, wurde bei Sole-Wärmepumpen für Zeiten während der Beladung des Trinkwasserspeichers die bereitgestellte Wärmemenge gemäß folgender Formel berechnet:

$$Q_{WP,TWE} = Q_{WQ} + (W_{Verd} * 0,95) \quad (9)$$

mit

$Q_{WP,TWE}$	Wärmemenge, die von der Wärmepumpe für die Trinkwassererwärmung bereitgestellt wird
Q_{WQ}	Wärmemenge, die der Wärmequelle entzogen wird
W_{Verd}	Elektroenergiebezug des Verdichters
0,95	Verluste

Beim Betrieb von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen kommt es bei bestimmten Witterungsbedingungen zu einer Vereisung des Außenluftwärmeübertragers (Verdampfer). Da diese Eisbildung die Funktion des Wärmeübertragers beeinträchtigt, muss in diesen Fällen Energie aufgewendet werden, um Eis abzutauen. Alle Außenluft-Anlagen verwenden die Prozessumkehr-Abtauung. Hier wurde neben dem elektrischen Energiebezug der beteiligten Komponenten auch die dem Speicher bzw. Heizungssystem wieder entzogene Wärme berücksichtigt. Diese wurde über die Wärmemengenzähler gemessen und bei der Berechnung der Arbeitszahl von der bereitgestellten thermischen Energie abgezogen.

Mit Blick auf die besonders relevante Erzeugereffizienz wird in den meisten nachfolgenden Kapiteln die Jahresarbeitszahl gemäß Bilanzgrenze 3 ermittelt. Diese dient dem Vergleich mit den anderen Wärmeerzeugern und kommt auch der bei einer Vermessung nach DIN EN 14511 zur Ermittlung und Zertifizierung der Effizienz von Wärmepumpen

zu Grunde liegenden Bilanzgrenze am nächsten. Die Norm berücksichtigt u.a. zusätzlich den anteiligen Elektroenergieverbrauch der Ladepumpe im Sekundärkreis stellvertretend für den anteiligen Druckverlust im Kondensator. Der Unterschied zwischen Bilanzgrenze 2 und 3 betrifft den Elektroheizstab, der bei Bilanzgrenze 2 weder thermisch noch elektrisch berücksichtigt wird. Die Position der Heizstäbe, ob in der Wärmepumpe, in den Speichern oder an anderer Stelle, spielt bei der Betrachtung keine Rolle. Bei Bilanzgrenze 5 steht die Systemeffizienz im Fokus. Hierbei wird die thermische Energie nach etwaigen Speichern gemessen. Beim Elektroenergieverbrauch wird im Vergleich zur JAZ 3 zusätzlich die Umwälzpumpe vor etwaigen Speichern in der Bilanzgrenze berücksichtigt. Für Wärmepumpen mit Kühlfunktion wurden die dafür gemessenen thermischen und elektrischen Energien ermittelt und zur Ermittlung der beschriebenen JAZ-Werte abgezogen.

Der überwiegende Teil der hier untersuchten Wärmepumpen wird zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung eingesetzt. Diese beiden Betriebsmodi unterscheiden sich in ihren Anforderungen an das Wärmepumpensystem und werden mit Blick auf die Effizienz pro Betriebsmodus analysiert. Für die vorliegenden Bilanzgrenzen werden daher zusätzlich Teilmengen für die einzelnen Betriebsmodi gebildet. Bei diesen Teilmengen handelt es sich um Energien, die eindeutig einem bestimmten Betriebsmodus zuordenbar sind. Die ermittelte Arbeitszahl umfasst die Wärmebereitstellung und den elektrischen Energiebezug im jeweiligen Betriebsmodus; somit erfolgt bei den „Teil-Jahresarbeitszahlen“ keine Berücksichtigung des elektrischen Energiebezuges von Steuerung, Kurbelwellenheizung u.a., während die Wärmepumpe aus ist. Dieser elektrische Energiebezug geht jedoch in die Gesamtjahresarbeitszahl ein.

5.3 Effizienz und Einflussgrößen (Fokus Erzeugerarbeitszahl)

5.3.1 Wärmequelle Außenluft

Fokus kombinierter Betrieb: Raumheizung und Trinkwassererwärmung

In Abbildung 46 werden für 52 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen die JAZ-Werte nach Bilanzgrenze 3 dargestellt. Bei der Anlagenauswahl wurde lediglich auf die Wärmequelle und die Einhaltung der Bilanzgrenze 3 für die JAZ geachtet. Für die drei fehlenden Außenluft/Wasser-Wärmepumpen (insgesamt 55 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen in der Messung) kann lediglich die JAZ 3 im Raumheizmodus ermittelt werden. Die JAZ 3 ist auf der linken vertikalen Achse aufgetragen. Ebenso auf die linke vertikale Achse bezieht sich, zwischen 0 und 1, die vom Heizstab (schwarz) und die vom Verdichter aufgenommene elektrische Energie (gelb). Die von der Wärmepumpe bereitgestellten Energieanteile zur RH (rot) und TWE (blau) sind in der Säule rechts daneben dargestellt. Bei bivalenten Systemen ist der Deckungsbeitrag des Gas- oder Ölkessels in Grün, der der Wärmepumpe in Hellgrau dargestellt. Die Angabe über der Anlagen-ID am unteren Rand der Grafik gibt einen gegebenenfalls fehlenden Messzeitraum in Prozent an.

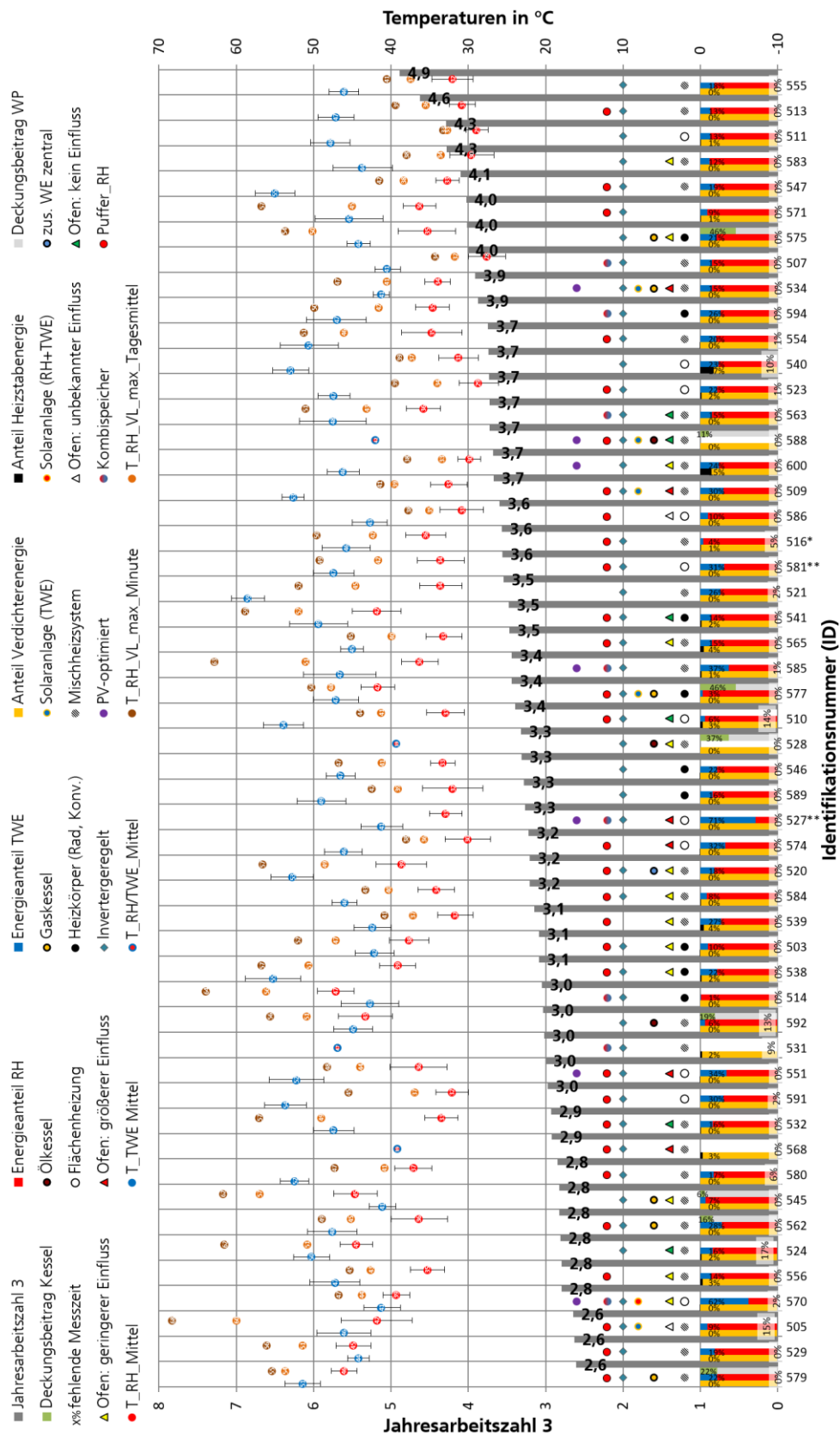


Abbildung 46: Messergebnisse und Eigenschaften von 52 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen für die Auswertungsperiode 2024 (ID 516: Ergebnisse 2023, ID 581 (ID 527) Gebäude BJ. 2006 (2009))

Auf der rechten vertikalen Achse werden als Kreise die über den Messzeitraum ermittelten Temperaturen zur Raumheizung (rot) und Trinkwassererwärmung (blau) aufgetragen (jeweils der Mittelwert aus energetisch gewichteten Vor- und Rücklauftemperaturen). Die jeweils dargestellten Bandbreiten geben die dazugehörigen energetisch gewichteten mittleren Vor- und Rücklauftemperaturen an. Konnten die Betriebsmodi RH und TWE (wie u.a. bei ID 528) messtechnisch nicht unterschieden werden, steht der rote Kreis mit blauem Rand für die energetisch gewichtete mittlere Senktemperatur über beide Betriebsmodi hinweg. Als braune Kreise werden die im Messzeitraum maximal von der Wärmepumpe zur RH bereitgestellten Vorlauftemperaturen dargestellt. Der dunkelbraune Kreis steht dabei für einen teilautomatisiert ermittelten maximalen Minutenwert. Maximalwerte, die durch Kessel- oder Heizstabbetrieb beeinflusst sind, wurden herausgefiltert. Der hellbraune Kreis steht für die maximal gemessene Tagesmitteltemperatur zur Raumheizung bereitgestellt von der Wärmepumpe und/oder zweitem Wärmeerzeuger. Als Wärmequellentemperaturen werden die Mittelwerte aus energetisch gewichteten Solevor- und Solerücklauftemperaturen für die Erdreich-Wärmepumpen dargestellt. Bei einigen Anlagen sind die maximal gemessenen Vorlauftemperaturen im Heizkreis signifikant höher als das energetisch gewichtete Jahresmittel. Neben dem grundlegenden Einfluss der Heizkurvenregelung können Heizkurven während der Messperiode auch verstellt worden sein, was in Teilen die teils signifikanten Differenzen zwischen Maximal- und Mittelwerten erklärt.

Eine Auswahl charakteristischer Eigenschaften der Messobjekte wird durch verschiedene Symbole dargestellt. Anlagen mit zusätzlichem Wärmeerzeuger, wie einem fossil betriebenen Kessel (Gas: schwarzgelber Kreis; Heizöl: schwarzbrauner Kreis), Solarthermieanlage (RH und TWE: gelbroter Kreis, TWE; gelbblauer Kreis) sowie einem zusätzlichen Ofen (Dreiecke) sind entsprechend gekennzeichnet. Bei den Kamin- bzw. Schwedenöfen gibt die Färbung der Dreiecke deren Einfluss auf den Deckungsbeitrag zur Raumheizung wieder (wobei zwischen keinem (grün), geringem (gelb), größerem (rot) sowie unbekanntem (weiß) Beitrag unterschieden wird. Die Wärmeübergabesysteme (WÜS) werden als Kreise dargestellt. Sind ausschließlich Flächenheizungen installiert sind die Punkte weiß, bei Heizkörpersystemen schwarz. Kombiniert beheizte Gebäude sind in der Regel mit Fußbodenheizungen und Heizkörpern ausgestattet und in der Grafik entsprechend schraffiert dargestellt. Weitergehende Informationen zu den WÜS finden sich in Kapitel 4.4.1. Leistungsgeregelte Wärmepumpen mit Inverter sind mit einer blauen Raute gekennzeichnet. Wenn die Anlage während des Messzeitraumes PV-optimiert betrieben wurde ist dies durch einen lila gefärbten Kreis gekennzeichnet. Sind die Anlagen mit einem Kombispeicher ausgestattet ist dies durch einen blauroten Kreis dargestellt. Anlagen, die neben dem Trinkwasserspeicher auch über einen Pufferspeicher für die Raumheizung verfügen sind durch einen roten Kreis markiert. Verfügen die Anlagen weder über einen Kombi- noch über einen Pufferspeicher, kann auch eine hydraulische Weiche installiert sein.

Drei der 52 in Abbildung 46 dargestellten Wärmepumpen sind vorab hervorzuheben. Darunter befinden sich mit den IDs 581 und 527 zwei Wärmepumpe die mit den Baujahren von 2006 (2009) in neueren Gebäuden eingesetzt werden. Bei der Anlage ID 516 führt die Messdatenverfügbarkeit dazu, dass hier die Ergebnisse von 2023 anstelle von 2024 gezeigt werden. Die Ergebnisse dieser drei Anlagen werden bei Mittelwertbildungen sowie bei der Ermittlung von THG-Emissionen nicht berücksichtigt. Ferner werden in Abbildung 46 Anlagen berücksichtigt, die theoretisch aufgrund ihrer Eigenschaften unterschiedliche Voraussetzungen mit Blick auf ermittelte JAZ mitbringen. Anlagen mit PV-optimierten Betrieb werden je nach Betriebsstrategie mit im Mittel höheren Senktemperaturen (vgl. Kapitel 8.1) betrieben, was sich negativ auf deren Effizienz auswirkt. Bei bivalenten Systemen sollten die Wärmepumpen Deckungsbeiträge bei tendenziell vorteilhafteren Senktemperaturen übernehmen (vgl. Kapitel 6.6), was sich positiv auf die

JAZ auswirkt. Vor diesem Hintergrund zeigt Abbildung 47 die mittleren Ergebnisse für entsprechend differenzierte Anlagengruppen.

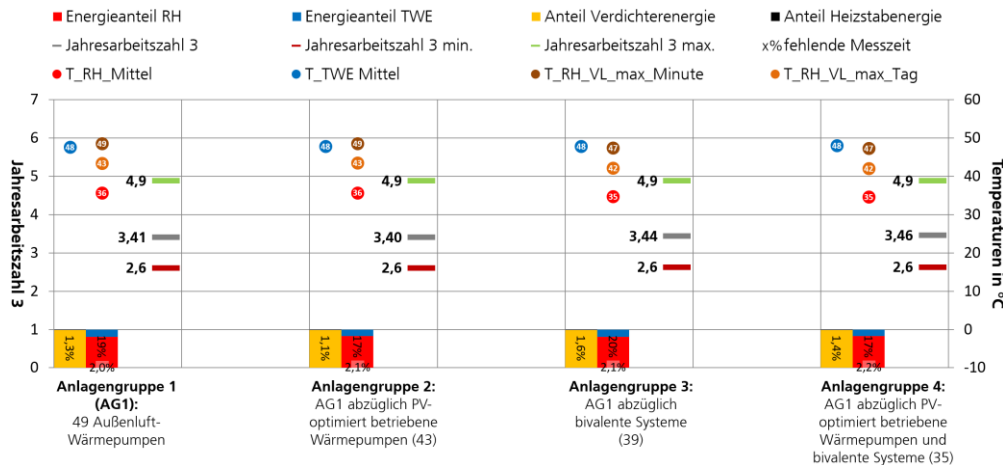


Abbildung 47: Vergleich der mittleren Ergebnisse der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen für unterschiedlich definierte Anlagengruppen

- Anlagengruppe 1**, 49 Außenluft/Wasser-WP ohne die drei oben genannten Anlagen ID 581, ID 527, ID 516:
 Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 49 Anlagen liegt bei 3,41, wobei die Bandbreite von 2,6 bis 4,9 reicht. Der Anteil der elektrischen Energie des Heizstabes an der von Verdichter und Heizstab verbrauchten Energie liegt bei 1,3 %. Der Anteil der thermischen Energie für die Trinkwassererwärmung liegt bei 19 %. Die mittlere energetisch gewichtete Heizkreismitteltemperatur liegt bei 36 °C. Die Maximale Heizkreisvorlauftemperatur liegt bei 49 °C, die maximale mittlere Heizkreisvorlauftemperatur energetisch gewichtet und gemittelt über einen Tag liegt bei 43 °C. Die mittlere Temperatur für die Trinkwassererwärmung liegt bei 48 °C.
- Anlagengruppe 2**, Anlagengruppe 1 ohne PV-optimiert betriebene Anlagen:
 Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 43 Anlagen liegt bei 3,40 und ist somit nahezu identisch mit Anlagengruppe 1. Es ergeben sich ebenfalls die gleichen mittleren Temperaturen wie bei Anlagengruppe 1. Die Nichtberücksichtigung der PV-optimierten Anlagen führt weder zu einer Verringerung der Systemtemperaturen noch zu einer Verbesserung der Jahresarbeitszahl. Der Heizstabeinsatz ist mit 1,1 % und der Trinkwasseranteil mit 17 % etwas geringer, was theoretisch an einem verstärkten Heizstabeinsatz und der Solltemperaturerhöhung für Trinkwarmwasser in Folge PV-optimierten Betriebs, der nicht berücksichtigten Anlagen liegen könnte. Die kleine Stichprobe lässt jedoch keine Rückschlüsse auf den generellen Einfluss PV-optimierter Systeme auf die JAZ zu.
- Anlagengruppe 3**, Anlagengruppe 1 ohne bivalente Systeme:
 Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 39 Anlagen liegt bei 3,44 und somit geringfügig über der mittleren JAZ 3 der Anlagengruppe 1. Übliche Betriebsstrategien bivalenter Systeme verfolgen das Ziel, dass der zweite Wärmeerzeuger Deckungsbeiträge bei Betriebsbedingungen übernimmt, die mit Blick auf die Wärmepumpeneffizienz nachteilig sind. Diese theoretischen Zusammenhänge spiegeln sich in den Ergebnissen wider, wenngleich die kleine Stichprobe keine Rückschlüsse auf den generellen Einfluss bivalenter Systeme auf die Wärmepumpeneffizienz erlauben. Die Systemtemperaturen sind geringfügig niedriger, der mittlere Heizstabeinsatz ist höher. Letzteres kann auf die Substitution von

Heizstäben durch die Kessel zurückgeführt werden. Der energetische Anteil an der Trinkwassererwärmung ist von 19 auf 20 % geringfügig gestiegen.

- **Anlagengruppe 4**, Anlagengruppe 1 ohne PV-optimierte und bivalente Systeme:

Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 35 Anlagen liegt bei 3,46, wobei die Spanne von 2,6 bis 4,9 reicht. Der Anteil der elektrischen Energie des Heizstabes an der von Verdichter und Heizstab verbrauchten Energie liegt bei 1,3 %. Der Anteil der thermischen Energie für die Trinkwassererwärmung bei 19 %. Die mittlere energetisch gewichtete Heizkreistemperatur liegt bei 35 °C. Die Maximale Heizkreistemperatur liegt bei 47 °C, die maximale mittlere Heizkreistemperatur energetisch gewichtet und gemittelt über einen Tag liegt bei 42 °C. Die mittlere Temperatur für die Trinkwassererwärmung liegt bei 48 °C.

Die angestellte Betrachtung der Anlagengruppen zeigt, dass sich bei der vorliegenden Stichprobe weder PV-optimiert betriebene Anlagen noch bivalente Systeme signifikant auf die Betriebsbedingungen und JAZ-Werte auswirken. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich auf die 49 Wärmepumpen der Anlagengruppe 1 gemäß Abbildung 47. Die dazugehörigen Einzelanlagen sind in der Abbildung 46 dargestellt.

Wie bereits erwähnt, reichen die JAZ-Werte der 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen von 2,6 bis 4,9 bei einem Mittelwert von 3,4. Die JAZ der Anlage ID 555 in Höhe von 4,9 wird als Ausreißer betrachtet (vgl. statistische Analyse in der Abbildung 47). Diese Anlage wird u.a. mit vergleichsweise geringen Temperaturen zur Raumheizung (RH) und Trinkwassererwärmung (TWE) bei gleichzeitig durchschnittlicher Normleistungszahl betrieben.

Die von den untersuchten Wärmepumpen bereitgestellte thermische Energie wird im Mittel zu 81 % zur Raumheizung und zu 19 % zur Trinkwassererwärmung genutzt. Dieses Verhältnis verdeutlicht die Einflüsse der jeweils zur RH und TWE erforderlichen Temperaturniveaus auf die Gesamteffizienz. Entsprechend der individuellen Verbräuche zur RH und TWE weisen die Energieanteile eine große Bandbreite auf und reichen bzgl. der TWE von 1 % bei ID 514 bis zu 62 % bei ID 570. Bei diesen beiden Anlagen ist ein Kombispeicher verbaut. Wie die tiefergehenden Analysen zum Betriebsverhalten der Kombispeicher in Abschnitt 6.1 zeigen, können sich Fehlbetriebe bei der Beladung dieser Speicher einstellen. Damit ist u.a. gemeint, dass sich die energetischen Verhältnisse zwischen RH und TWE nach dem Speicher nicht zwingend vor dem Speicher einstellen. In solchen Fällen wird entweder zu viel Energie zur RH auf dem Temperaturniveau zur TWE (respektive über die Anschlüsse im oberen Bereich des Speichers) bzw. umgekehrt bereitgestellt. Die vier Anlagen mit einer JAZ oberhalb von 4,1 werden, neben den geringen Temperaturen zur RH, durch einen vergleichsweise geringen Energieanteil zur TWE von 12 bis 18 % positiv beeinflusst.

Die Mitteltemperaturen zur Trinkwassererwärmung liegen bei durchschnittlich 47,6 °C und bewegen sich zwischen 40,5 °C (ID 507) und 58,5 °C (ID 521). Die Spreizungen zwischen Vor- und Rücklauf bei der TWE liegen im Mittel bei 5,3 K und reichen von 2,2 K (ID 534) und 9,4 K (ID 585). Anders als im Modus zur TWE zeigen sich aufgrund des deutlich höheren Anteils an der von der Wärmepumpe bereitgestellten Energie im Modus RH Abhängigkeiten zwischen Effizienz und Temperaturen. Höhere Jahresarbeitszahlen werden tendenziell für Wärmepumpen mit geringeren mittleren Heizkreistemperaturen ermittelt. Im Mittel liegen die Mitteltemperaturen zur Raumheizung bei 35,6 °C, wobei die Bandbreite von 27,6 °C bei ID 507 bis 47,1 °C bei ID 514 reicht. Die Spreizungen zwischen Vor- und Rücklauf liegen im Mittel bei 5,1 K und reichen von 2,9 K bei ID 511 und ID 600 bis 9,1 K bei ID 505. Die mittleren Heizkreistemperaturen lassen zunächst

nicht vermuten, dass die untersuchten Wärmepumpen in Altbauten betrieben werden. Dies hängt u.a. mit folgenden Aspekten zusammen:

- Je nach Klimaregion fällt die zur RH erforderliche Energie bei Außenlufttemperaturen überwiegend in einem Bereich zwischen 0 °C und 5 °C an; entsprechend der hinterlegten Heizkurve liegt die mittlere Heizkreistemperatur auf einem damit korrespondierenden Niveau und weist somit eine entsprechende Differenz zur erforderlichen Heizkreistemperatur im Auslegungspunkt auf.
- Die mittlere Außenlufttemperatur im Auswertungszeitraum ist höher als der langjährige Durchschnittswert, was sich gemäß hinterlegter Heizkurve in geringeren Heizkreistemperaturen widerspiegelt (vgl. Kapitel 4.6).
- Die Wärmepumpen werden in Gebäuden sehr unterschiedlicher energetischer Qualität betrieben (vgl. Kapitel 4.1.4).
- Die Systeme werden mit sehr unterschiedlichen Heizkreistemperaturen betrieben. Dies ist zum einen auf unterschiedlichen WÜS zurückzuführen (Flächenheizung vs. Heizkörper). Zudem zeigt sich bei den Systemen, die (ausschließlich oder teilweise, aber temperaturbestimmend) Heizkörper einsetzen, eine große Bandbreite an Betriebstemperaturen. In dieser Gruppe der Systeme gibt es auch Anlagen, bei denen die mittleren Betriebstemperaturen auf dem Niveau der Systeme, die nur Fußbodenheizungen einsetzen, liegen. (vgl. Kapitel 4.6).
- Bei alternativ-bivalent betriebenen Wärmepumpensystemen liegt die minimale Außenlufttemperatur, bis zu der die Wärmepumpe betrieben wird, ggf. planmäßig oberhalb der Normauslegungstemperatur, und dementsprechend die mittleren Betriebstemperaturen höher als bei Wärmepumpensystemen mit gleicher Heizkurve, jedoch ohne Abschaltpunkt.

Die mittleren Heizkreisvorlaufttemperaturen liegen bei 38,2 °C. Die im Mittel maximal gemessenen Vorlaufttemperaturen liegen bei 48,6 °C, wobei die Bandbreite von 33,2 °C (ID 511) bis 68,3 °C (ID 505) reicht. Die Maximaltemperaturen wurden auf Basis von Minutenwerten ermittelt und es wurde darauf geachtet, dass diese Werte nicht durch den Betrieb zusätzlicher Wärmeerzeuger wie Heizstäbe, Heizkessel oder Solarthermieanlagen beeinflusst wurden. Weiterhin wurden die maximalen Tagesmittelwerte der Anlagen ermittelt. Diese liegen im Mittel bei 43,4 °C, die Bandbreite reicht von 31,7 °C (ID 507) bis 60,0 °C (ID 505).

Mit Blick auf die Wärmeübergabesysteme (WÜS) zeigt die Abbildung 46, dass die Wärmepumpen beim Einsatz von Fußbodenheizungen (FBH) tendenziell geringere Temperaturen zur Raumheizung bereitstellen. Dies resultiert allerdings nicht zwangsläufig in höheren Jahresarbeitszahlen. Wärmepumpen, die ausschließlich FBH nutzen, sortieren sich über nahezu die gesamte Bandbreite an Jahresarbeitszahlen ein. Für Anlagen mit Fußbodenheizung wurden mittlere Heizkreismitteltemperaturen von 32,0 °C und mittlere maximale Heizkreisvorlaufttemperaturen von 46,8 °C (ID 570) gemessen, was über den für Neubauten typischen Temperaturen liegt. Bei ausschließlicher Nutzung von Heizkörpern wurden im Mittel höhere Temperaturen gemessen. Während bei diesen WÜS die mittleren Heizkreismitteltemperaturen bei 38,5 °C liegen, wurden maximale Vorlaufttemperaturen von 63,9 °C gemessen.

Bezüglich der maximalen Vorlaufttemperatur bei Heizkörper-Systemen sind die Anlagen ID 594 mit 49,9 °C und ID 575 mit 53,7 °C hervorzuheben. Beide Anlagen erreichen überdurchschnittliche JAZ von jeweils 3,7 und 4,0. Vor allem diese Beispiele, aber auch alle anderen in dieser Gruppe (minimale JAZ: 3,0), verdeutlichen, dass Wärmepumpen auch mit Heizkörpern, zumindest unter dem ökologischen Gesichtspunkt (vgl. Kapitel 77), zweckmäßig betrieben werden können. Die geringen Temperaturniveaus können u.a. auf eine bereits bestehende Überdimensionierung, dem Austausch mit großzügig

dimensionierten Heizkörpern oder der Reduzierung der Heizlast durch Maßnahmen an der Gebäudehülle zurückzuführen sein.

Bei Anlagen mit kombinierten WÜS muss die Wärmepumpe im Mittel Temperaturen von 35,9 °C bereitstellen, die maximalen Vorlauftemperaturen liegen bei 68,3 °C. Zu dieser Gruppe gehört auch die Wärmepumpe ID 555 mit der höchsten JAZ von 4,9. Das Gebäude ist (fast ausschließlich) über Flächenheizung beheizt und nur im Bad ist zusätzlich ein Heizkörper installiert, der jedoch nur auf dem für die Fußbodenheizung erforderlichen Temperaturniveau betrieben wird. Bei dieser Anlage liegen die mittleren Heizkreistemperaturen bei sehr geringen 32,0 °C. Bei allen Außenluft/Wasser-Wärmepumpenanlagen mit kombinierten WÜS stellt die Wärmepumpe die Wärme zur Raumheizung nur auf einem Temperaturniveau bereit. Sollte die für die FBH benötigte Heizkreistemperatur niedriger sein als für die Heizkörper erforderliche, wird diese durch Rücklaufbeimischung verringert. Dies wird an dieser Stelle entsprechend „offen“ formuliert, da – wie oben erwähnt – es unter den untersuchten Anlagen mit kombinierten WÜS auch Beispiele gibt, bei denen die von der Wärmepumpe bereitgestellte Heizkreistemperatur bereits auf dem für FBH typischen Temperaturniveau liegt. Die drei Wärmepumpen am unteren Ende der Skala mit einer JAZ von 2,6 arbeiten alle mit kombinierten WÜS und müssen im Mittel vergleichsweise hohe mittlere Temperaturen zur RH von 42 bis 46 °C bereitstellen.

Ein direkt quantifizierbarer Effizienzeinfluss besteht durch den Einsatz von Elektroheizstäben. Entsprechend der gewählten Betriebsstrategie und der Dimensionierung der einzelnen Wärmeerzeuger sollten die Heizstäbe erst unterhalb einer bestimmten Außenlufttemperatur zum Einsatz kommen. An dieser Stelle sei auf die im Mittel hohen Außenlufttemperaturen mit wenigen negativen Spitzen im Betrachtungszeitraum 2024 hingewiesen (vgl. Kapitel 4.6). Im Mittel über alle Anlagen liegen die Anteile der elektrischen Arbeit der Heizstäbe am gesamten Elektroenergieverbrauch (Bilanzgrenze 3) bei 1,3 % bzw. 1,6 %, wenn die bivalenten Systeme nicht mitbetrachtet werden. Bezogen auf einen Mittelwert von 3,40 hätten sich ohne den Einsatz der Heizstäbe JAZ-Werte (JAZ 2) von 3,44 bzw. 3,46 ergeben. Der Maximalwert in Höhe von 16,9 % wurde für die Anlage ID 540 ermittelt. Während die JAZ dieser Anlage bei 4,5 liegt, verringert sich die JAZ 3 infolge des Heizstabeinsatzes auf 3,7. Weitere Ausführungen zum Heizstabeinsatz enthält das Kapitel 6.2.

Ein Teil der Anlagen ist neben den Elektroheizstäben mit weiteren Wärmeerzeugern, wie Heizkesseln, Solarthermieranlagen oder autarken Kaminöfen o.ä. ausgestattet. Die in Abbildung 46 dargestellten JAZ betreffen allein den Wärmepumpenbetrieb. Dennoch beeinflussen die genannten zusätzlichen Wärmeerzeuger durch ihre individuellen Deckungsbeiträge bei der RH und TWE die JAZ. Werden Heizkessel eingesetzt, sollten diese den tendenziell ineffizienteren Betrieb, wenn hohe Wärmesenken- und geringe Wärmequellentemperaturen vorliegen, abdecken und damit zu einer besseren JAZ der Wärmepumpen beitragen. In der hier adressierten Anlagengruppe liegen die JAZ der Wärmepumpen als Teil bivalenter Systeme bei 3,3, knapp unterhalb des Mittelwertes von 3,4, was sich zum Großteil auf die jeweiligen Einsatzbedingungen zurückgeführt lässt. Eine detaillierte Betrachtung der bivalenten Systeme erfolgt im Kapitel 6.6. Die bei den untersuchten Anlagen zusätzlich eingesetzten Öfen können nur zur Raumheizung beitragen. Inwiefern sich deren Deckungsbeiträge auf die Effizienz der Wärmepumpen auswirken, ist stark vom Nutzerverhalten abhängig, je nachdem, in welchem Maß die gemäß Heizkurve erforderlichen Heizkreistemperaturen durch den Einsatz der Öfen substituiert werden.

Da die mittlere Heizkreismitteltemperatur als Haupteinflussfaktor auf die Effizienz stark variiert, wird in der folgenden Abbildung 48 eine statistische Verteilung der JAZ der 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen (Anlagengruppe 1) dargestellt. Zusätzlich werden

zwei weitere Gruppen mit Heizkreismitteltemperaturen kleiner und größer als 35 °C gebildet und analysiert.

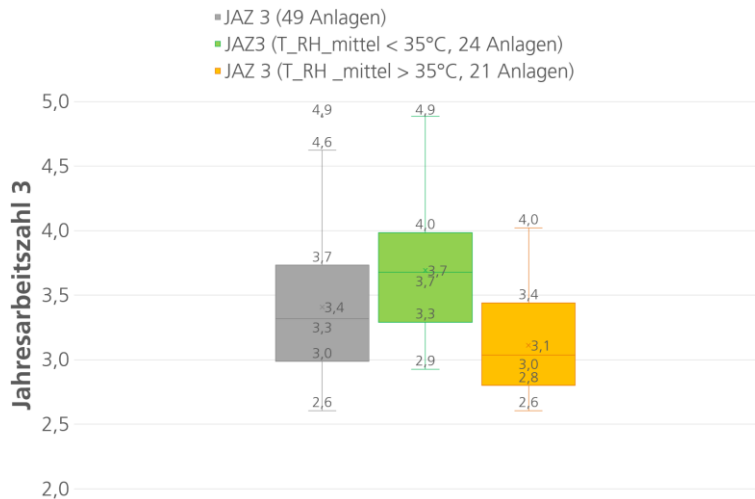


Abbildung 48: Verteilung der JAZ gemäß Bilanzgrenze 3 für alle 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen (links); für Anlagen mit mittlerer Temperatur zur Raumheizung unter (Mitte) und über 35 °C (rechts)

- **Anlagengruppe 1** (49 Anlagen, graue Kastengrafik):
Der Mittelwert der JAZ 3 liegt bei 3,4. Die Bandbreite reicht dabei von 2,6 bis 4,9. 50 % der Jahresarbeitszahlen dieser Gruppe befinden sich innerhalb des grauen Kastens mit dem Minimum von 3,0 und dem Maximum von 3,7. Der Median ergibt sich zu 3,3. Die unteren 25 % der JAZ 3 liegen zwischen 2,6 und 3,0, die oberen 25 % zwischen 3,7 und 4,6. Die JAZ 3 von 4,9 ist ein Ausreißer.
- **Anlagengruppe 2** (24 Anlagen, grüne Kastengrafik):
Die Gruppe umfasst 24 Anlagen mit einer mittleren Heizkreismitteltemperatur von unter 35 °C (im Mittel 31,8 °C, Bandbreite von 27,6 °C bis 34,7 °C). Die Bandbreite reicht dabei von 2,9 bis 4,9. 50 % der Jahresarbeitszahlen dieser Gruppe befinden sich innerhalb des grünen Kastens mit dem Minimum von 3,3 und dem Maximum von 4,0. Der Median liegt wie der Mittelwert bei 3,7. Die unteren 25 % der JAZ 3 liegen zwischen 2,6 und 3,3, die oberen 25 % zwischen 4,0 und 4,9. Innerhalb dieser Gruppe gilt die JAZ 3 von 4,9 nicht als Ausreißer.
- **Anlagengruppe 3** (21 Anlagen, orangene Kastengrafik):
Die Gruppe umfasst 21 Anlagen mit einer mittleren Heizkreismitteltemperatur von über 35 °C (im Mittel 40,0 °C, Bandbreite von 35,3 °C bis 47,1 °C). Die Bandbreite reicht dabei von 2,6 bis 4,0. 50 % der Jahresarbeitszahlen dieser Gruppe befinden sich innerhalb des gelben Kastens mit dem Minimum von 2,8 und dem Maximum von 3,4. Der Median liegt mit 3,0 leicht unterhalb des Mittelwertes. Die unteren 25 % der JAZ 3 liegen zwischen 2,6 und 2,8, die oberen 25 % zwischen 3,4 und 4,0.

Anhand von Abbildung 48 konnte der Zusammenhang zwischen Effizienz und Senktemperatur und die statistische Verteilung der Arbeitszahl 3 in den einzelnen Anlagengruppen gezeigt werden. Anhand von Abbildung 49 soll dieser Zusammenhang noch detaillierter veranschaulicht werden. Hierbei werden die JAZ 3-Werte der

49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über der mittleren Temperatur zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung aufgetragen.

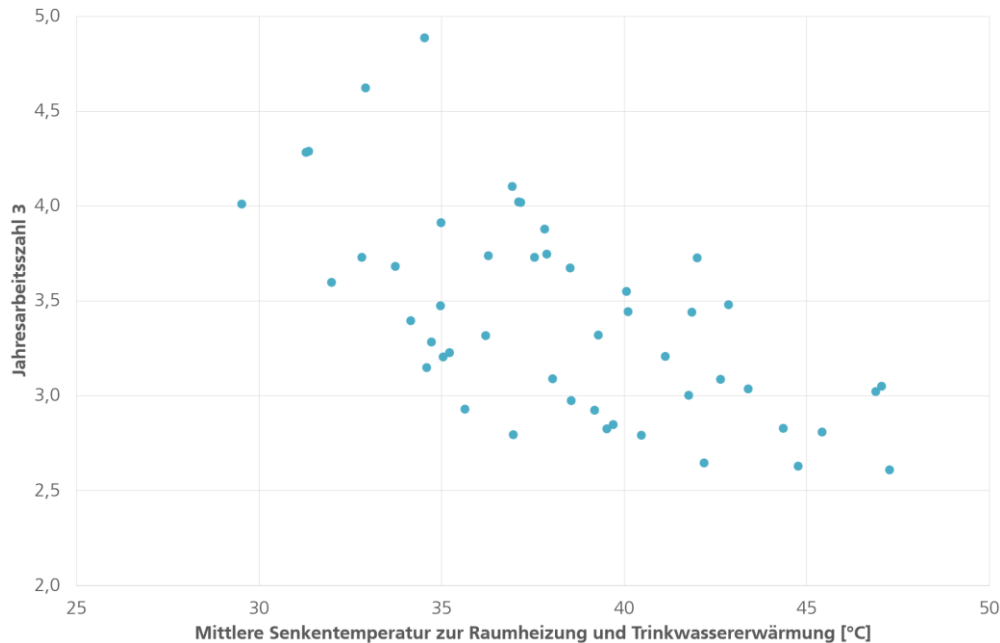


Abbildung 49: JAZ 3 über die mittlere Temperatur zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung von 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen

Tendenziell geht eine Erhöhung der Wärmesenktemperatur mit Einbußen in der Effizienz und somit in der Jahresarbeitszahl einher. Die Abbildung zeigt allerdings auch die große Bandbreite der Jahresarbeitszahlen. Im Bereich von 34 °C bis 36 °C liegt diese zwischen 2,9 und 4,9. Dies führt zur Vielzahl weiterer sich überlappender Effizienzeinflussfaktoren: bspw. die Normleistungszahlen der Wärmepumpen, die Wärmequellentemperaturen, der Einsatz von Heizstäben oder die Anschalthäufigkeiten.

Fokus getrennter Betrieb: Raumheizung und Trinkwassererwärmung

Im Folgenden werden die Erzeugerarbeitszahlen mit der Bilanzgrenze 3 für 25 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen getrennt nach Betriebsmodus für RH und TWE betrachtet. Die Analyse wird nur für solche Anlagen durchgeführt, für die die Erzeugerarbeitszahl 3 RH berechnet werden kann. Bei einigen Anlagen ist eine Trennung der Betriebsmodi nach RH und TWE messtechnisch nicht möglich oder zu kurze Betriebstakte insbesondere im Modus TWE erlauben keine getrennte Betrachtung.

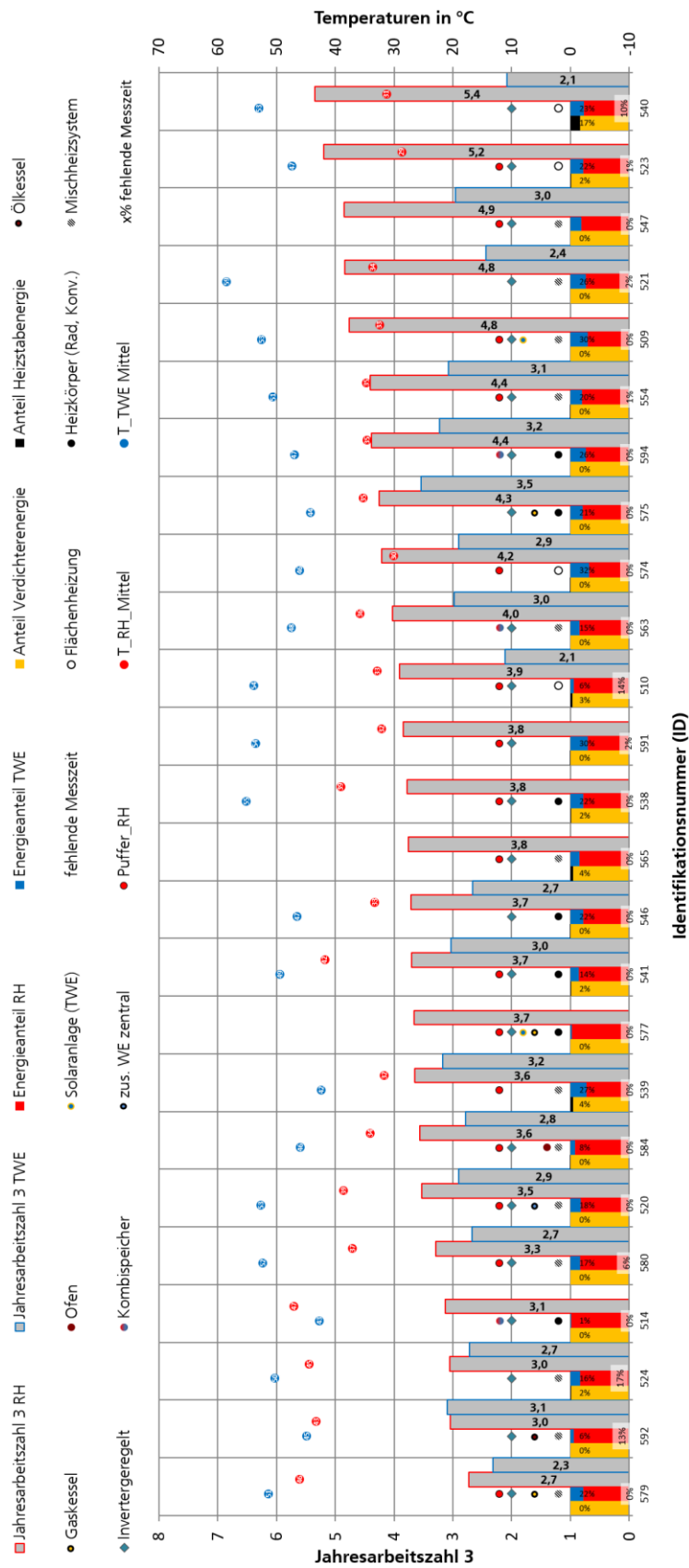


Abbildung 50: Bilanzgrenze 3 (Erzeugerarbeitszahl) getrennt nach Betriebsmodus Raumheizung und Trinkwassererwärmung

Die kombinierte JAZ 3 für die in Abbildung 50 dargestellten 25 Außenluft/Wasser-WP beträgt 3,4. Der Mittelwert der Jahresarbeitszahl 3 RH beträgt 3,9 bei einer Bandbreite von 2,7 bis 5,4. Die Anlagen sind nach der Höhe der JAZ 3 RH aufsteigend sortiert. Da die RH bei den Luft-Anlagen einen durchschnittlichen Anteil von 81 % an der von der WP gelieferten Wärmeenergie ausmacht stellt sich, mit einigen Ausnahmen, die gleiche Reihenfolge wie in Abbildung 50 ein.

Die Jahresarbeitszahl 3 TWE konnte für 18 Außenluft/Wasser-WP ermittelt werden. Der Mittelwert der JAZ 3 TWE liegt bei 2,8, wobei die Bandbreite von 2,1 bis 3,5 reicht. Bei Anlage ID 592 liegt die JAZ 3 TWE mit 3,1 leicht über der JAZ 3 RH mit 3,0 (ohne Rundung beträgt die Differenz 0,05), was unter anderem an ähnlichen Mitteltemperaturen in den beiden Betriebsmodi mit 45 °C und 42 °C und den im Mittel höheren Wärmequellentemperaturen im TWE-Modus liegt.

Der Zusammenhang zwischen Wärmesenktemperatur und Jahresarbeitszahl getrennt nach Betriebsmodus ist in der folgenden Abbildung 51 dargestellt.

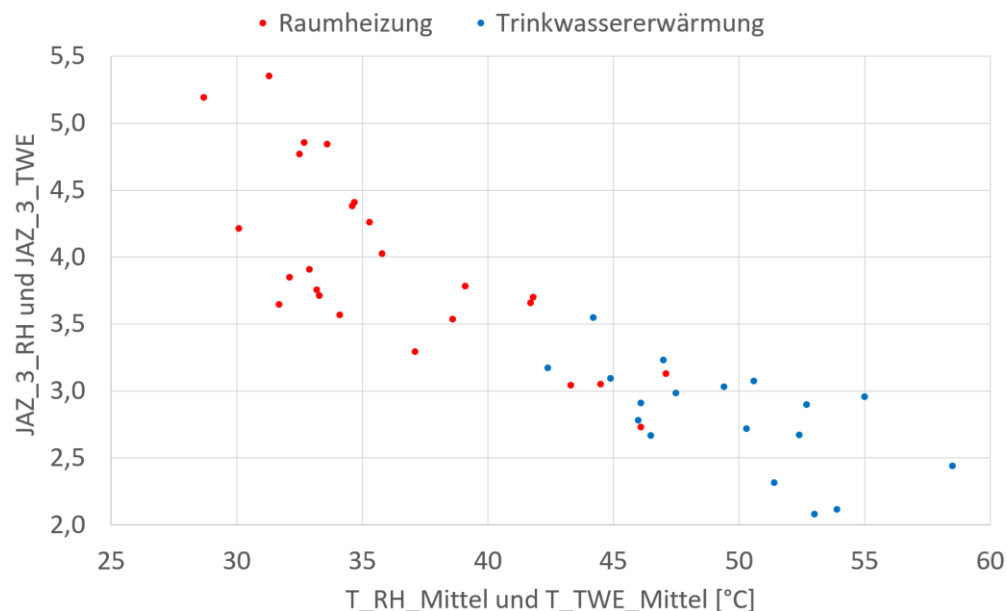


Abbildung 51: JAZ 3 RH und JAZ 3 TWE über die mittlere Temperatur zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung von 25 (17) Außenluft/Wasser-Wärmepumpen RH (TWE)

Im Gegensatz zur äquivalenten Darstellung in Abbildung 49 ergeben sich bei getrennter Betrachtung der beiden Betriebsmodi klarere Zusammenhänge zwischen Wärmesenktemperatur und Jahresarbeitszahl. Auf die dennoch verbleibende Streuung wurde bereits anhand der kombinierten Betrachtung beider Betriebsmodi eingegangen.

5.3.2 Wärmequelle Erdreich

In der Abbildung 52 werden äquivalent zu den Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Kapitel 5.3.1 die Ergebnisse zu den 16 untersuchten Erdreich-Wärmepumpen vorgestellt. Alle Wärmepumpen nutzen Erdwärmesonden als Wärmequellenanlage.

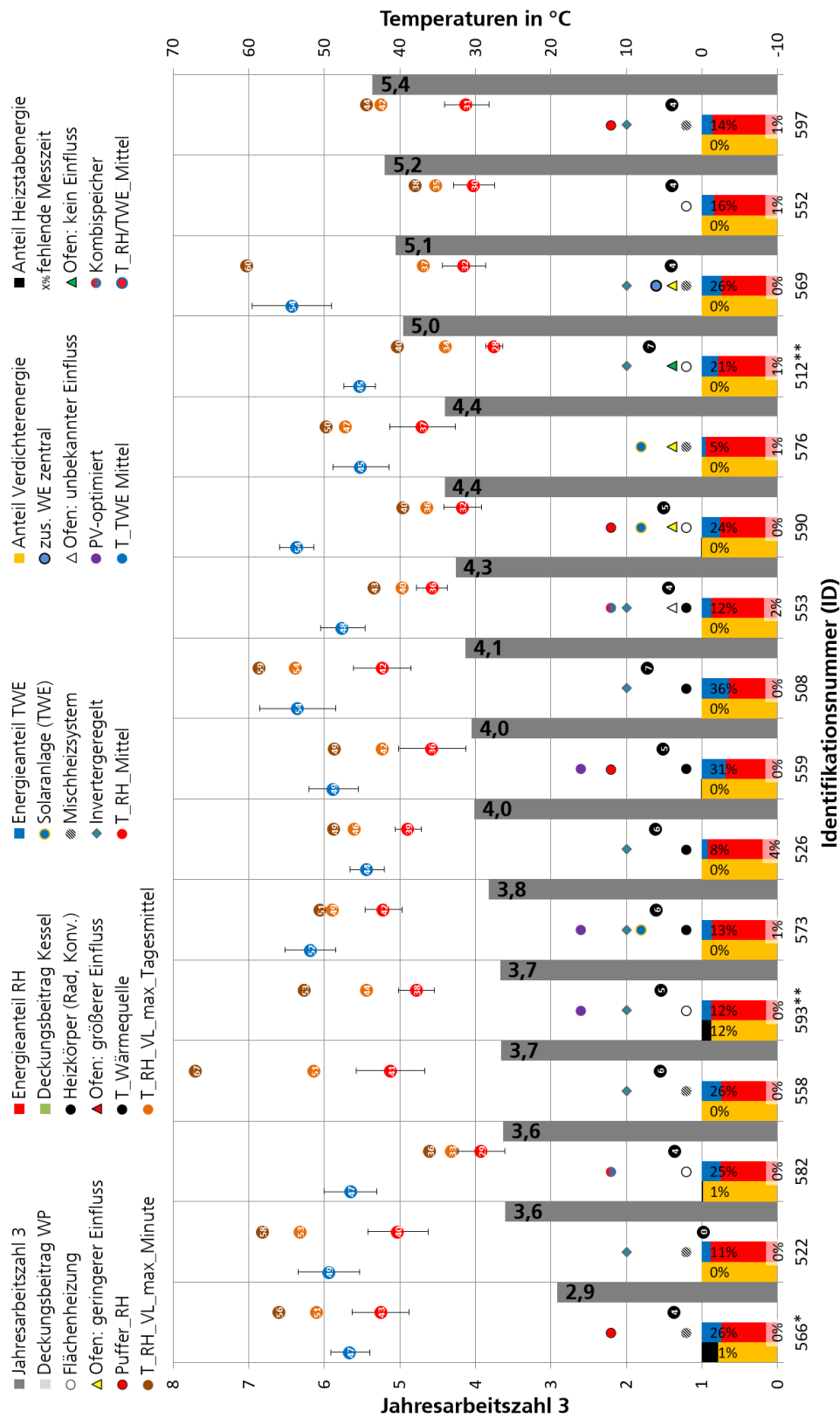


Abbildung 52: Messergebnisse und Eigenschaften von 16 Erdreich-Wärmepumpen für die Auswertungsperiode 2024 (ID 566: Ergebnisse für 2023, ID 593 (ID 512) Gebäude von 2005 (2009))

In Abbildung 52 sind für vier Anlagen keine Mitteltemperatur der Beladung des Trinkwasserspeichers angegeben. Bei diesen Anlagen handelt es sich um Kompaktgeräte bei denen eine Vermessung der Beladung mit einem Wärmezähler nicht möglich war. Abweichend zu Abbildung 46 sind in Abbildung 52 zusätzlich die mittleren Mitteltemperaturen der Wärmequelle (Soletemperaturen) dargestellt. Diese liegen im Mittel bei 4,7 °C und reichen von -0,2 °C (ID 522) bis zu 7,2 °C (ID 512).

Die Gruppenbildung zur Identifikation etwaiger Abhängigkeiten zwischen Systemtypen und Effizienz- bzw. Betriebsgrößen, erfolgt analog zu den Außenluftanlagen in der folgenden Abbildung 52. Anlage ID 566 wird für die Mittelwertbildung nicht berücksichtigt, da der Messzeitausfall im Jahr 2024 zu hoch war. Die beiden Anlagen ID 593 und ID 512 werden nicht berücksichtigt, da die Gebäude, in denen sie verbaut sind mit den Baujahren 2005 und 2009 zu jung sind. Damit umfasst die ausgehende Datenbasis 13 Anlagen.

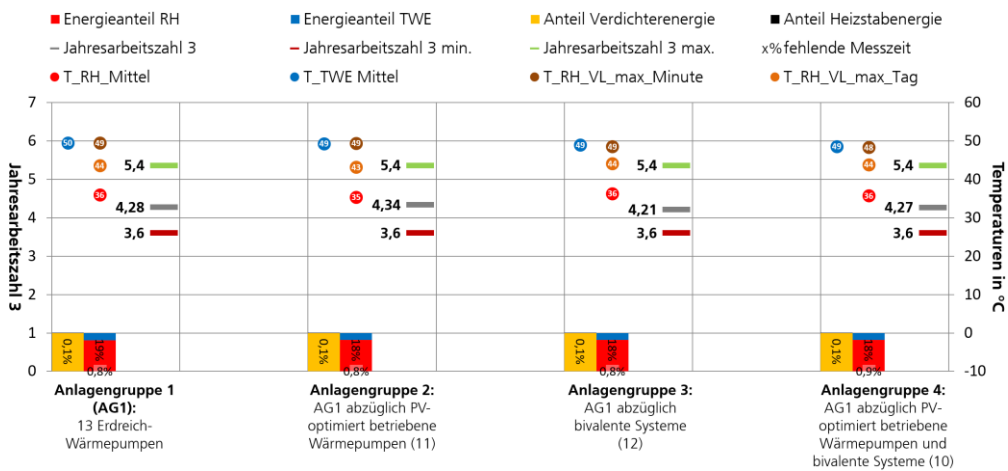


Abbildung 53: Vergleich der mittleren Ergebnisse der Erdreich-Wärmepumpen für unterschiedlich definierte Anlagengruppen

- **Anlagengruppe 1**, 13 Außenluft/Wasser-WP ohne die drei oben genannten Anlagen ID 566, ID 593 und ID 512:
Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 13 Anlagen liegt bei 4,28, wobei die Spanne von 3,6 bis 5,4 reicht. Der Anteil der elektrischen Energie des Heizstabes an der von Verdichter und Heizstab bezogenen Energie liegt bei 0,1 %. Der Anteil der thermischen Energie für die Trinkwarmwassererwärmung liegt bei 19 %. Die mittlere energetisch gewichtete Heizkreismitteltemperatur liegt bei 36 °C. Die Maximale Heizkreisvorlauftemperatur liegt bei 49 °C, die maximale mittlere Heizkreisvorlauftemperatur energetisch gewichtet und gemittelt über einen Tag liegt bei 49 °C. Die mittlere Temperatur für die Trinkwassererwärmung liegt bei 50 °C.
- **Anlagengruppe 2**, Anlagengruppe 1 ohne PV-optimiert betriebene Anlagen:
Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 11 Anlagen liegt bei 4,34 und somit nahezu identisch mit Anlagengruppe 1. Die Nichtberücksichtigung der PV-optimierten Anlagen führt zu einer Verringerung der Systemtemperaturen für RH und TWE um jeweils 1 K und zu einer geringfügigen Verbesserung der Jahresarbeitszahl. Der Trinkwasseranteil ist mit 17 % etwas geringer, was an einer Solltemperaturerhöhung für Trinkwasser in Folge einer PV-optimierung der nicht berücksichtigten Anlagen liegen kann.

- **Anlagengruppe 3**, Anlagengruppe 1 ohne bivalente Systeme:
Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 12 Anlagen liegt bei 4,21 und somit geringfügig unter der von Anlagengruppe 1.
- **Anlagengruppe 4**, Anlagengruppe 1 ohne PV-optimierte und bivalente Systeme:
Die mittlere Jahresarbeitszahl 3 der 10 Anlagen liegt bei 4,27, wobei die Spanne von 2,6 bis 4,9 reicht.

Aufgrund der geringen Anzahl an untersuchten Erdreich-WP erfolgen darüber hinaus keine weiteren Auswertungen mit dem hier adressierten Fokus.

5.4 Wärmequellen Außenluft und Erdreich mit Fokus Systemarbeitszahl

In diesem Kapitel wird die Arbeitszahl 5 der Arbeitszahl 3 gegenübergestellt. Die Bilanzgrenzen für die Berechnung der beiden Arbeitszahlen sind in Abschnitt 5.2 erläutert. Der Vergleich der beiden Arbeitszahlen erlaubt eine Bewertung der von der Wärmepumpe erzeugten Wärme im Verhältnis zur genutzten Wärme für Heizung und Trinkwarmwasser. Einflussfaktoren sind auf der thermischen Seite Speicher- und Verteilungsverluste sowie die elektrische Energie für die Speicherladepumpen. Die Auswertung wurde nicht für bivalente Systeme und nicht für solche mit solarthermischer Unterstützung durchgeführt. Anlagen, die über eine Brauchwarmwasser-Wärmepumpe verfügen, sind ebenfalls nicht berücksichtigt. Bei diesen Anlagen kann bauartbedingt entweder die Arbeitszahl 3 für Raumheizung und Trinkwarmwasser nicht ermittelt werden oder es wird eine Wärmemenge in das System gegeben, die nicht von der Wärmepumpe stammt und somit den Vergleich zwischen AZ 3 und AZ 5 unzulässig macht. Die folgende Abbildung 54 zeigt die Jahresarbeitszahlen 3 und 5 sowie die prozentuale Abweichung zwischen AZ 3 und AZ 5 für 36 Anlagen mit den Wärmequellen Außenluft und Erdreich kombiniert in einer Grafik.

Die durchschnittliche Arbeitszahl 5 liegt mit 3,1 um 15 % unter der durchschnittlichen Arbeitszahl 3 mit 3,6 der in dieser Auswertung betrachteten 36 Anlagen. Der zusätzliche elektrische Energiebedarf der Speicherladepumpen ist dabei nicht maßgeblich an der Reduktion der AZ 5 gegenüber AZ 3 beteiligt. Im Schnitt beträgt der Anteil an elektrischer Energie für die Speicherladepumpen am gesamten elektrischen Energieverbrauch der Wärmepumpe im Bilanzraum AZ 5 1,2 %. Der maßgebliche Treiber für den Unterschied der beiden Systemarbeitszahlen liegt in der Abweichung der thermischen Energie für Raumheizung und Trinkwarmwasser innerhalb der unterschiedlichen Bilanzgrenzen.

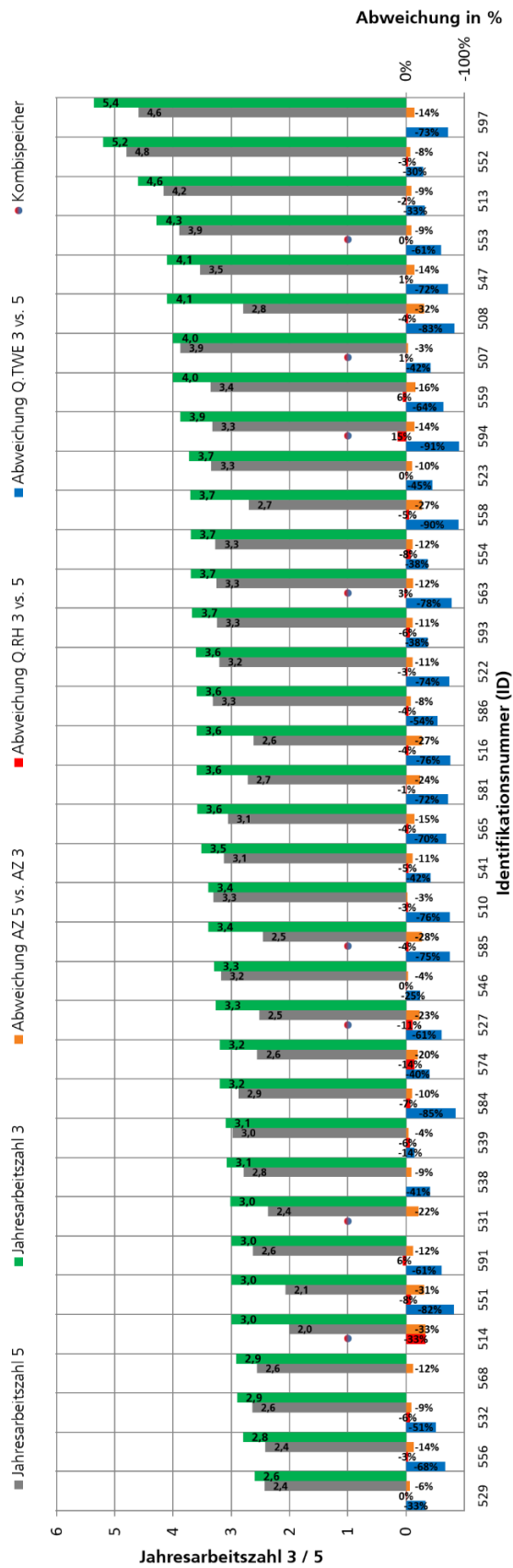


Abbildung 54: Jahresarbeitszahl 3 und 5 sowie Abweichungen bei Q_RH und Q_TWE

Die folgende Abbildung 55 zeigt die Abweichung der thermischen Energie für Raumheizung (links) und Trinkwarmwasser (rechts) bezogen auf die Bilanzgrenzen 3 und 5.

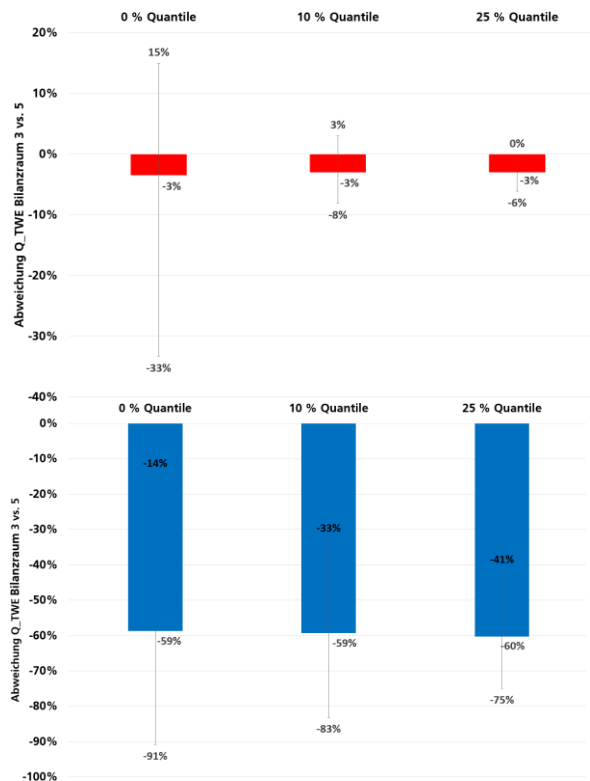


Abbildung 55: Abweichung thermische Energie für Raumheizung (oben) und Trinkwarmwasser (unten) AZ 3 vs. AZ 5

Im Mittel liegt die thermische Energie für die Raumheizung im Bilanzraum 5 um 3 % unter der in Bilanzraum 3 ermittelten. Die Fehlerbalken der drei Säulen zeigen die Bandbreite der Abweichungen der einzelnen Anlagen. Bei dieser Auswertung werden Werte von zwei Wärmemengenzählern miteinander verglichen, die in Reihe installiert und durch einen Speicher getrennt sind. Die Fehlergrenzen der eingesetzten Wärmemengenzähler liegen bei ± 5 %. Schon kleinere Messunsicherheiten haben bei dieser Zählerkonfiguration einen großen Einfluss auf das Ergebnis. Aus diesem Grund wird bei dieser Auswertung mit Quantilen gearbeitet. Das 10%- (25%-) Quantil ist derjenige Wert, unter dem 10 % (25 %) der Abweichungen liegen. Diese Betrachtung wird gewählt, um die oberen und unteren Ausreißer aus der Gesamtheit der Anlagen herauszufiltern. Bei Anwendung des 0%-Quantil liegt die Bandbreite zwischen -33 % und +15 %, beim 25%-Quantil liegt sie zwischen -6 % und 0 %.

Die Abweichung der thermischen Energien zwischen Trinkwasserspeicherbeladung und Zapfung hat den größten Einfluss auf die Arbeitszahl 5. Im Mittel liegt diese bei -59 %, bzw. -60 % (25%-Quantil). Der große Unterschied zwischen den beiden Energiemengen ist auf Speicherverluste und teilweise auf Zirkulationsverluste zurückzuführen. Bei 5 der 36 Anlagen konnte die Brauchwarmwasserzirkulation mit einem Wärmemengenzähler vermessen werden. Im Mittel betragen die Zirkulationsverluste 32 % der thermischen Energie, die dem Brauchwarmwasserspeicher über die Wärmepumpe zugeführt wurde.

5.5 Effizienzanalyse über mehrere Jahre

In diesem Kapitel wird die Jahresarbeitszahl 3 für 22 Außenluft/Wasser-WP über den Zeitraum von Juli 2021 bis Juni 2024 betrachtet.

Bei dem Vergleich der Arbeitszahlen über die drei jeweils 12-monatigen Auswertperioden 2021/22, 2022/23 und 2023/24 zeigen sich Auffälligkeiten insbesondere für folgende Anlagen: 510, 528 und 555. Bei den übrigen Anlagen wurden relativ konstante Jahresarbeitszahlen ermittelt, sofern die Systemtemperaturen konstant geblieben sind. Bei einigen Anlagen stellt sich eine Verbesserung der JAZ 3 infolge einer Absenkung der Temperatur zur RH bzw. TWE ein.

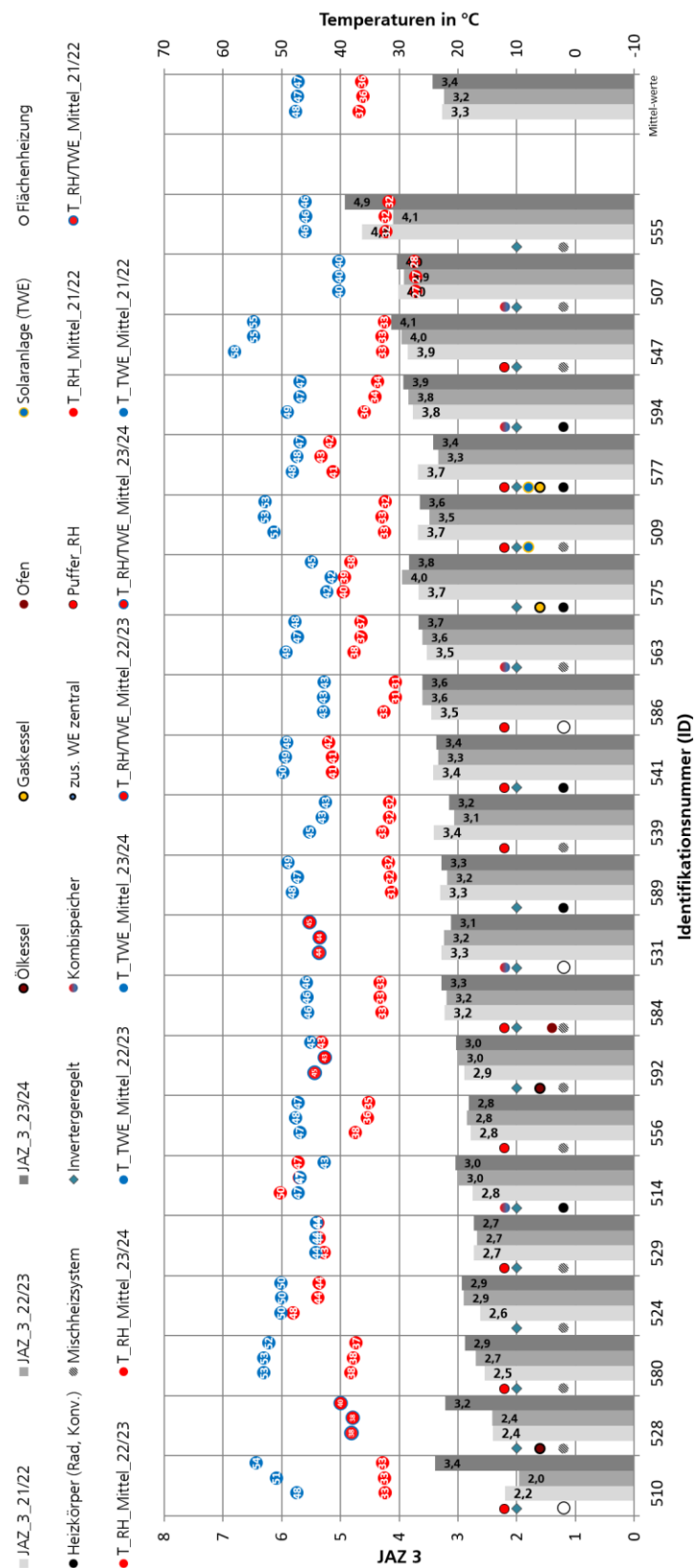


Abbildung 56: Effizienzanalyse Außenluft/Wasser-WP über den Zeitraum 2022 bis 2024

Bei Anlage ID 510 und ID 528 fällt die Arbeitszahl 3 in den Periode 21/22 und 22/23 um rund ein Drittel (ID 510) bzw. ein Viertel (ID 528) geringer aus als in 23/24, obwohl die Heizkreistemperaturen über den gesamten Zeitraum jeweils in der gleichen Größenordnung liegen. Die Hauptursache wird bei beiden Anlagen in einem Defekt der Wärmepumpe vermutet, der jeweils im Laufe des Jahres 2023 behoben wurde. Abbildung 57 zeigt die Tagesarbeitszahl AZ 2 (ohne Heizstab) der Raumheizung über der Außenlufttemperatur von Anlage ID 510. Die Zeiten vor und nach Anfang April 2023 sind unterschiedlich farblich markiert. Den Messdaten nach wurde am 5. April 2023 eine Wartung an der Wärmepumpe vorgenommen, die eine deutliche Verbesserung der Effizienz (um 1,0 und mehr) zur Folge hatte. Neben dem Einfluss des ineffizienten Wärmepumpenbetriebes wird die geringe Arbeitszahl zu Beginn auch von dem hohen Einsatz des Heizstabes verursacht. In der Periode 21/22 kam der Heizstab in der Heizperiode oftmals unterstützend zur Wärmepumpe zum Einsatz, u.a. da die Wärmepumpe ihre nominale Leistung nicht mehr erreicht hatte. In der Periode 22/23 übernahm der Heizstab in einem Zeitraum von mehr als 4 Wochen allein die Wärmebereitstellung; die Wärmepumpe war in dem Zeitraum nicht aktiv. Der elektrische Anteil des Heizstabes an dem Energiebezug der Wärmepumpenanlage (Wärmequellenantrieb, Verdichter, Regelung und Heizstab) lag in den Jahren 2022 und 2023 bei 17 % bzw. 33 %. Im Jahr 2024 lag dieser Anteil bei moderaten 3 %; der Heizstab war – entsprechend der Auslegung der Wärmepumpe – unterstützend an Tagen mit den niedrigsten Außenlufttemperaturen im Einsatz. Bei der Anlage ID 528 war kein Heizstab im Einsatz; die Effizienzminderung in den Jahren 2022 und 2023 scheinen allein auf den Defekt des Wärmepumpengerätes zurückzuführen zu sein.

Bei der Anlage ID 555 fiel die Arbeitszahl im Jahr 2023 rund 15 % geringer aus als im Jahr 2022 und 2024 bei gleichbleibenden Heizkreistemperaturen. Ursache hierfür ist, dass im Jahr 2023 die Wärmepumpe für längere Zeit an der unteren Leistungsgrenze betrieben wird und hier die Effizienz hierbei geringer war als bei einem etwas höherem Teillastbetrieb.

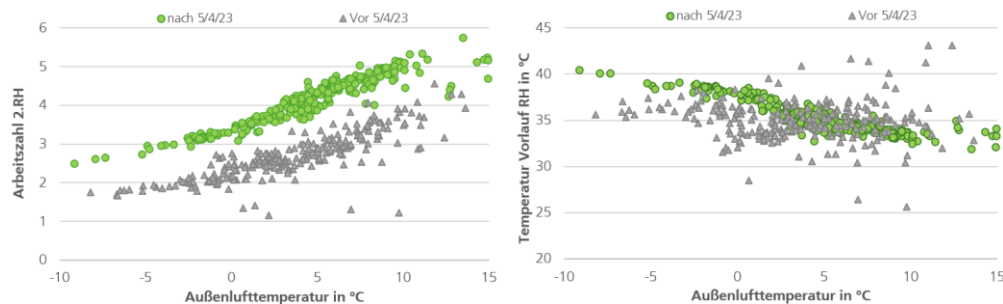


Abbildung 57: ID 510, Arbeitszahl 2 (ohne Heizstab) und Vorlauftemperatur im Raumheizmodus für den Zeitraum 1.1.2022 bis 4.4.2023 und 6.4.2023 bis 31.12.2024

In der folgenden Abbildung 58 soll anhand von Monatsmittelwerten der Einfluss, der sich im Jahresverlauf ändernden Betriebsbedingungen auf die Effizienz veranschaulicht werden. Auch hier werden die 22 Außenluft/Wasser-WP über einen Zeitraum von Juli 2021 bis Juni 2024 betrachtet. Die Monatsarbeitszahlen reichen von 2,7 im Dezember 2022 an dem eine mittlere Außenlufttemperatur von 2 °C vorlag bis 3,8 im Oktober 2022 und 2023 mit jeweils 13 °C Außenlufttemperatur.

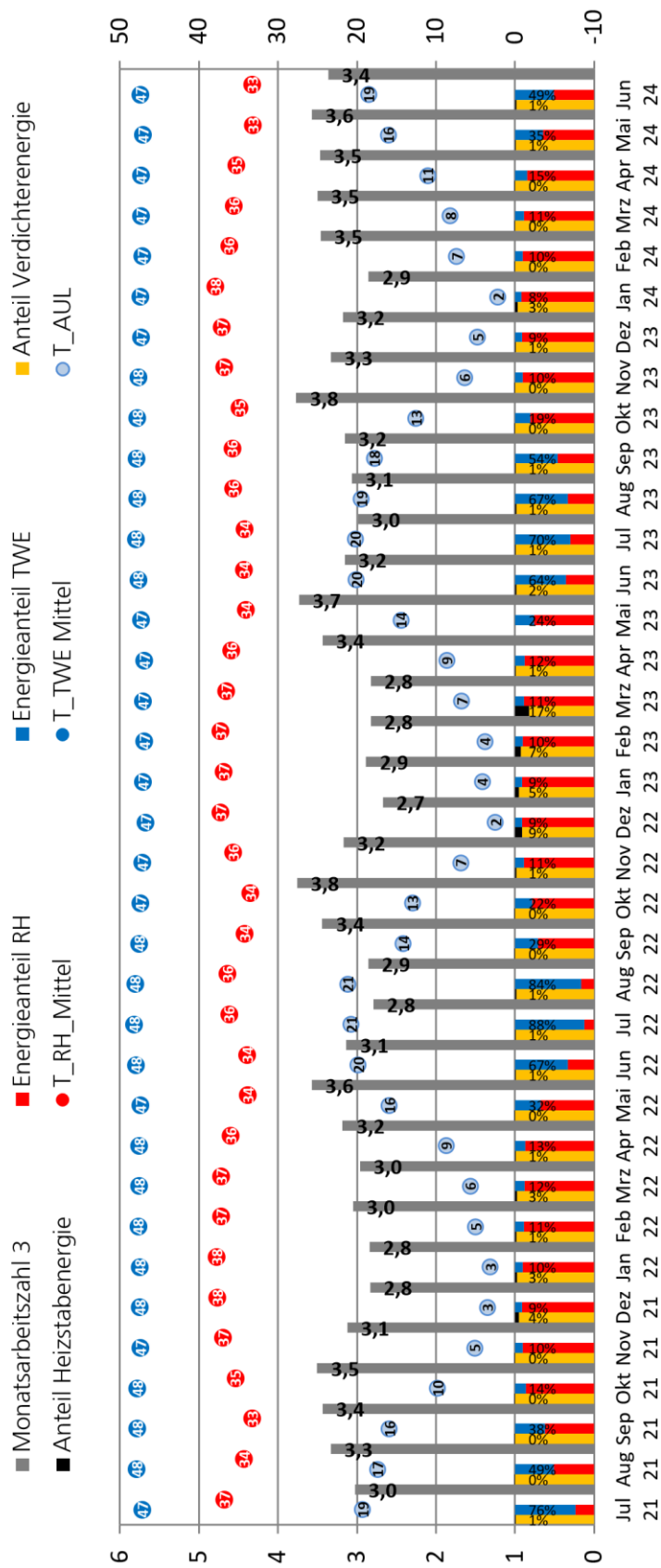


Abbildung 58: Mittelwert Monatliche AZ 3 sowie weitere Betriebsgrößen von Juli 21 bis Juni 24

Die höchsten Arbeitszahlen werden jeweils in der Übergangszeit erreicht. So liegt die durchschnittliche JAZ 3 der 22 Anlagen gemittelt über den Betrachtungszeitraum im Oktober bei 3,7 und im Mai bei 3,6. Zu dieser Zeit ist die Außenluft und somit die Wärmequellentemperatur mit 11,8 °C (Mai) und 15,5 °C noch relativ hoch. Gleichzeitig wird aber schon bzw. noch geheizt und dies bei moderaten Heizkreistemperaturen. Zum Winter hin geht die durchschnittliche JAZ 3 auf 2,9 im Januar zurück. Hier liegt die durchschnittliche Außentemperatur bei 3,1 °C und die durchschnittlichen Heizkreistemperaturen steigen von 35 °C auf 38 °C an. Im Sommer sind die Arbeitszahlen ebenfalls niedriger als in der Übergangszeit. Im Juli liegt sie ebenfalls bei 2,9. Dies ist dem Umstand geschuldet, dass im Sommer nahezu ausschließlich die Trinkwassererwärmung mit der Wärmepumpe durchgeführt und keine Heizenergie bereitgestellt wird. Für die TWE muss die WP einen höheren Temperaturhub leisten, was in einer schlechteren Arbeitszahl resultiert, vgl. Abbildung 51.

5.6 Effizienz und Betriebsbedingungen vor dem Hintergrund von Baulter und Sanierungsgrad der Gebäude

5.6.1 Wärmequelle Außenluft

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse vor dem Hintergrund der Baujahre, der energetischen Qualität der Gebäude sowie der Wärmeübergabesysteme betrachtet. Die Methodik zur Ermittlung des sogenannten Gebäudekennwertes ist in Kapitel 3.2 beschrieben. Die Ergebnisse sind in der folgenden Abbildung 59 dargestellt. Wie in Kapitel 4.1.4 beschrieben, weisen die Gebäude der Messobjekte sehr unterschiedliche Sanierungstiefen auf. Zur Kennzeichnung der Sanierungstiefe der einzelnen Gebäude wird der Gebäudekennwert herangezogen. Der Gebäudekennwert gibt anhand einer farblichen Skala einen Hinweis auf die energetische Gebäudequalität. In Grafik wird der Gebäudekennwert in Form der Farbcodierung für Vierecke (Originalzustand) und für Kreise (Istzustand) gemeinsam mit den Jahresarbeitszahlen der Bilanzgrenze 3, den mittleren Temperaturen und den Energieanteilen für Raumheizung (RH) und Trinkwassererwärmung (TWE) und den Informationen über Wärmeübergabesysteme (WÜS) und zusätzlichen Wärmeerzeugern dargestellt.

Die Auswertung erfolgt für 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen, die sowohl zur RH als auch zur TWE eingesetzt wurden und für 2024 ausgewertet werden konnten. ID 581 und ID 527 werden aufgrund des Baujahrs der Gebäude BJ. 2006 und 2009 nicht berücksichtigt. Die Sortierung der Anlagen erfolgt zuerst gemäß Baulter in vier Gruppen, wobei sich die oberen Grenzen an den Wärmeschutzverordnungen 1977 und 1995, sowie an der Baultersklasse bis 1948 gemäß (Loga et al. 2015) orientieren. Innerhalb der Baultersperioden werden die Messobjekte nach der JAZ 3 sortiert.

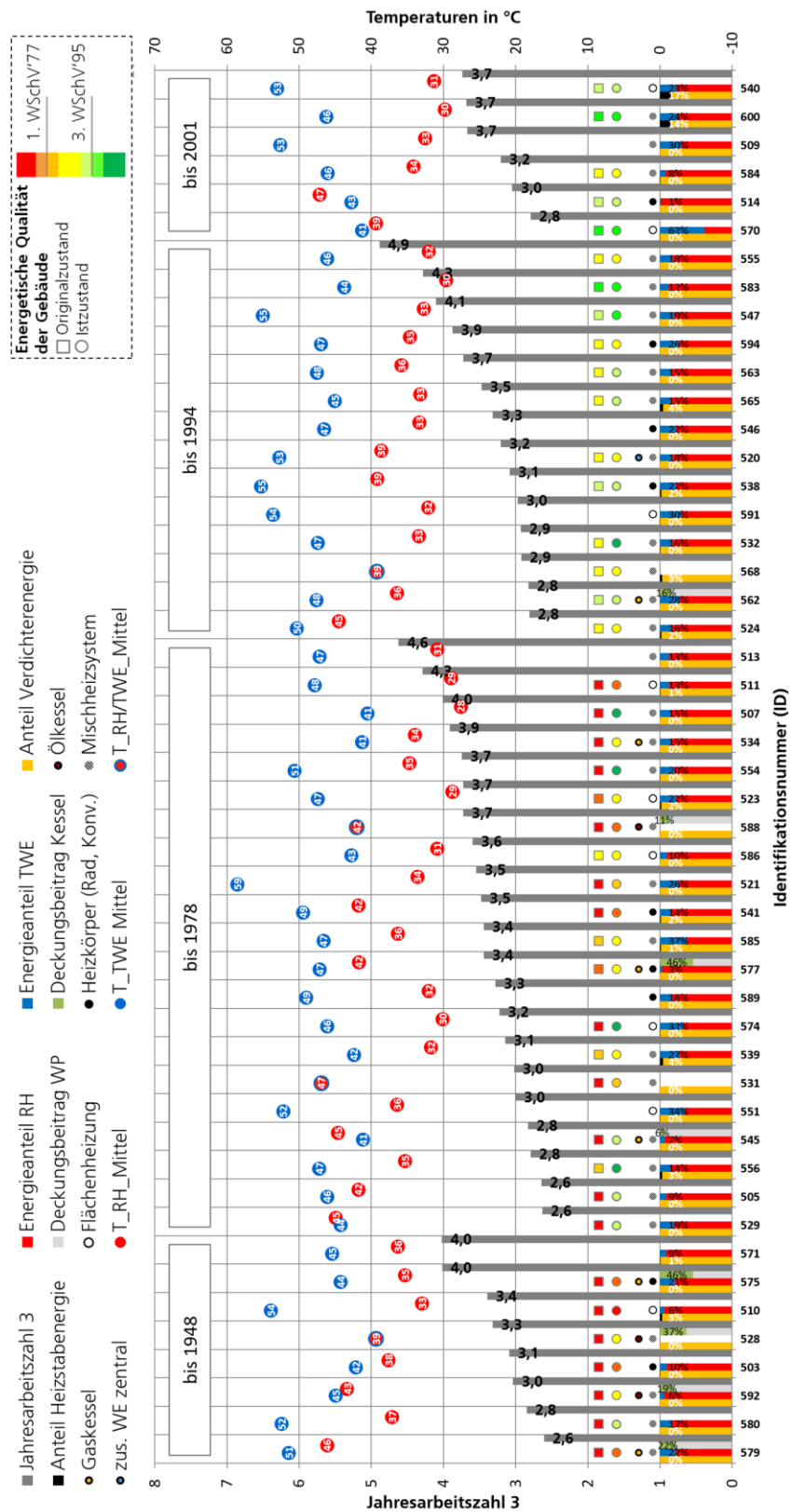


Abbildung 59: JAZ3 vor dem Hintergrund der Gebäudeeigenschaften im Ur- und im Istzustand von 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen gruppiert nach Baualtersperioden und sortiert nach Effizienzwerten

Mit Blick auf die BAP wird deutlich, dass bei der untersuchten Stichprobe keine Abhängigkeiten zwischen der Effizienz der Wärmepumpen und dem Baualter der Gebäude bestehen. Die mittleren JAZ 3-Werte pro BAP liegen zwischen 3,3 und 3,5 und somit nahe beieinander. Auch die Bandbreiten der JAZ 3-Werte je BAP weisen eine vergleichbare Varianz in allen BAP auf. Zur Interpretation werden nachfolgend die Ergebnisse pro BAP betrachtet.

In der BAP bis 1949 (acht Anlagen) wurden alle Gebäude (sofern dahingehend ausgewertet) energetisch saniert und die Gebäudekennwerte im Istzustand reichen von den Grenzwerten der WSchV'77 bis zu einem Bereich der zwischen den Grenzwerten der WSchV'77 und '95 liegt. Die mittlere Temperatur zur RH liegt bei 38,4 °C und damit leicht oberhalb des Durchschnittswertes von 35,6°C. Lediglich die zwei Anlagen ID 579 und ID 592, beide mit kombinierten Wärmeübergabesystemen (WÜS), stellen mit 46 °C und 43 °C signifikant höhere Temperaturen zur Raumheizung bereit. Die beiden ausschließlich mit Heizkörpern betriebenen Wärmepumpen ID 503 und ID 575 werden im RH-Modus im Schnitt bei lediglich 38 °C bzw. 35 °C betrieben. Bei der Anlage ID 510 umfasste die Sanierung auch die komplette Umstellung auf FBH, was sich auch in den geringen Temperaturen zur RH von durchschnittlich 33 °C widerspiegelt. Vorteilhaft mit Blick auf die mittleren Temperaturen zur RH ist in dieser BAP die hohe Durchdringung von bivalenten Systemen: Vier von acht Anlagen sind zusätzlich mit einem Kessel ausgestattet.

Auch alle der 18 (von 21) dahingehend auswertbaren Gebäude der BAP 1949 bis 1978 wurden energetisch saniert, wobei die Bandbreite der aktuellen Gebäudekennwerte von WSchV'77 bis über den Grenzwert der WSchV'95 hinaus reichen. Die mittleren Temperaturen zur RH liegen bei 35,0 °C und damit geringfügig unter dem Mittelwert von 35,6 °C. Die Bandbreite reicht von 28 °C bis 45 °C. Die fünf Systeme mit FBH werden abgesehen von der ID 551 (36 °C) im Mittel mit sehr geringen Temperaturen von 29 °C bis 31 °C betrieben und verteilen sich mit Blick auf die JAZ 3-Werte nahezu über die gesamte Bandbreite. Demgegenüber sortieren sich die JAZ 3-Werte der Systeme mit ausschließlich Heizkörpern als Wärmeübertrager im mittleren Bereich ein, wobei die geringste JAZ 3 mit 3,3 von einer Anlage erzielt wird, die bei durchschnittlich lediglich 32 °C im RH-Modus betrieben wird. Die mit 45 °C höchsten mittleren Temperaturen zur RH wurden für Anlagen mit kombinierten WÜS ermittelt. Beide Wärmepumpen erreichen auch entsprechend unterdurchschnittliche JAZ 3-Werte von 2,6 (ID 529) und 2,8 (ID 545). Lediglich bei vier der 21 Systeme wurde zusätzlich ein Kessel genutzt.

Die Gebäude der Baualtersperioden 1979 bis 1994 sowie 1995 bis 2001 waren bereits mit den Vorgaben der jeweiligen Wärmeschutzverordnungen konfrontiert, was sich in den Gebäudekennwerten des Originalzustandes widerspiegelt. Eine nennenswerte energetische Sanierung erfolgte ausschließlich bei der ID 532. In der BAP bis 1994 lag die mittlere Temperatur zur RH bei 35,0 °C und damit geringfügig unter den bereits erwähnten 35,6 °C als Mittelwert über alle Anlagen. Die Bandbreite reicht von 30 °C bis 45 °C. Auch die Messobjekte dieser BAP werden von kombinierten WÜS dominiert, die bei mittleren Temperaturen zur RH von 30 °C bis 45 °C betrieben werden, während die drei Systeme mit Heizkörpern bei Temperaturen von lediglich 33 °C, 35 °C und 39 °C versorgt werden. Lediglich zwei der 14 Anlagen verfügen zusätzlich über einen Kessel. Die sechs Anlagen der BAP von 1995 bis 2001 werden bei durchschnittlichen Temperaturen zur RH von 35,7 °C betrieben und liegen damit auf dem Niveau des Mittelwertes über alle Anlagen. Die Bandbreiten haben ähnliche Ausmaße wie die in den übrigen BAP und reichen von 30 °C bis 47 °C. Damit ist der Höchstwert der Temperatur zur RH mit der Anlage ID 514 in der jüngsten BAP zu finden. Die 47 °C übersteigen auch die mittleren Temperaturen zur TWE, wobei der energetische Anteil zur TWE bei lediglich 1 % liegt. Der geringe Anteil des Betriebsmodus TWE ist auf die Einbindung eines Kombispeichers

zurückzuführen. Da die Temperatur der Raumheizung in weiten Teilen des Jahres höher liegt als die erforderliche Temperatur zur TWE wird die obere Speicherzone aufgrund des thermischen Auftriebes von der unteren Speicherzone mit erwärmt. Trotz dieser Voraussetzungen erreicht die WP mit Heizkörpern eine JAZ 3 von 3,0. Die Bandbreite der JAZ 3-Werte würde sich ähnlich wie in den anderen BAP ergeben, wenn nicht die beiden Anlagen mit signifikantem Einsatz der E-Heizer (ID 600 und ID 540) in diese Kategorie fallen würden.

Mit Blick auf die untersuchte Stichprobe lässt sich ableiten, dass die Außenluft-Wärmepumpen in Gebäuden, die nach den Vorgaben der WSchV'77 oder späterer Verordnungen errichtet wurden, unter ökologischen Gesichtspunkten zweckmäßig betrieben werden können. Für ältere Gebäude trifft dies mindestens auch dann zu, wenn diese Gebäude auf das Niveau ähnlich der WSchV'77 saniert wurden.

5.6.2 Wärmequelle Erdreich

Analog zur Abbildung 59 für die Außenluft/Wasser-Wärmepumpen gibt Abbildung 60 die entsprechenden Inhalte für die 14 Erdreich-Wärmepumpen wieder. Die Baualtersperioden von 1979 bis 1994 und 1995 bis 2001 sind mit zwei bzw. einer Anlage sehr klein, was bei der Ergebnisinterpretation berücksichtigt werden muss.

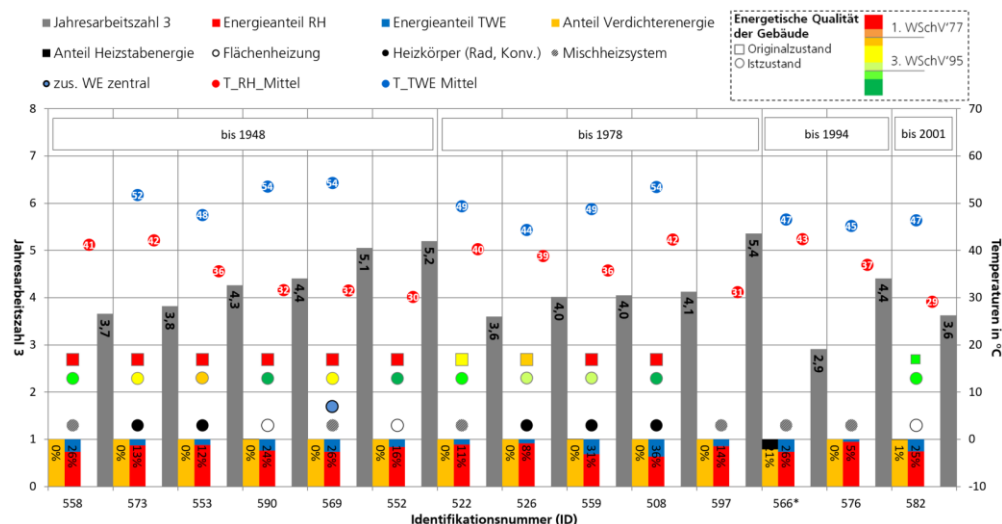


Abbildung 60: JAZ 3 vor dem Hintergrund der Gebäudeeigenschaften im Ur- und im Istzustand von 14 Erdreich-Wärmepumpen gruppiert nach Baualtersperioden und sortiert nach Effizienzwerten (ID 566: Messwerte von 2023 aufgrund Datenlücken in 2024)

Die Gebäude der Baualtersperiode bis 1948 hatten entsprechend der damaligen Bauweise einen geringen energetischen Standard. Bei allen sechs Gebäuden wurden Sanierungsmaßnahmen durchgeführt und der aktuelle energetische Standard reicht von den Grenzwerten der WSchV'77 bis über die Vorgaben der WSchV'95 hinaus. Die Bandbreite der Jahresarbeitszahlen in dieser Baualtersklasse reicht von 3,7 bei Nutzung eines Mischheizsystems (T_{RH_Mittel} 41 °C) bis 5,2 bei Einsatz einer Fußbodenheizung die im Mittel bei lediglich 30 °C betrieben wird.

Bei den fünf Gebäuden von 1949 bis 1978 wurden ebenfalls in allen Objekten Sanierungsmaßnahmen durchgeführt (ID 597: Sanierungsmaßnahmen unbekannt), wobei alle Gebäudekennwerte im aktuellen Zustand nahe dem Grenzwert der WSchV'95 liegen. Die

geringste JAZ 3 wurde mit 3,6 unter Einsatz eines Mischheizsystems bei mittleren Temperaturen zur RH von 40 °C erreicht. Die höchste JAZ 3 in dieser Baualtersklasse wurde zu 5,4 ermittelt, bei sehr geringen mittleren Temperaturen zur Raumheizung von 31 °C (kombiniertes WÜS).

Auch bei den drei Wärmepumpen in den Gebäuden der jüngeren BAP bis 2001 wurde mit Werten von 2,9 bis 4,4 eine große JAZ 3-Bandbreite ermittelt, wobei die geringste JAZ 3 für ID 566 im Jahr 2023 bei signifikantem Heizstabeinsatz ermittelt wurde.

Zusammenfassend lässt für die untersuchten Messobjekte kein Zusammenhang zwischen Baualter bzw.- Baualtersklasse und JAZ feststellen. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass auch die Anforderungen an die Wärmepumpen im Hinblick auf die erforderlichen Temperaturen für die RH keinen Zusammenhang zum Alter der Gebäude aufweisen. Wie bereits erwähnt, hängen diese Temperaturen in erster Linie vom spezifischen Heizwärmebedarf und dem installierten Wärmeübergabesystem ab. Diese weisen in allen Baualtersperioden eine große Varianz auf.

6.1 Auslegung der Wärmepumpe

Das folgende Kapitel zeigt auf, dass die meisten Wärmepumpen tendenziell größer als benötigt ausgelegt sind. Aus welchen Gründen dies so ist, lässt sich aus dem Projekt nicht ableiten. Denkbar wäre sowohl ein bewusster Sicherheitszuschlag als auch eine Orientierung an der Norm-Heizlastberechnung nach DIN 12831 für die Wärmepumpenauslegung. Die DIN 12831 berücksichtigt keine internen und solaren Gewinne und stellt die Heizlast bei der Normaußentemperatur dar, wodurch sie eher über der realen Heizlast liegt. Zudem werden einige Einfamiliengebäude nicht in allen Räumen beheizt.

Eine Heizlastberechnung liegt nur für wenige der Gebäude vor; auch sind die Planungsgrundlagen und das Vorgehen der Auslegungen der Wärmepumpe weitestgehend unbekannt. Auf Basis der Messdaten wird ein Vergleich der Heizleistung der eingesetzten Wärmepumpen und des realen Wärmeverbrauches der Gebäude (für Raumheizung und Trinkwassererwärmung) vorgenommen. Für Anlagen, die eine Brauchwasser-Wärmepumpe nutzen, wird nur die Heizungswärmepumpe und dementsprechend nur der Wärmebedarf für die Raumheizung betrachtet. Der Wärmeverbrauch für die Raumheizung und Trinkwassererwärmung (bzw. nur für die Raumheizung) wird basierend auf den Messdaten¹ des Jahres 2024 (ggf. zusätzlich gestützt durch Daten des Jahres 2023) nach dem EAV-Verfahren bestimmt (Wolff & Jagnow, o.D.). Abbildung 61 zeigt die Wärme über der Außenlufttemperatur als Wochenmittelwerte. Aus der Extrapolation der linearen Fitfunktion wird der Wärmeverbrauch bei einer Außenlufttemperatur von -7 °C bestimmt. Dieser Temperaturpunkt wurde gewählt, um einen direkten Vergleich mit der Wärmepumpenleistung zu ermöglichen.

In der EN 14825 und in der EN 14511 sind Prüfpunkte zur Bestimmung der Effizienz und Leistung von Wärmepumpen vorgegeben. Beide Normen sehen einen Prüfpunkt bei -7 °C vor. Die Bedingungen der Senktemperatur sowie der Teillastbedingungen unterscheiden sich². Für die vorliegende Analyse werden die Angaben der EN 14511 für den Betriebspunkt A-7/W35 verwendet, da hierzu bei den untersuchten Anlagen eine umfassendere Verfügbarkeit der Unterlagen vorliegt. Zu beachten ist, dass die EN 14511 keine Vorgaben für die Teillastbedingungen macht. Für 15 Datenblätter wurden die nominalen Angaben im Betriebspunkt A-7/W35 mit der angegebenen maximalen Leistung bei diesen Temperaturbedingungen verglichen. In dieser Stichprobe entsprach die nominale Leistung bei mehr als der Hälfte der Geräte der maximalen Leistung; bei den anderen

¹ Wenn verfügbar, wird die Summe der bereitgestellten Wärme von Wärmepumpe, Heizstab und ggf. Kessel zu Grunde gelegt. Bei Kompaktgeräten, bei denen nur die Wärme für die Raumheizung vor dem Speicher ermittelt werden konnte, wurde die Wärmebereitstellung für die Trinkwassererwärmung basierend auf der Wärmemenge der Zapfung und ggf. der Zirkulation mit Annahme eines Wertes der Speicherverluste, abgeschätzt.

² EN 14511: Definition der Temperatur, bspw. T_{VL} 35 °C bzw. 55 °C. Keine Vorgaben zum Teillastfaktor
EN 14825: Definition der Temperatur, bspw. Mitteltemperatur und Niedertemperatur, wobei eine Heizkurve hinterlegt ist, so dass im Betriebspunkt -7 °C bei Mitteltemperaturanwendung (Niedertemperaturanwendung) die Vorlauftemperatur geringer als 55 °C (35 °C) ist. Es besteht eine Vorgabe für den Teillastfaktor (bezogen auf -10 °C), jedoch können die Hersteller den Bivalenzpunkt (in einem definierten Rahmen) frei wählen. Bei einer Wärmepumpe, für die in der EN 14825 Messung/Berechnung ein Bivalenzpunkt von -7 °C angesetzt ist, entspricht die Leistungsangabe nach EN 14825 bei -7 °C dementsprechend Volllast und bei einer Wärmepumpe, die bei dem ein Bivalenzpunkt von -10 °C zugrunde gelegt wird, ist die Angabe bei -7 °C entsprechend eine Leistung in Teillast.

Geräten lag die nominale Leistung im Bereich von 81 % bis 99 % der maximalen Leistung. Als weiterer Aspekt ist bei der Einordnung der Untersuchung zu berücksichtigen, dass die maximale Heizleistung der Wärmepumpe mit steigenden Senkentemperaturen abnimmt. Die Leistungsangabe A-7/W55 liegt von zu wenigen Anlagen vor, als dass die Auswertung auf beide Betriebspunkte bezogen durchgeführt werden kann. Ein Vergleich der verfügbaren Angaben zeigt, dass die Leistung bei A-7/W55 i.d.R. um nicht mehr als 10 % geringer ist als im Betriebspunkt A-7/W35.

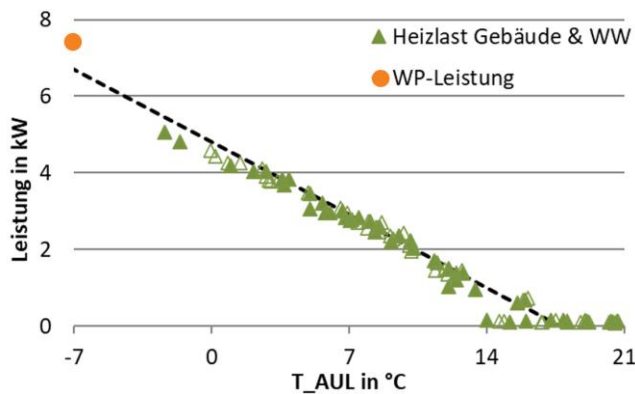


Abbildung 61: Beispiel der Bestimmung der Heizlast eines Gebäudes für Raumheizung und Trinkwassererwärmung

Abbildung 62 zeigt das Verhältnis der nominalen Heizleistung von 42 monovalenten bzw. monoenergetischen Wärmepumpen im Betriebspunkt A-7/W35 (EN 14511) zu der – aus dem Verbrauch ermittelten - Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung) sowie von zwei Wärmepumpen nur für Raumheizung (RH). Es zeigt sich, dass die Mehrheit der Anlagen bei -7 °C eine hohe Leistungsreserve hat; nur bei wenigen Anlagen kann die Wärmepumpe die Last des Gebäudes bei dieser Außenlufttemperatur nicht allein decken. Da diese Auswertung auf den Verbrauchsdaten basiert, gibt sie einen guten Einblick in die reale Situation. Ein Rückschluss auf die Auslegung der Wärmepumpe in der Planungsphase ist nicht möglich. So kann bspw. ein hohes Wärmepumpenleistung/Last-Verhältnis in einer großzügigen Dimensionierung oder einer Unterschätzung des Heizwärmeverbrauchs begründet sein.

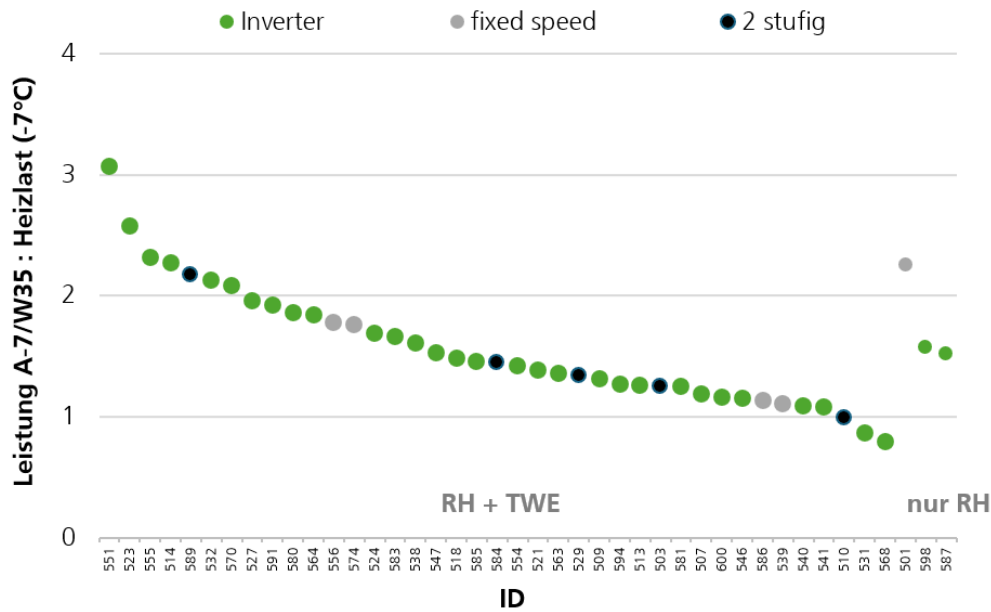


Abbildung 62: Verhältnis der nominalen Heizleistung der Wärmepumpe im Betriebspunkt A-7/W35 (EN 14511) zu der – aus dem Verbrauch ermittelten – Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung RH+TWE; bzw. nur Raumheizung RH) für 42 monoenergetischen Außenluft/Wasser-Wärmepumpen

6.2 Einsatz Elektroheizstab

In den meisten Anlagen sind ein oder mehrere Heizstäbe installiert. Dessen Einsatz wird in diesem Kapitel basierend auf dem elektrischen Energieanteil des Heizstabes an dem gesamten elektrischen Energiebezug der Wärmepumpenanlage (Bilanzgrenze 3) vorgestellt.

Außenluft/Wasser-Wärmepumpen

Im Jahr 2024 zeigte sich bei 36 monoenergetischen Außenluft/Wasser-Wärmepumpen folgender elektrischer Energieanteil des Heizstabes:

- 18 Anlagen: ohne Heizstabbetrieb bzw. geringer als 0,2 %
- 10 Anlagen: 0,2 % ... 2 %
- 6 Anlagen: 2 % ... 4 %
- 2 Anlagen: 15 % bzw. 17 %

Bei den 10 bivalenten Anlagen war der Heizstab nicht in Betrieb. 3 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen sind monovalent – also ohne Heizstab – ausgeführt. Im Folgenden wird der Heizstabeinsatz von den 6 Anlagen betrachtet, bei denen der Heizstab einen elektrischen Anteil zwischen 3 % und 17 % im Jahr 2024 hatte.

ID 568 (3 %): Der Heizstab ist bei dieser Anlage (Inverter-Wärmepumpe) zur Unterstützung der Raumheizung bei niedrigen Außenlufttemperaturen im Einsatz. Der Heizstabbetrieb setzt bei einer mittleren Außenlufttemperatur von ca. -2 °C ein und dessen Laufzeit steigt mit sinkender Außenlufttemperatur. An den Tagen mit Heizstabeinsatz ist die Wärmepumpe den ganzen Tag weitestgehend in Vollast aktiv. Der Heizstabeinsatz erfolgt damit gut an den Bedarf abgestimmt. Es erfolgt kein Einsatz in der Trinkwassererwärmung.

ID 510 (3 %): Der Heizstab ist bei dieser Anlage (zweistufige Wärmepumpe) zur Unterstützung der Raumheizung bei niedrigen Außenlufttemperaturen im Einsatz. Der Heizstabbetrieb setzt bei einer mittleren Außenlufttemperatur von ca. -3 °C ein und dessen Laufzeit steigt mit sinkender Außenlufttemperatur. An zwei Tagen mit niedrigen Außenlufttemperaturen unterstützte der Heizstab auch die Trinkwassererwärmung. An den Tagen mit Heizstabeinsatz ist die Wärmepumpe den ganzen Tag in Volllast aktiv. Der Heizstabeinsatz erfolgt damit gut an den Bedarf abgestimmt.

ID 556 (3 %): Der Heizstab im Heizungsspeicher war bei dieser Anlage (fixed-speed Wärmepumpe) nicht im Einsatz; jedoch der Heizstab im Trinkwasserspeicher. An vielen Tagen im Jahr erfolgte die Trinkwassererwärmung zunächst für einige Minuten (bspw. 10 min) mit der Wärmepumpe. Nach dem Wärmepumpenbetrieb folgte oftmals der Einsatz der Heizstabes für einige Minuten. Dies Verhalten trat im Winter wie im Sommer auf. Anhand der Messdaten konnte nicht ermittelt werden, bei welchen Randbedingungen der Heizstab zum Einsatz kam und wann nicht. Der Deckungsbeitrag des Heizstabes an der Trinkwassererwärmung lag bei knapp zehn Prozent.

ID 539 (4 %): Der Heizstab ist bei dieser Anlage (fixed-speed Wärmepumpe) zur Unterstützung der Raumheizung bei niedrigen Außenlufttemperaturen im Einsatz. Der Heizstabbetrieb setzt bei einer mittleren Außenlufttemperatur von ca. -3 °C ein und dessen Laufzeit steigt mit sinkender Außenlufttemperatur. Der Heizstab ist an Tagen im Einsatz, an denen die Wärmepumpe (abgesehen von den Sperrzeiten) fast dauerhaft in Betrieb ist. Die Wärmepumpe ist dreimal am Tag (in Summe für 4 h) im jeweils gleichen Zeitfenster aus; analog zu einem Stromvertrag mit Sperrzeiten. Der Heizstab ist in diesen Sperrzeiten ebenfalls deaktiviert.

ID 565 (4 %): Der Heizstab ist bei dieser Anlage (Inverter-Wärmepumpe) zur Unterstützung der Raumheizung bei niedrigen Außenlufttemperaturen im Einsatz. Der Heizstabbetrieb setzt bei einer mittleren Außenlufttemperatur von ca. -4 °C ein und dessen Laufzeit steigt mit sinkender Außenlufttemperatur. An den Tagen mit Heizstabeinsatz zur Raumheizung ist die Wärmepumpe den ganzen Tag in Volllast aktiv. Der Heizstabeinsatz erfolgt damit gut an den Bedarf abgestimmt. Zur Trinkwassererwärmung ist der Heizstab sehr selten (maximal 1x im Monat) in Betrieb. Der Grund für diesen Heizstabeinsatz lässt sich anhand der Messdaten nicht herleiten.

ID 600: 15 % Die Wärmepumpenanlage (Inverter-Wärmepumpe) wird PV-orientiert betrieben. Hierbei kam der Heizstab im Trinkwasserspeicher in den Monaten Juli bis Oktober zum Einsatz. Zur Raumheizung wurde der Heizstab im Vorlauf der Wärmepumpen nur an wenigen Tagen kurzzeitig aktiviert. Der elektrische Anteil dieses Einsatzes zur Raumheizung beläuft sich auf lediglich 1 %

ID 540 (17 %): Im Jahr 2024 ist die Wärmepumpe zweimal für mehrere Wochen ausgefallen (10 Tage im Januar und 21 Tage im September/Okttober). Hier übernahm der Heizstab die Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Zusätzlich war der Heizstab an einigen Tagen für wenige Minuten während der Trinkwassererwärmung parallel zur Wärmepumpe aktiv. Und an drei Tagen im Mai für längere Zeit zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung. Der konkrete Anlass für diesen Einsätze lässt sich anhand der Messdaten nicht erkennen; eine Legionellenschaltung scheint nicht der Grund zu sein. Ein weiterer Einsatz des Heizstabes trat während der Heizperiode auf. Der Heizstab schaltete während einiger Abtauprozesse (Prozessumkehr) für eine Minute an. Mehr als Vierfünftel des Heizstabeinsatzes geht auf den mehrwöchigen Wärmepumpenausfall zurück.

Im Jahr 2024 (bzw. 2023 für ID 566) zeigte sich bei 16 Erdreich/Wasser-Wärmepumpen (eine davon verfügt zusätzlich über einen Pelletkessel, die anderen Anlagen sind mono-energetisch ausgeführt) folgender elektrischer Energieanteil des Heizstabes:

- 13 Anlagen: ohne Heizstabbetrieb bzw. geringer als 0,1 %
- 1 Anlagen: 1 %
- 2 Anlagen: > 10

Bei Erdreich/Wasser-Wärmepumpen kam der Elektroheizstab bei zwei Anlagen nennenswert zum Einsatz, vgl. Abbildung 52. ID 566 hatte einen elektrischen Energieanteil des Heizstabes von 21 % aufgrund eines Defektes an der Wärmepumpe im Februar 2023; ID 593 einen Anteil von 12 % aufgrund eines Defektes von Juni bis Juli 2024.

6.3 Schaltheufigkeiten

Verdichterstarts sind mit mechanischen und thermischen Belastungen verbunden. Eine hohe Schaltheufigkeit steigert den Verschleiß und verkürzt die Lebensdauer des Verdichters. Bei dem Betrieb des Verdichters sollten zudem Mindestlaufzeiten eingehalten werden, damit das in das System abgegebene Öl wieder in die Verdichterwanne zurückgelangen kann. Diese Zeit kann je nach Verdichtergröße, Kältemittel, Rohrleitungslänge, Komplexität des Kältekreises und Drehzahl unterschiedlich sein. Kürzere Laufzeiten des Verdichters können durch die Ölverlagerung zu Schäden am Verdichter führen. Die VDI 4645 enthält keine Vorgaben zu Mindestlaufzeiten und Schaltheufigkeiten von Wärmepumpen. Verdichterhersteller empfehlen bspw. maximal 6 Starts je Stunde (RIES GmbH, 2025), 6 Starts bzw. 12 Starts je Stunde (BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2023) oder 10 Starts je Stunde (Copeland Europe GmbH, 2024), (Emerson Climate Technologies GmbH, 2019).

Auch in Bezug auf die Effizienz des Wärmepumpensystems sind kurze Betriebszeiten zu vermeiden. Die Betriebslängen beeinflussen die Effizienz u.a. auf folgende Weise:

- Die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe muss bei kürzeren Laufzeiten höher sein als bei langen Laufzeiten, um die Raumheizlast zu decken.
- Bei sehr kurzen Betriebszeiten ergeben sich aufgrund von Mindestlaufzeiten ggf. höhere Vorlauftemperaturen
- Bei Systemen mit parallel eingebundenen Heizungsspeichern mit je einem Vorlaufanschluss für Wärmepumpe und Heizkreis sowie bei seriell im Vorlauf eingebundene Heizungsspeichern: Temperaturabfall aufgrund von Mischungsverlusten in der Aufheizphase.
- Mit den kürzeren Betriebsphasen steigt der Einfluss der ineffizienten Performance in den ersten Minuten nach dem Start der Wärmepumpe auf die Effizienz des Anlagenbetriebs

Die Analyse der Verdichterstarts wird auf Basis der Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Verdichter vorgenommen¹. Für jede Anlage sind individuelle Grenzwerte zur Unterscheidung der Zustände Verdichter-Aus und Verdichter-An angesetzt. Verdichterstopps unter 30 sec, wie diese ggf. vor oder nach der Abtauung auftreten, können

¹ Je nach elektrischer Verschaltung der Wärmepumpe wurden die Verdichter alleine oder zusammen mit dem Ventilator und/oder der Steuerung sowie Hilfsaggregaten des Kältekreises gemessen.

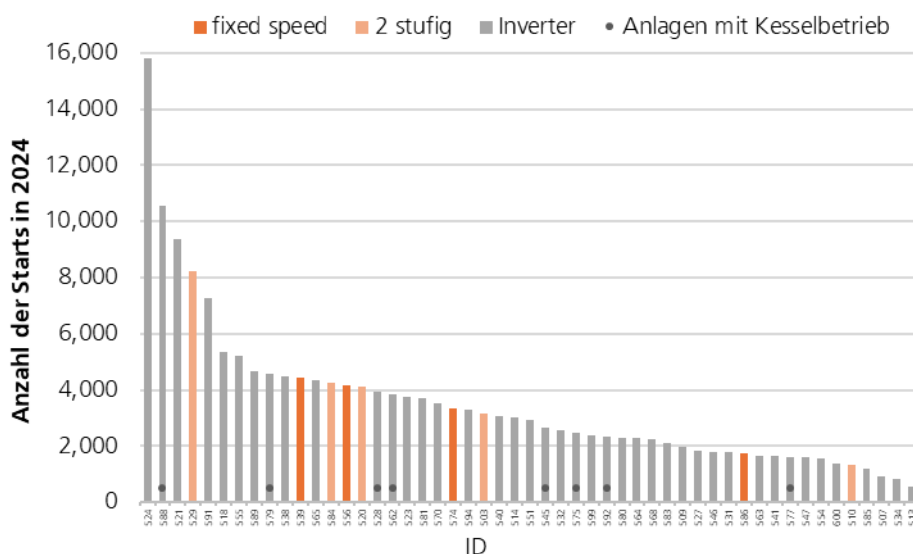
nicht zuverlässig ermittelt werden. Die Methode der Ermittlung und Klassifikation der Schalthäufigkeiten ist im Anhang A9 grafisch dargestellt.

Detailanalyse zur Effizienz und Betriebsverhalten

Bei den im Folgenden gezeigten Ergebnissen wurden Messlücken nicht kompensiert. Somit fallen bei einigen Anlagen die Schalthäufigkeiten etwas höher aus als ausgeführt¹. Die Gesamtaussagen werden hiervon nicht beeinflusst.

Abbildung 63 zeigt die Verdichterstarts im Jahr 2024 von 51 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. In dieser Darstellung sind diejenigen Wärmepumpenanlagen dargestellt, welche Wärme für die Raumheizung und die Trinkwassererwärmung mit einem Wärmepumpengerät bereitstellen. Die Bandbreite reicht von 540 Starts bis 15.820 Starts im Jahr 2024. 90 % der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen starten weniger als 5.500 mal im Jahr und rund ein Drittel der Anlagen kommt auf eine sehr moderate Anzahl von bis zu 2.000 Verdichterstarts. In Abbildung 63 sind zudem die bivalenten Anlagen gekennzeichnet, bei denen der Kessel im Jahr 2024 in Betrieb war. Ohne Berücksichtigung dieser Anlagen verschiebt sich die Häufigkeitsverteilung der Verdichterstarts nur geringfügig.

Die Unterscheidung nach Leistungsregelbarkeit (Inverter | einstufig (fixed speed) | zweistufig) zeigt keinen Zusammenhang zwischen der Anzahl der Verdichterstarts und der Leistungsregelbarkeit. Es existieren zu viele weitere starke Einflussfaktoren auf die Schalthäufigkeit.



Eine vertiefende Analyse zeigt Abbildung 64. Die Verdichterstarts sind entsprechend der Länge der Betriebsphasen in folgende Betriebslängen klassifiziert:

- 1 bis 5 min
- 6 bis 10 min
- 11 bis 15 min
- 16 bis 30 min
- > 30 min

Es zeigt sich, dass Betriebsphasen unter 10 min Dauer gehäuft bei den Anlagen mit den höchsten Schalthäufigkeiten auftreten. Dennoch kommen Betriebsphasen unter 10 min auch bei Anlagen mit mittleren jährlichen Schalthäufigkeiten vor. Unter den Wärmepumpen, die weniger als 5.500 Starts je Jahr aufweisen, traten bei 10 Wärmepumpen mehr als 500 Betriebsphasen unter 10 min auf; bei zwei Anlagen hiervon lag die Anzahl dieser kurze Betriebsphasen über 1.000.

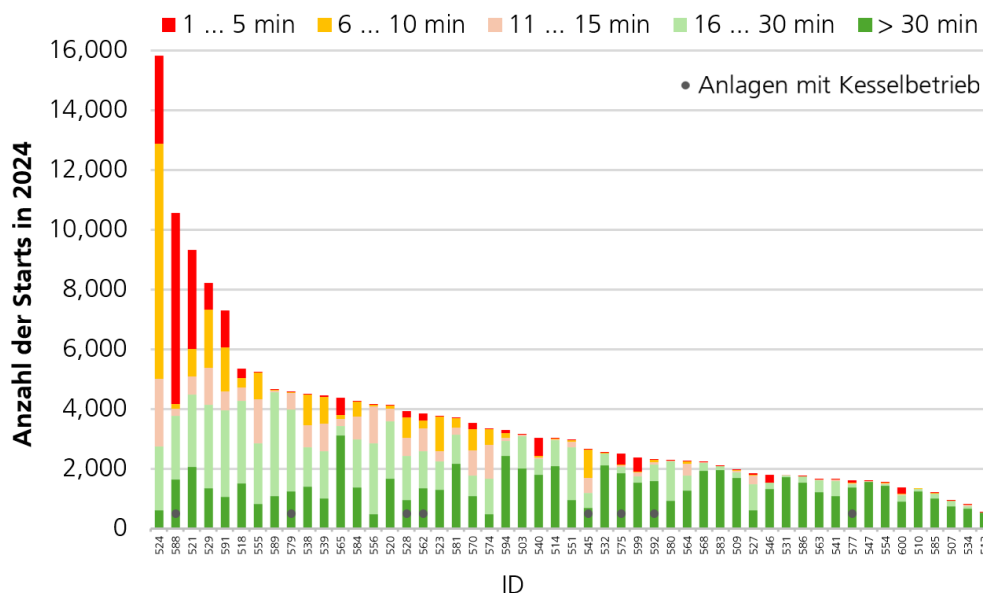


Abbildung 64: Anzahl der Verdichterstarts von 51 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Jahr 2024

Im Folgenden werden die Anlagen mit den höchsten Schalthäufigkeiten vorgestellt.

ID 524 (15.820 Starts) nutzt eine Inverter-Wärmepumpe. Die Raumheizung (Fußbodenheizung und Radiatoren) sind über eine hydraulische Weiche eingebunden. Auch in der Kernheizperiode taktet die Anlagen häufig und die Betriebsphasen liegen hier i.d.R. zwischen 5 und 30 min. In der Übergangszeit werden meist nur Betriebsphasen von bis zu 10 min erreicht, teilweise nur bis zu 5 min. Die Hauptursache liegt vermutlich in der hydraulischen Verschaltung. Mit einem Volumenstrom der Wärmepumpe, der höher als der des Heizkreises ist, tritt über die hydraulische Weiche eine unmittelbare Beimischung des Vorlaufes in den Rücklauf und damit ein schneller Temperaturanstieg auf. Nachteilig wirkt sich außerdem aus, dass die Wärmepumpe nicht den möglichen Modulationsbereich ausnutzt und oftmals mit einer (deutlich) höheren Leistung betrieben wird als für die aktuelle Wärmeabnahme der Raumheizung notwendig wäre. Die vergleichsweise kurzen Betriebsphasen treten auf, obwohl die Hysterese etwa 15 K beträgt.

ID 588 (10.550 Starts) verfügt neben der Inverter-Wärmepumpe noch über einen Öl-Brennwertkessel. Wärmepumpe und Kessel sind an einen Heizungsspeicher angebunden. Laut Auskunft des Herstellers wird die Wärmepumpe auf die Vorlauftemperatur geregelt. Es wurden mehr als 6.000 Betriebsphasen mit einer maximalen Dauer von 5 Minuten registriert. Diese kurzen Phasen treten ganzjährig auf, vermehrt bei Außenlufttemperaturen im Bereich von 10 °C bis 20 °C. Der Kessel (und die durchlaufende Kesselpumpe) scheint gemäß der Datenanalyse nicht die Ursache für die hohe Anzahl von vielen kurzen Betriebsphasen zu sein. Am Hydraulikkonzept und den Betriebsdaten (bspw. Volumenstrom und Temperaturen) lässt sich ohne Kenntnis der eingestellten Regelungsparameter die Ursache für das Betriebsverhalten der Wärmepumpe eindeutig ableiten. Als mögliche Ursache kommt die Regelung auf die Vorlauftemperatur in Verbindung mit einer gering eingestellten Hysterese in Betracht.

ID 521 (9.380 Starts) nutzt ebenfalls eine Inverter-Wärmepumpe. Die Heizkreise (Fußbodenheizung und Heizkörper) sind ohne Speicher oder Weiche eingebunden. Das Überströmventil ist nach dem Fußbodenheizungsverteiler und vier Heizkörpern eingebaut. Laut Auskunft des Herstellers wird die Wärmepumpe auf die Temperatur im Vorlauf geregelt. Im Sommer 2024 wurde ein Softwareupdate des Wärmepumpenmanagers vorgenommen. Während im Februar, März und April jeweils rund 1.500 Starts je Monat mit Betriebszeiten unter 5 min auftraten, so lag deren Anzahl im Oktober und November unter 100 je Monat. Das Softwareupdate oder die in diesem Zuge vorgenommen Änderungen der Parametrierung wirkten sich somit positiv auf die Schalthäufigkeiten aus.

ID 529 (8.230 Starts) nutzt eine zweistufige Wärmepumpe. Zur Raumheizung ist ein Reihenspeicher (200 L) eingebunden. Die Wärmepumpenkreise sind über je ein Überströmventil vor und nach dem Speicher vom Heizkreis hydraulisch entkoppelt. Während in der Hauptheizperiode die Betriebszeiten der Wärmepumpe i.d.R. (teils deutlich) länger als 15 min sind, treten viele kurze Betriebsphasen insbesondere in den Monaten April, Mai, Juni, September, Oktober und November auf. Im Wärmepumpenkreis liegt der Volumenstrom bei 2.000 l/h und höher; im Heizkreis in der Übergangszeit oftmals bei nur 200 l/h. Damit ergibt sich ein schneller Anstieg der Temperatur im Rücklauf.

ID 591 (7.280 Starts) verwendet die Inverter-Wärmepumpe neben der Raumheizung und Trinkwasser auch zur Raumkühlung. Rund 2.000 der Starts entfallen auf die Kühlung; die Wärmepumpe ist oftmals nur für wenige Minuten im Kühlbetrieb. Auch im Raumheizmodus treten außerhalb der Hauptheizperiode viele kurze Betriebsphasen auf. Ursache hierfür ist das hydraulische Konzept (Parallelspeicher mit weniger als 2 l/kW_{thWP}) in Kombination mit dem Volumenstromverhältnis. Auch wenn der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis mit der Leistung der Anlage variiert, so liegt dieser beim Wärmepumpenstart außerhalb der Hauptheizperiode 5 bis 10mal höher als der Volumenstrom des Heizkreises. Entsprechend schnell erwärmt sich die Speicher- und Rücklauftemperatur.

Abbildung 65 zeigt die Anzahl der Verdichterstarts von 43 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über dem Verhältnis der Leistung der Wärmepumpe (Betriebspunkt A-7/W35) zur Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung) im Jahr 2024. Es zeigt sich, dass die Auslegung der Wärmepumpe nicht allein ausschlaggebend für die Anzahl der Schalthäufigkeiten ist. So können auch Wärmepumpen, die bei -7 °C mehr als die zweifache Heizleistung gegenüber der Heizlast haben, mit weniger als 4.000 Starts im Jahr betrieben werden. Gleichwohl werden sehr geringe Betriebsstarts von unter 2.000 nur von den kleiner dimensionierten Wärmepumpen erreicht.

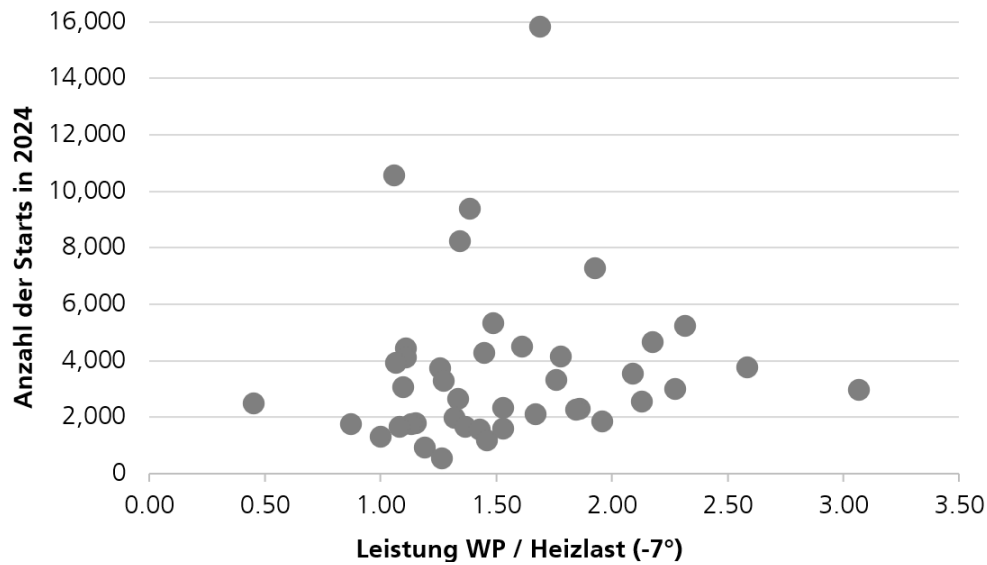


Abbildung 65: Anzahl der Verdichterstarts von 42 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über dem Verhältnis der Leistung der Wärmepumpe (Betriebspunkt A-7/W35) zur Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung) im Jahr 2024

Die Auswertung der Schaltheufigkeiten in Bezug auf die Größe des eingesetzten Heizungsspeichers zeigt keinen Zusammenhang (Abbildung 66). Die Anlagen unterscheiden sich zu stark in Bezug auf die weiteren einflussreichen Rahmenbedingungen (bspw. Volumenströme, Hysterese, Leistungsregelung), als dass ein Einfluss der Speichergröße aufgezeigt werden könnte.

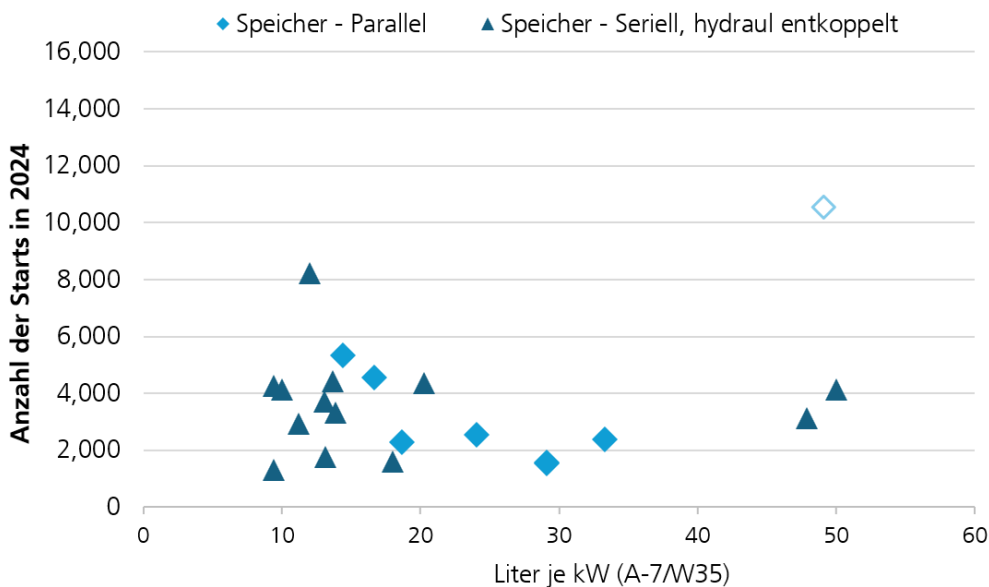


Abbildung 66: Anzahl der Verdichterstarts von 20 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über dem spezifischen Volumen des Heizungsspeichers im Jahr 2024. Bei der Anlage, die mit einer nicht ausgefüllten Markierung dargestellt ist, wird nur der obere Teil des Speichervolumens von dem Wärmepumpenkreis erschlossen; das real nutzbare spezifische Volumen dieser Wärmepumpe ist somit geringer als dargestellt

Die Detailanalyse aller Anlagen zeigt auf, dass insbesondere folgende Faktoren hohe Schalthäufigkeiten bzw. kurze Betriebsphasen begünstigen können.

Detailanalyse zur Effizienz und
Betriebsverhalten
.....

- Hydraulische Weiche [Planung]
- In Systemen mit Speicher und hydraulischer Entkopplung: Hohe Differenz des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zum Volumenstrom im Heizkreis bei – im Verhältnis dazu – geringem Speichervolumen [Planung, IBN]
- Ganzjährige Freigabe der Raumheizung [IBN, Anlagenbetreibende]
- Leistungsregelbarkeit der Wärmepumpe (Wärmepumpe wird mit deutlich höherer Leistung betrieben, als es für die aktuelle Wärmeabnahme notwendig wäre): bspw. Modulationsbereich der Wärmepumpe wird nicht gut ausgenutzt [Hersteller, Planung]
- Regelung des Starts / Stopps der Wärmepumpe abhängig von der Vorlauftemperatur [Hersteller, Planung]
- Diverse Aspekte der Regelung: „offensichtliche“ Einflussfaktoren wie die Hysterese, sowie unbekannte oder wenig „offensichtliche“ Aspekte der Regelung [Hersteller, IBN]
- Betriebscharakteristik Heizkreis und Wärmeübergabesystem [Planung, IBN]

Die Dimensionierung der Wärmepumpen hat einen Einfluss auf das Taktverhalten. Unter gleichen Rahmenbedingungen bringen größer dimensionierte Wärmepumpe kürze Betriebsphasen mit sich als geringer dimensionierte Wärmepumpen. Gleichzeitig war bei keiner der Anlagen mit überdurchschnittlich hohen Schalthäufigkeiten die Auslegung der Wärmepumpe für das Betriebsverhalten entscheidend. Die anderen oben genannten Faktoren wirkten sich stärker auf das Schalthäufigkeiten der Wärmepumpe aus.

Als Nebeneffekt wurde im Zuge der Auswertung der Verdichterstarts untersucht, inwiefern der Verdichter zwischen dem Wechsel der Betriebsmodi ausschaltet. Die folgenden Angaben sind mit einer gewissen Unschärfe verbunden, da – wie zuvor beschrieben – aufgrund der zeitlichen Auflösung von 30 sec bzw. 60 sec kürzere Verdichterstopps nicht zuverlässig erfasst werden. Bei 49 von 63 Wärmepumpen wurde keine Unterbrechung des Verdichterbetriebes beim Wechsel von Raumheizung zu Trinkwassererwärmung bzw. von Trinkwassererwärmung zu Raumheizung detektiert. Bei 23 Wärmepumpen wurde bei jeweils rund einem Drittel der Anlagen eine Verdichterbetriebspause beim Wechsel von a) Raumheizung auf Trinkwassererwärmung, b) Trinkwassererwärmung zu Raumheizung erkannt.

6.4 Temperatur Raumheizung vor und nach Speicher

Die Wärmepumpensysteme, bei denen ein Heizungsspeicher parallel oder seriell im Vorlauf installiert sind, werden in Bezug auf die Temperaturen „vor“ und „nach“ dem Speicher analysiert. „Vor“ dem Speicher meint den Wärmepumpenkreis und „nach“ dem Speicher den Heizkreis. In dem vorliegenden Bericht werden die Betriebszeiten betrachtet, wenn die Wärmepumpe und der Heizkreis zeitgleich in Betrieb sind. Dies zeigt Einflussfaktoren auf einen etwaigen „Temperaturabfall“ am Speicher auf. Eine weitere Betrachtung zielt auf die Bewertung der Temperaturen „vor“ und „nach“ dem Speicher über den gesamten Zeitraum hinweg ab. Dies ist nicht Gegenstand des vorliegenden Berichtes.

6.4.1 Heizungsspeicher in paralleler Einbindung

Die Pufferspeicher sind mit Ausnahmen von Anlage ID 501 im 4-Punkt-Anschluss angebunden. Die Anlage ID 501 ist im Vorlauf mit einem T-Anschluss mit dem Speicher verbunden. Im Gegensatz zu den anderen Anlagen fließt das Wasser aus dem

Wärmepumpen-Vorlauf nicht durch den Heizungsspeicher, sondern direkt in den Heizkreisvorlauf. Nur wenn der Volumenstrom im Heizkreis höher wäre als im Wärmepumpenkreis würde eine Beimischung aus dem Speicher erfolgen.

Abbildung 67 zeigt das Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis in den Zeiten, in denen die Wärmepumpe in Betrieb ist. Die Angaben erfolgen als Monatsmittelwerte¹ für die Monate Januar, Februar und März 2024 für 17 Anlagen. Die Anlagen sind nach ihren Volumenstromverhältnissen im Januar sortiert. Folgende Betriebsbedingungen liegen an den parallel eingebundenen Speichern vor:

- Bei zwei Anlagen ist im Monatsmittel (und die meiste Betriebszeit über) der Volumenstrom im Heizkreis höher als im Wärmepumpenkreis. Das gleiche trifft für eine weitere, hier nicht dargestellte Anlage² zu. [ID 554, ID 508, ID 562]
- Bei einer Anlage liegt der Volumenstrom im Heizkreis im Monatsmittel unter dem Volumenstrom im Wärmepumpenkreis, phasenweise jedoch höher. [ID 532]
- Bei den meisten Anlagen ist der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis stets höher als im Heizkreis. Bei gut der Hälfte der Anlagen ist der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis mehr als doppelt so hoch wie im Heizkreis.
- Unter den leistungsgeregelten Wärmepumpen werden einige Wärmepumpen mit konstantem Volumenstrom betrieben, während andere Wärmepumpen den Volumenstrom mit der Leistung anpassen.
- Das mittlere Volumenstromverhältnis zwischen Wärmepumpenkreis und Heizkreis fällt in den drei gezeigten Monaten bei den meisten³ Anlagen ähnlich aus.

Generell sollte ein höherer Volumenstrom im Heizkreis als im Wärmepumpenkreis vermieden werden. Dies führt zu einem Volumenstrom im Speicher von unten nach oben, und somit zu einer Reduktion der Temperatur im oberen Speicherbereich.

¹ Eine Ausnahme bilden die Anlagen ID 516 und ID 532. Hier werden nur mehrere Tage ausgewertet, um Betriebsphasen auszuwerten, in denen nur eine der beiden Heizungswärmepumpen in Betrieb war (ID 516) bzw. keine Fehlströmung vorlag (ID 532).

² Die Anlage ID 562 ist eine bivalente Anlage mit einer hohen Laufzeit des Kessels. Daher wird diese Anlage nicht in der gezeigten Grafik dargestellt.

³ Bei ID 548 und ID 599 zeigten sich größere Unterschiede im Volumenstromverhältnis über die drei Monate. Während der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis im Mittel über die drei Monate gleich blieb, fällt der Volumenstrom im Heizkreis im Februar bzw. März im Mittel geringer aus als im Januar.

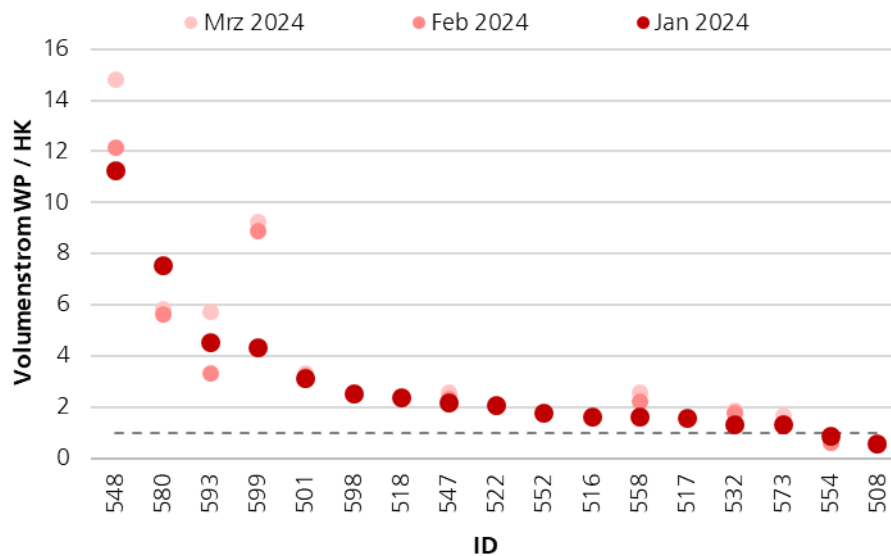


Abbildung 67: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis, während die Wärmepumpe an ist.

Abbildung 68 zeigt die Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis zu der Vorlauftemperatur im Heizkreis in Betriebsphasen, in denen die Wärmepumpe heizt. Datenbasis dieser Grafik bildet der Januar 2024. Die Anlagen sind entsprechend dieser Temperaturdifferenz sortiert. Die Anlagen, bei denen der Volumenstrom im Heizkreis überwiegt bzw. phasenweise höher ist als im Wärmepumpenkreis, sind farblich hervorgehoben.

10 der 17 Anlagen weisen einen geringen „Temperaturabfall“ von weniger als 1,2 K über den Speicher auf und bei 3 Anlagen liegt der „Temperaturabfall“ im Bereich von 1,5 K bis 2,0 K. Bei 4 Anlagen ist die Vorlauftemperatur im Heizkreis im Mittel um 2,4 K bis 5 K geringer als im Wärmepumpenkreis.

Die Ursachen für die Temperaturreduktionen über den Speicher von mehr als 2 K sind unterschiedlich:

- ID 508: Volumenstrom im Heizkreis ist höher als im Wärmepumpenkreis.
- ID 573: Die Rohrleitungen sind vertauscht an den Speicher angeschlossen.
- ID 552: Keine Leistungsregelung der Wärmepumpe, in Kombination mit weiteren ungünstigen Randbedingungen. Diese konnten im Rahmen der Analyse nicht näher spezifiziert werden. Die Gegenüberstellung der Leistungsregelbarkeit der Wärmepumpe und der Temperaturreduktion über den Speicher zeigt, dass Anlagen mit fixed-speed Wärmepumpen nicht per se mit hohen Temperaturreduktionen verbunden sind.
- ID 580: Die Wärmepumpe ist großzügig dimensioniert und nutzt zusätzlich den Leistungsregelbereich der Wärmepumpe nach unten nicht aus; der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis ist 8-mal höher als im Heizkreis. Dies führt zu einem „steilen“ Temperaturanstieg im Wärmepumpenbetrieb; auch mit einer Hysterese von über 10 K liegt die Betriebszeit der Wärmepumpe nur bei bspw.

20 min. In der Folge besteht die Wärmepumpenbetriebszeit nur aus der dynamischen Speichererwärmung und den damit verbundenen „Mischverlusten“ im Speicher. Es stellt sich kein stationärer Zustand ein. Nach dem Ausschalten der Wärmepumpe bleibt die Vorlauftemperatur im Heizkreis auf dem Temperaturniveau, was beim Ausschalten der Wärmepumpe bestand, bis die Wärmepumpe wieder startet. Über die gesamte Betriebszeit des Heizkreises betrachtet, liegt die mittlere Vorlauftemperatur des Heizkreises nur gut 1 K unter der mittleren Wärmepumpenvorlauftemperatur. (vgl. Anhang A7)

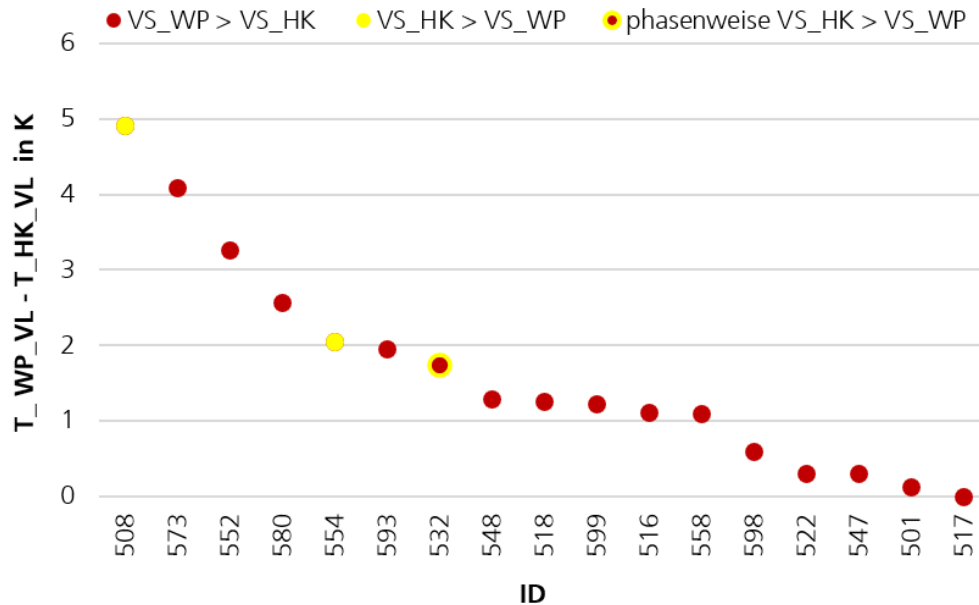


Abbildung 68: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist. VS = Volumenstrom. (Datenbasis: Januar 2024)

In den Monaten Februar und März zeigt sich ein vergleichbares Bild wie im Januar (vgl. Abbildung 69). Bei den meisten Anlagen liegt in diesem Zeitraum die Differenz zwischen der Heizkreistemperatur und der Wärmepumpentemperatur in der gleichen Größenordnung wie zuvor. Bei der Anlage ID 554 zeigt sich der größte Unterschied zwischen den drei Monaten (Januar 1.9 K vs. März 3,1 K). Der „Temperaturabfall“ über den Speicher ist bei dieser Anlage von dem höheren Volumenstrom im Heizkreis gegenüber dem Wärmepumpenkreis verursacht. In den Monaten Februar und März ist die Differenz zwischen Volumenstrom im Heizkreis und Wärmepumpenkreis noch höher als im Januar. Der „Temperaturabfall“ ist in der Folge höher.

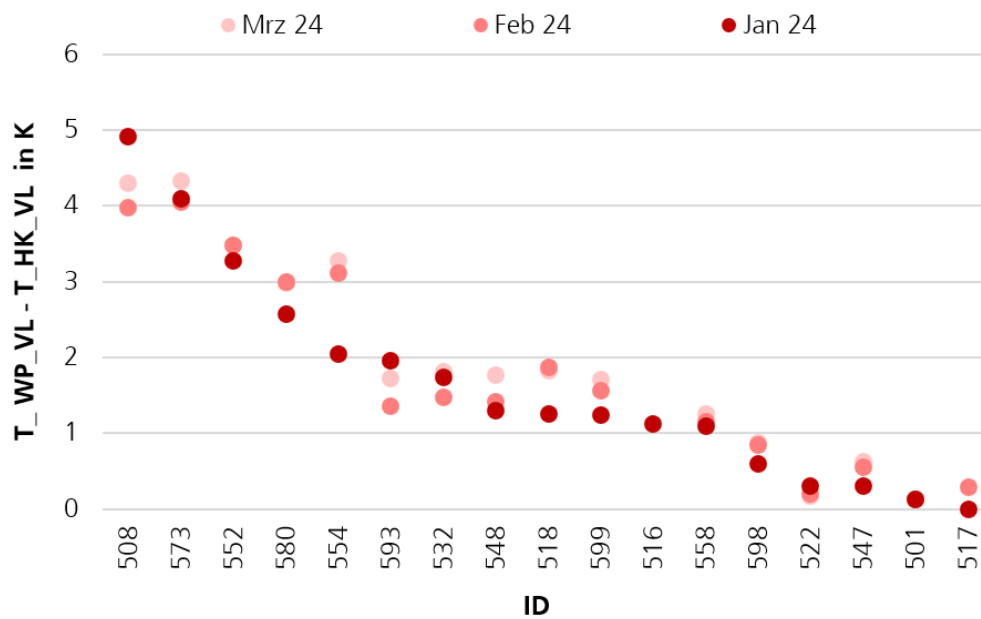


Abbildung 69: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist (Datenbasis: Januar bis März 2024)

Die Detailanalyse aller Anlagen verdeutlicht, dass der „Temperaturabfall“ über den Speicher in den folgenden Situationen auftritt:

- Volumenstrom im Heizkreis ist höher als im Wärmepumpenkreis (ID 508, ID 554, (ID 532), ID 562, vgl. A7)
- Fehler im hydraulischen Anschluss des Speichers (ID 573)
- Vorlauftemperatur der Wärmepumpe ist höher als die Temperatur im oberen Speicherbereich (im Folgenden als „Mischverlust“ bezeichnet). Dies sind normale Bedingungen nach dem Start der Wärmepumpe. Für den Betrieb ist es jedoch wichtig, dass diese dynamischen Phasen im Verhältnis zur Gesamtbetriebszeit kurz ausfallen.

Damit – über den gesamten Betrieb hinweg - die "Mischverluste" nur von untergeordnetem Einfluss sind, sollten folgende Punkte beachtet werden:

- Speicherkonstruktion:
Reduktion von strömungsbedingter Verwirbelung, Anschlusshöhen, u.a.
- Leistungsanpassung der Wärmepumpen an die Leistungsabgabe im Heizkreis:
 - Zusammenhang:
Wenn gleiche Leistungen im Wärmepumpen- und Heizkreis vorliegen, stellt sich ein stationärer Zustand ein; die Temperatur im oberen Speicherbereich entspricht der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe.
 - Einflussfaktoren:
Neben einer angemessenen Dimensionierung und einem großen Leistungsregelbereich der Wärmepumpe, wirkt sich das Regelungsverhalten der Wärmepumpe auf die reale Leistungsanpassung aus. Dies ist insbesondere von den Regelungsalgorithmen und deren Parametrierung bestimmt. Gleichzeitig hat die Art und Regelung des Wärmeübergabesystems sowie des Heizkreises einen Einfluss.

Es bestehen weitere Aspekte im Kontext von Heizungsspeichern, welche die Systemeffizienz negativ beeinflussen, sich jedoch nicht auf einen „Temperaturabfall“ der Vorlauftemperatur während des Wärmepumpenbetriebs auswirken. Hierzu zählen:

- Die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe ist geringer als die Temperatur im oberen Speicherbereich. In der Folge wird die (zuvor mit der Wärmepumpe bereitgestellte) höhere Temperatur heruntergemischt. Dies kann bei Anlagen auftreten, bei denen die Spreizung im Heizkreis signifikant höher ist als im Wärmepumpenkreis (bspw. doppelt so hoch und mehr). Wird der Speicher nicht so weit entladen, dass die Temperaturdifferenz zwischen oberer und unterer Speicherschicht geringer ist als die Temperaturspreizung im Wärmepumpenkreis, so tritt das beschriebene Phänomen auf.
- Die Pumpe im Wärmepumpenkreis läuft, wenn die Wärmepumpe aus ist. In der Folge wird Wasser aus dem unteren Speicherbereich (und damit quasi aus dem Rücklauf des Heizkreises) in den oberen Speicherbereich beigemischt und die - zuvor mit der Wärmepumpe bereitgestellte - Temperatur im oberen Speicherbereich (und damit die Vorlauftemperatur des Heizkreises) reduziert. Bei drei Anlagen wurde beobachtet, dass die Pumpe im Wärmepumpenkreis zeitweise (ID 517, ID 518, vgl. Anhang A7) bzw. immer aktiv ist, auch wenn die Wärmepumpe aus ist (ID 595).

6.4.2 Heizungsspeicher in serieller Einbindung

Es werden 16 Anlagen¹ untersucht, bei denen ein Heizungsspeicher im Vorlauf installiert ist. Bis auf eine Anlage verfügen die Anlagen über eine (bzw. mehrere) Heizkreispumpen nach dem Heizungsspeicher. Bei 12 dieser Anlagen ist vor und nach dem Heizungsspeicher eine Rückschlagklappe/-ventil eingebaut; bei vier Anlagen² ist nach dem Heizungsspeicher ein Überströmventil eingebaut und vor dem Heizungsspeicher ein Umschaltventil oder keine Verbindung vorhanden. Eine Anlage³ verfügt über keine Heizkreispumpe; die Pumpe im Wärmepumpenkreis übernimmt die Durchströmung des Heizkreises.

Abbildung 70 zeigt das Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis zu Zeiten, in denen die Wärmepumpe in Betrieb ist. Die Angaben erfolgen als Monatsmittelwerte⁴ für die Monate Januar, Februar und März 2024. Die Anlagen sind entsprechend des Volumenstromverhältnisses im Januar sortiert. Es liegen folgende Betriebsbedingungen an den seriell eingebundenen Speichern vor:

- Bei einer Anlage ist der Volumenstrom im Heizkreis rund 15 % höher als im Wärmepumpenkreis [ID 510], bei einer Anlage 5 % höher [ID 551].
- Bei einer Anlage ist der Volumenstrom entsprechend dem hydraulischen Konzept (keine Heizkreispumpe) identisch.
- Bei den übrigen Anlagen ist der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis teils geringfügig, teils signifikant höher als im Heizkreis. Hierbei liegt der Volumenstrom

¹ Der Pool an Anlagen, bei denen parallel bzw. seriell eingebundenen Heizungsspeicher eingebaut sind, unterscheidet sich. Bei den seriell eingebundenen Heizungsspeichern sind bis auf 3 Anlagen fixed-speed oder zweistufige Wärmepumpen im Einsatz. Dies ergibt sich, da die meisten dieser Anlagen älteren Baujahres sind. Aufgrund des unterschiedlichen Pools an Wärmepumpentypen und Heizungs-/Wärmeübergabesystemen lassen sich die Ergebnisse der Systeme mit parallel und seriell eingebundenen Speichern nicht direkt vergleichen.

² ID 566, ID 590, ID 581, ID 586

³ ID 513

⁴ Eine Ausnahme bildet die Anlage ID 539. Hier war im Januar an einigen Tagen der Heizstab in Betrieb. Diese Tage gehen nicht in die Auswertung mit ein.

bei drei Anlagen im Januar doppelt, dreimal bzw. sechsmal höher als im Heizkreis. Bei den anderen Anlagen ist der Unterschied geringer.

- Das mittlere Volumenstromverhältnis zwischen Wärmepumpenkreis und Heizkreis fällt in den drei gezeigten Monaten bei den meisten Anlagen ähnlich aus.

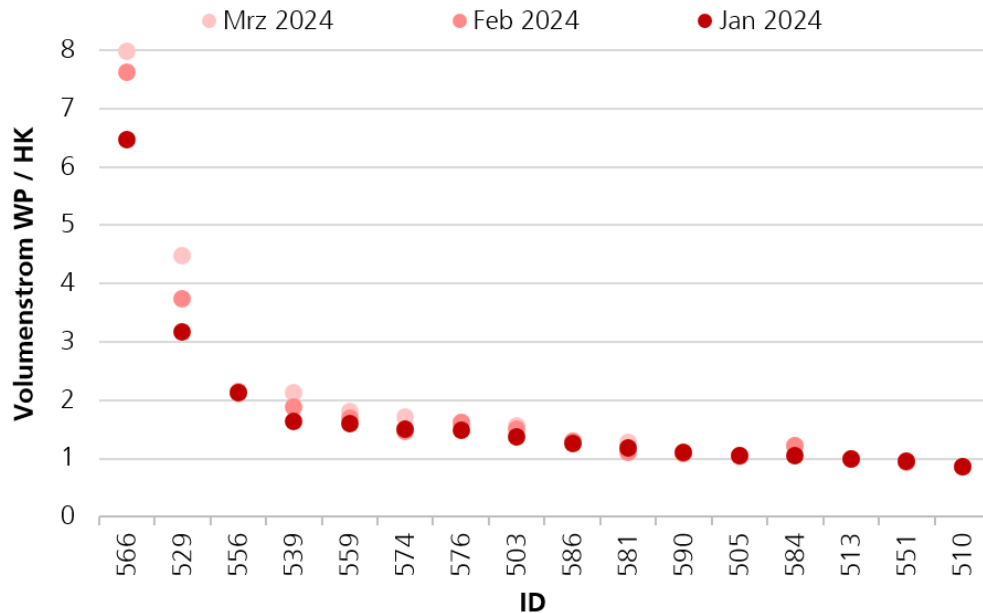


Abbildung 70: Wärmepumpenanlagen mit seriell im Vorlauf eingebundenem Heizungsspeicher. Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis, während die Wärmepumpe an ist.

Abbildung 71 zeigt die Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis zu der Vorlauftemperatur im Heizkreis in Betriebsphasen, in denen die Wärmepumpe heizt. Datenbasis dieser Grafik bildet die Monate Januar, Februar und März 2024. Die Anlagen sind entsprechend der Temperaturdifferenz im Januar sortiert.

Im Januar liegt bei den meisten Anlagen die Vorlauftemperatur im Heizkreis – während die Wärmepumpe an ist – im Mittel um 0,2 K bis 2 K niedriger als im Wärmepumpenkreis. Hiervon weisen 7 Anlagen einen „Temperaturabfall“ von weniger als 1 K über den Speicher auf und 6 Anlagen einen „Temperaturabfall“ zwischen 1 K und 2 K. Bei 3 Anlagen liegt der „Temperaturabfall“ mit 2,3 K, 2,7 K und 4,0 K höher. Im Februar / März fällt bei gut der Hälfte der Anlagen der „Temperaturabfall“ rund 1 K höher aus. Bei knapp der Hälfte der Anlagen liegt dieser in den Monaten Februar / März in der gleichen Größenordnung wie im Januar.

Die Anlage mit dem höchsten „Temperaturabfall“ (ID 566, 4,0 K im Januar und 5,2 K im Februar / März) weist die größte Differenz der Volumenströme im Wärmepumpenkreis und im Heizkreis auf. Die Spreizung im Heizkreis (ein Radiator- und ein Fußbodenheizungskreis) liegt über 20 K. Aufgrund des 6-fach höheren Volumenstromes im Wärmepumpenkreis wird entsprechend mehr als Vierfünftel des Vorlaufes nach dem Speicher in den Rücklauf beigemischt. Dies führt zu einem schnellen Anstieg der Rücklauf- und entsprechend der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe. Steile Temperaturanstiege der Eintrittstemperatur in den Speicher sind mit höheren „Mischverlusten“ im Speicher verbunden als moderate Änderungen der Eintrittstemperatur. Aufgrund der schnellen Temperaturänderung ist die Wärmepumpe mit einer Hysterese von rund 5 K oftmals nur für

wenige Minuten in Betrieb, selbst im Januar selten länger als eine halbe Stunde. Im Februar / März liegt der „Temperaturabfall“ im Mittel nochmals höher als im Januar. Hier treten nur sehr steile Temperaturanstiege der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe auf, bei denen die Hysterese binnen weniger Minuten durchlaufen ist.

Detailanalyse zur Effizienz und
Betriebsverhalten
.....

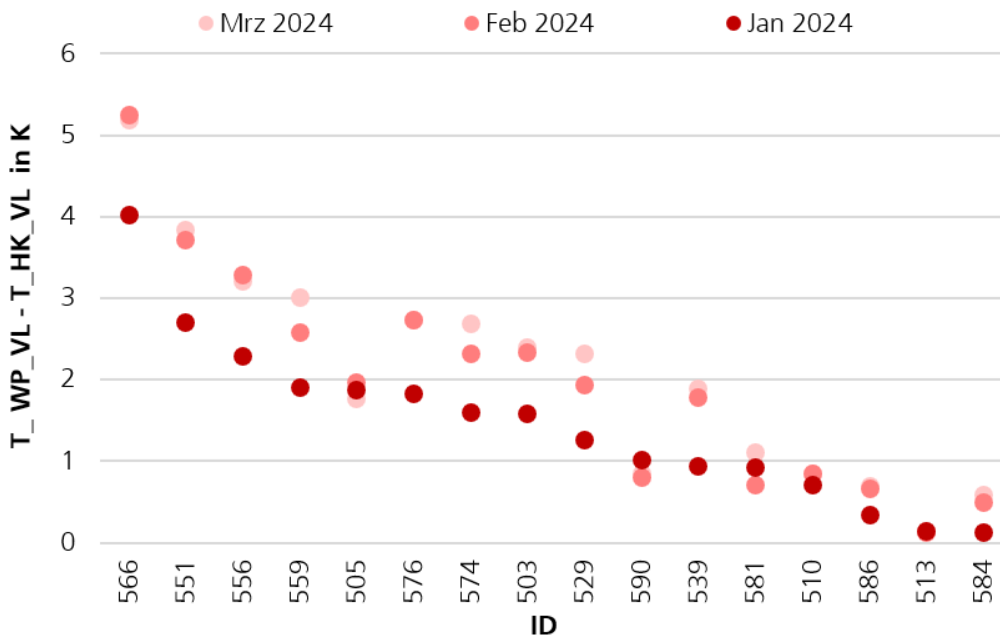


Abbildung 71: Wärmepumpenanlagen mit seriell im Vorlauf eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist (Datenbasis: Januar bis März 2024)

Seriell eingebundene Speicher werden immer durchströmt. Der Vorlauf der Wärmepumpe ist unten und der Vorlauf zum Heizkreis oben an den Speicher eingebunden. Ist die Eintrittstemperatur in den Speicher (= die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe¹) höher als die Temperatur im Speicher, so treten „Mischverluste“ auf. Diese Betriebssituation entsteht unter folgenden Bedingungen:

- Beim Start der Wärmepumpe liegt die Temperatur des Vorlaufes immer höher als die Temperatur im Speicher, wenn der Heizkreis – so wie es der Regelfall ist – zuvor (zeitweise) in Betrieb war.
- Wenn die Rücklauftemperatur des Heizkreises während des Betriebes ansteigt, steigt i.d.R. auch die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe und ist somit höher als die Temperatur im Speicher. Ein Anstieg der Rücklauftemperatur des Heizkreises im Zuge des Anstieges des Vorlaufes in den Heizkreis ist bei Systemen mit Heizköpern ebenso wie bei Fußbodenheizungen zu beobachten. Die Charakteristik des Betriebsverhaltens des Heizkreises ist nicht ausschließlich von der Art des Wärmeübergabesystems geprägt. Auch die Hydraulik, die Regelung und die aktuelle Vorlauftemperatur (im Verhältnis zur der erforderlichen Vorlauftemperatur) sind von Bedeutung. So finden sich bei beiden Arten von

¹ Dies betrifft den in der Regel vorhandenen Betriebszustand, dass der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis höher ist als im Heizkreis; also kein Wasser aus dem Rücklauf über die wärmepumpenseitig eingebaute Rückschlagklappe in den Vorlauf strömt.

Wärmeübergabesystemen auch Systeme, bei denen ein Anstieg der Vorlauf-
 temperatur sich nicht bzw. nur sehr verzögert bzw. abgedämpft auf die Rück-
 lauftemperatur auswirkt.

- Wenn der Volumenstrom im Wärmepumpenkreis höher ist als im Heizkreis,
 wird ein entsprechender Anteil über die heizkreisseitige Rückschlagklappe in
 den Rücklauf beigemischt. Umso höher die Differenz der Volumenströme, umso
 höher die Beimischung. Wenn die Speicheraustrittstemperatur ansteigt, steigt
 in der Folge der Beimischung auch die Rücklauftemperatur der Wärmepumpe
 und entsprechend i.d.R. auch die Vorlauftemperatur (vgl. oben ausgeführtes
 Beispiel).

Es ist von verschiedenen Faktoren abhängig, wie hoch die „Mischverluste“ und der
 „Temperaturabfall“, ausfallen.

- Je steiler der Anstieg der Rücklauftemperatur, umso höher der „Temperaturab-
 fall“.
- Je höher das Verhältnis Speichervolumen zu Eintrittsvolumenstrom (i.d.R. Volu-
 menstrom der Wärmepumpe), um höher der „Temperaturabfall“. Zudem dau-
 ert die Phase der Speichererwärmung länger, je höher das Volumen-Volumen-
 strom-Verhältnis ist.

Wie auch bei parallel eingebunden Speichern ist es vorteilhaft, wenn der dynamische
 Betriebszustand nach dem Start der Wärmepumpe in einen quasistationären Betrieb
 übergeht, bei dem kein „Temperaturabfall“ am Speicher auftritt – es sei denn der Volu-
 menstrom im Heizkreis ist höher als im Wärmepumpenkreis.

Eine angemessene Wärmepumpenauslegung, ein breiter Leistungsregelbereich sowie
 eine gute Leistungsregelung im Betrieb wirken sich auch bei seriell eingebundenem Spei-
 cher positiv aus. Gleichzeitig zeigt die Analyse, dass Anlagen mit fixed-speed Wärme-
 pumpen nicht per se mit einem hohen „Temperaturabfall“ über dem Speicher und leis-
 tungsregelt Wärmepumpen mit einem geringen „Temperaturabfall“ verbunden sind.
 Die unterschiedlichen Wärmepumpenarten zeigen sich vielmehr über das Spektrum ver-
 teilt. Es bestehen neben der Leistungsregelbarkeit der Wärmepumpe und deren Ausle-
 gung viele weitere, einflussreiche Faktoren, wie bspw. das Heizungssystem und die Re-
 gelung. Diese Faktoren haben teilweise einen höheren Einfluss auf das Betriebsverhalten
 der Anlage. Gleichwohl sollten Wärmepumpenhersteller optimierte Algorithmen zur Lei-
 stungsanpassung der Wärmepumpen an die aktuelle Last vorsehen, da dies gute Rand-
 bedingungen bietet einen geringen „Temperaturabfall“ zu erreichen.

6.5 Kombispeicher

Im Rahmen des Projektes „WP-QS im Bestand“ werden diejenigen Speicher als Kombi-
 speicher bezeichnet, die sowohl an die Raumheizung angebunden sind als auch zur
 Trinkwassererwärmung dienen. Speicher-Einheiten, die zwei hydraulisch getrennte Spei-
 cher - einen Heizungsspeicher und einen Trinkwasserspeicher – umfassen, sind in dieser
 Definition nicht inbegriffen. Abbildung 72 zeigt ein Konzept von Kombispeichern.

Am Markt existiert eine Vielzahl unterschiedlicher baulicher Konzepte von Kombispei-
 chern. Diese unterscheiden sich u.a. hinsichtlich folgender Aspekte:

- Trinkwassererwärmung
 - Durchlaufsystem: Rohrwärmeübertrager
 - Durchflusssystem: Frischwasserstation
 - Speichersystem: Tank-in-Tank

- Aufteilung des Speichers in unterschiedliche Temperaturzonen, beeinflusst von:
 - Wärmepumpenanschluss
 - Anschlusshöhe von VL bzw. RL
 - Getrennter oder gemeinsamer VL für beide Temperaturzonen
 - Getrennter oder gemeinsamer RL für beide Temperaturzonen
 - Heizkreisanschluss
 - Anschlusshöhe des VL und RL
 - Anschluss nur in unterer Zone oder Umschaltung auf obere Zone möglich
 - Trinkwassererwärmung
 - Anschlusshöhe der Frischwasserstation bzw.
 - Verteilung des Rohrwärmeübertragers bzw. des Trinkwasser-Innentanks
 - Höhe der Temperatursensoren im Speicher
 - Etwaige bauliche Trennungen
 - Etwaige Schichtladeeinrichtungen
- Etwaige Leitvorrichtungen
 - Einbindung weiterer Wärmeerzeuger
 - Kessel
 - Solarthermie
 - Heizstab
- Feste Anschlusshöhe vs. Ladelanze o.ä.

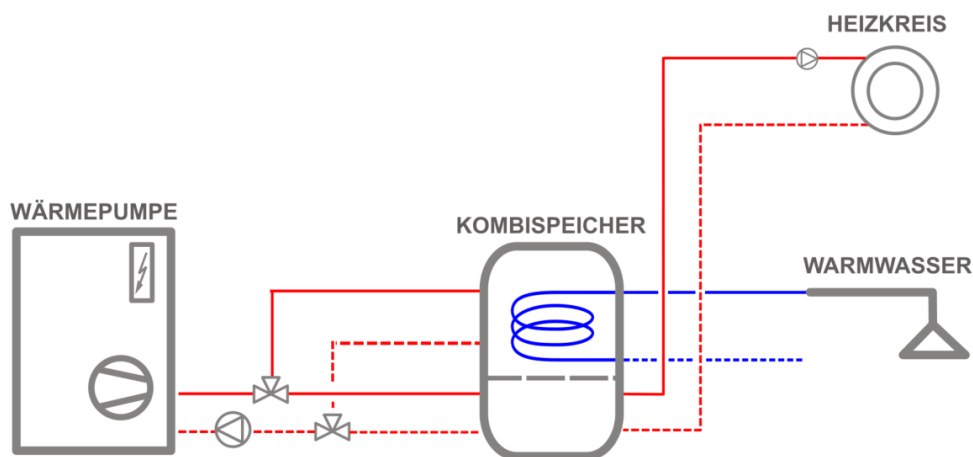


Abbildung 72: Vereinfachtes Hydraulikschema einer Wärmepumpenanlage mit Rohrwärmeübertrager im Kombispeicher

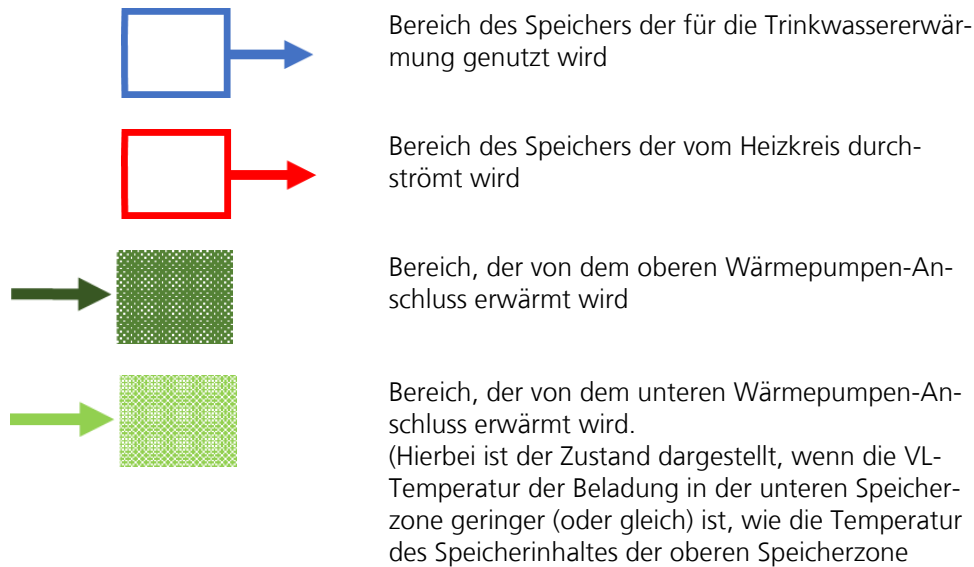
Die in dem Projekt „WP-QS im Bestand“ eingesetzten Kombispeicher nutzen überwiegend das Durchflussprinzip mit integriertem Rohrwärmeübertrager. Eine Anlage erwärmt das Trinkwasser im Durchflussprinzip über eine Frischwasserstation. In einer Anlage kommt ein Tank-in-Tank-Speicher zum Einsatz. Hier ist nur der Heizkreis des Bades angeschlossen, während der Haupt-Heizkreis speicherlos an den Wärmepumpenkreis angebunden ist. Aufgrund der „Teileinbindung“ der Raumheizung bei dieser Anlage fließt dieses System nicht in die folgenden Auswertungen ein.

Die eingesetzten Kombispeicher (ohne den Tank-in-Tank-Speicher) werden in Hinblick auf das Konzept der Zonierung in drei Gruppen eingeteilt. Bei dieser Einteilung werden die baulichen Gegebenheiten der Anschlüsse berücksichtigt. Die für die Zonierung ebenfalls relevante Positionierung der Temperatursensoren ist nicht bekannt und kann somit nicht berücksichtigt werden.

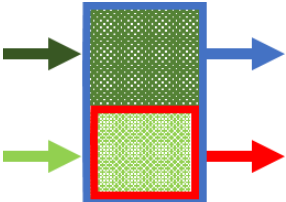
- Typ T: „Klare“ Trennung in eine Zone zur Trinkwassererwärmung (oben) und eine Zone zur Raumheizung (unten)
- Typ V: Obere Zone ist für die Trinkwassererwärmung vorgesehen; untere Zone dient neben der Raumheizung auch zur Vorerwärmung bei der Trinkwassererwärmung
- Typ X: die untere und obere Zone weisen keine klare Trennung auf

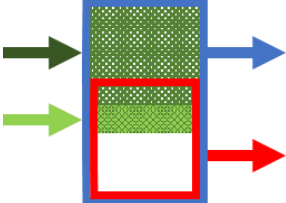
Detailanalyse zur Effizienz und Betriebsverhalten

Legende



Typ T Trennung in obere und untere Zone auf Wärmeerzeuger- und auf Wärmenutzungsseite	
	Wärmepumpe ○ je ein VL- u. RL-Anschluss in oberer Zone und unterer Zonen Heizkreis ○ VL u. RL in unterer Zone angeschlossen Trinkwassererwärmung ○ nur innerhalb der oberen Zone ○ Bei einigen Speichern gelochtes Trennblech zwischen den Zonen

Typ V Wärmeerzeugerseite in zwei Zonen getrennt; Heizkreis an unterer Zone angeschlossen; Trinkwassererwärmung über gesamten Speicher	
	Wärmepumpe ○ je ein VL- u. RL-Anschluss in oberer Zone und unterer Zonen Heizkreis ○ VL u. RL in unterer Zone angeschlossen Trinkwassererwärmung ○ über den gesamten Speicher ○ Bei einigen Speichern gelochtes Trennblech zwischen den Zonen

Typ X Keine klare Trennung in zwei „Beladezonen“; Trinkwassererwärmung über gesamten Speicher	
	Wärmepumpe ○ Zwei VL-Anschlüsse in unterschiedlichen Höhen (analog zu Typ T und V) ○ Ein RL-Anschluss Heizkreis ○ VL oberhalb von unterem WP-VL ○ RL analog zu Typ T und V Trinkwassererwärmung ○ über den gesamten Speicher

Ergebnisse

Die Analyse der Kombispeicher erfolgt für die acht Anlagen, bei denen der Wärmepumpenbetrieb getrennt für Raumheizung und Trinkwassererwärmung ausgewertet werden kann und der Heizkreis nach dem Speicher vor einem etwaigen Beimischventil vermessen wird. Sieben dieser Anlagen sind monoenergetisch; eine Anlage nutzt zusätzlich eine Solarthermieanlage. Als Betrachtungszeitraum wird die Hauptheizperiode 2024 (Januar, Februar, März, November, Dezember) gewählt.

In Abbildung 73 ist die Wärmemenge der Speicherbeladung – getrennt für den unteren und oberen Speicherbereich - der Wärmemenge des Heizkreises gegenübergestellt. Die Wärmemenge der Zapfung und Zirkulation ist nicht dargestellt, da nicht in allen Anlagen diese Messung zur Verfügung steht. Die Wärmemenge der Speicherbeladung umfasst die Beladung mit der Wärmepumpe und mit dem Heizstab abzüglich der „Wärmeentnahme“ während der Abtauung. Bei Anlage ID 570 ist zusätzlich die Wärmebereitstellung der Solarthermiekollektoren dargestellt.

Ergänzend zu den genannten Wärmemengen zeigt Abbildung 73 die energetisch gewichteten Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe – getrennt für die Beladung der unteren und oberen Speicherzone - und des Heizkreises.

Hinweis: Im Rahmen der folgenden Analyse der Messdaten wird nicht auf die genaue Speicherkonstruktion Bezug genommen, um die Anonymität der Speicherhersteller zu gewährleisten.

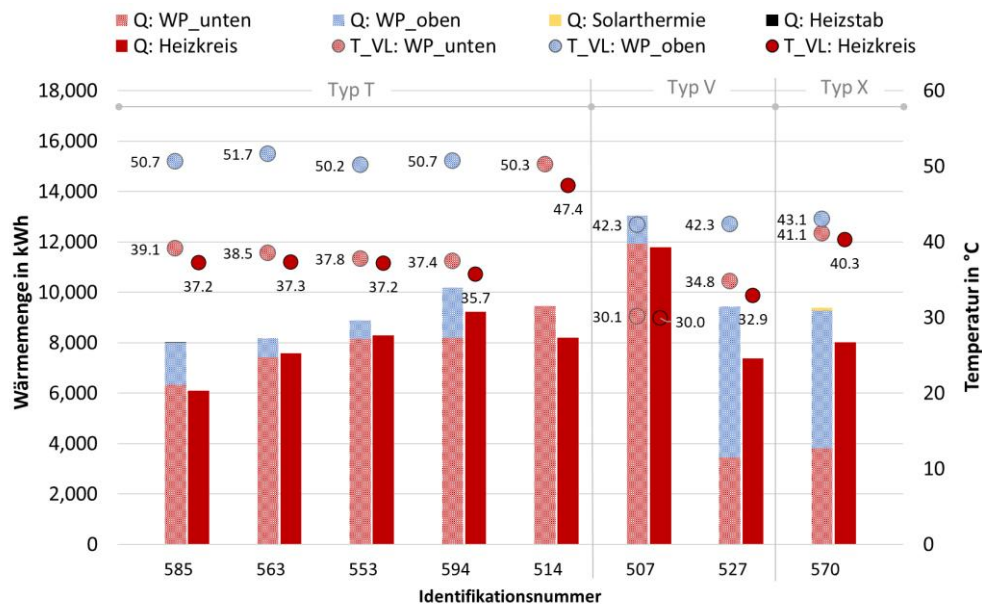


Abbildung 73: Acht Anlagen mit Kombispeichern: Wärmebereitstellung der Wärmepumpe in die untere Speicherzone (abzüglich der Wärmeentnahme zur Abtauung) sowie die obere Speicherzone, Wärmenutzung des Heizkreises, energetisch gewichtete Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe während der Beladung der unteren sowie der oberen Speicherzone und Vorlauftemperatur des Heizkreises (Zeitraum: Januar, Februar, März, November, Dezember 2024)

Kombispeicher Typ T

Bei den Anlagen ID 585, ID 563, ID 553 sind die Wärmemengen der Speicherbeladung der unteren Zone und des Heizkreises nahezu gleich; der Unterschied ist geringer als $\pm 4\%$ ¹. Die Vorlauftemperatur im Heizkreis ist um 0,6 K, 1,2 K bzw. 1,9 K geringer als die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe. Dies liegt im üblichen Bereich des Temperaturabfalles in Heizungsspeichern (vgl. Kapitel 6.4). Die Trennung von zwei Speicherzonen funktioniert somit bei diesen drei Speichern gut. Baulich unterscheiden sich diese Speicher. Bei zwei der drei Speicher ist ein gelochtes Trennblech zwischen oberer und unterer Speicherzone eingebaut. Bei dem anderen Speicher wird eine Beeinflussung zwischen den beiden Speicherzonen durch die Positionierung des Heizkreisvorlaufes mit deutlichem Abstand zur Trinkwassererwärmungs-Zone erreicht.

Der Kombispeicher der Anlage ID 594 ist baugleich mit ID 563 und die Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe während der Beladung der unteren Zone bzw. der oberen Zone liegen in der gleichen Größenordnung. Dennoch speist sich die Wärme für den Heizkreis zu gut 10 % aus der oberen Speicherzone. Die Ursache lässt sich anhand der vorliegenden Messdaten nicht ableiten.

Bei Anlage ID 514 erfolgt die Erwärmung des gesamten Kombispeichers in der Heizperiode ausschließlich über den Anschluss der Wärmepumpe im unteren Speicherbereich.

¹ Bei der Anlage ID 585 ist die Wärme des Heizkreises um 4 % geringer als der Beladung in der unteren Zone. Der Unterschied ist u.U. von folgender Betriebsweise beeinflusst. Im November und Dezember 2025 variiert die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe während der Beladung der unteren Zone von Zeit zu Zeit signifikant. Zu einigen Zeiten ist diese Temperatur höher als die Temperatur in der oberen Speicherzone, so dass Wärme der Beladung der unteren Zone als Folge des thermischen Auftriebes auch die obere Zone erwärmt.

Ursache hierfür ist, dass der Sollwert für den Heizkreis (bzw. die untere Speicherzone) höher ist als der Sollwert für die Trinkwassererwärmung (obere Speicherzone). Infolge des thermischen Auftriebes wird die obere Speicherzone erwärmt, während die Beladung der unteren Speicherzone durch die Wärmepumpe erfolgt. Auffällig bei der Regelung dieser Anlage ist, dass die Heizkurve sehr flach ist. Bei Außenlufttemperaturen über 5 °C sinkt die Heizkurve mit steigender Außenlufttemperatur nicht. Die Wärmepumpe wird bei einer mittleren Außenlufttemperatur von 15 °C mit der gleichen Vorlauftemperatur betrieben wie bei 5 °C; im Mittel 48 °C. Somit wird auch in der „Übergangszeit“ die obere Speicherzone durch die Beladung der unteren Zone mit erwärmt.

Kombispeicher Typ V

Bei Anlage ID 507 erstreckt sich der Rohrwärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung über die gesamte Speicherhöhe – wenn auch der größere Anteil sich in der oberen Speicherzone befindet. Der Anschluss des Wärmepumpen-Vorlaufes und des Heizkreis-Vorlaufes erfolgten nicht wie bei den meisten Kombispeichern und Heizungsspeichern getrennt, sondern mit einem T-Anschluss (vgl. Kapitel 6.4).

Wie bei drei der Kombispeicher des Typ T sind bei dem Kombispeicher ID 507 die Wärmemengen der Speicherbeladung der unteren Zone und des Heizkreises nahezu gleich (Unterschied kleiner als 1 %). Dies könnte bedeuten, dass die Trinkwassererwärmung hauptsächlich in der oberen Speicherzone erfolgt, oder der Wärmebeitrag der unteren Speicherzone zur Trinkwassererwärmung entspricht (zufällig) der gleichen Größenordnung wie ein Wärmeeintrag der oberen Speicherzone in die untere Speicherzone.

Anlage ID 527 nutzt eine Frischwasserstation. Die Frischwasserstation ist mit zwei Rücklaufleitungen an den Kombispeicher angeschlossen. So kann der Rücklauf im Zirkulationsbetrieb in der Mitte des Speichers und bei der Zapfung unten in den Speicher eingespeist werden. Der Anschluss des Heizkreis-Vorlaufes an den Speicher ist ungefähr in gleicher Höhe wie der Anschluss des oberen Rücklaufes der Frischwasserstation. Die Zirkulation ist meist 16 Stunden am Tag in Betrieb. Der Sollwert in der oberen Speicherzone ändert sich mit einem Zeitplan. In den Morgenstunden ist der Sollwert am höchsten; tagsüber kühlt der obere Speicherbereich teilweise auf das Temperaturniveau der Raumheizung ab.

Die Bilanzierung der Wärmemengen am Speicher zeigt, dass der Heizkreis je zur Hälfte von der Wärme aus der unteren Speicherzone und der oberen Speicherzone versorgt wird. Die Nutzung der Wärme aus der oberen Speicherzone für den Heizkreis wird durch den Betrieb der Zirkulation induziert. Die Temperatur im Rücklauf aus der Frischwasserstation liegt oftmals höher als die Temperatur im Speicher in der Höhe der Einspeisung des Zirkulationsrücklaufes und des Anschlusses des Heizkreisvorlaufes. Somit wird ein Teil der Wärme des Heizkreises aus der oberen Speicherzone bereitgestellt. Da der Sollwert der oberen Speicherzone nur für einige Stunden „hoch“ ist, fällt der negative Einfluss auf die Effizienz geringer aus, als wenn der Fachbetrieb und oder die Anlagenbetreibenden tagsüber durchgehend einen „hohen“ Sollwert für die Trinkwassererwärmung im Wärmepumpenmanager eingestellt hätten.

Kombispeicher Typ X

Bei dem Kombispeicher ID 570 besteht eine bauliche Überlagerung des Speicherbereiches, der vom Wärmepumpenkreis bei Betrieb auf dem Temperaturniveau zur Trinkwassererwärmung durchströmt wird, mit dem Speicherbereich, der vom Heizkreis durchströmt wird. Dies spiegelt sich in den gemessenen Wärmeflüssen wider.

Der Heizkreis wird je zur Hälfte von der Wärme gespeist, die über den oberen Speicheranschluss der Wärmepumpe und der über den mittleren Speicheranschluss der Wärmepumpe in den Speicher eingebracht wird. Die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe während des Betriebes auf den oberen bzw. unteren Anschluss unterscheidet sich im Mittel nur um 2 K. Somit ist die Auswirkung der Nutzung der Wärme, die über den oberen VL-Anschluss (und damit hohe Temperaturen) in den Speicher eingespeist wird, für die Raumheizung verhältnismäßig gering. Bei einem deutlicheren Unterschied der Sollwerte für die Speicherbeladung über den oberen und den unteren VL-Anschluss ist diese Speicherkonstruktion mit deutlichen exergetischen Verlusten verbunden.

Zusammenfassung

Die Auswertung zeigt, dass eine klare bauliche Trennung von zwei Speicherzonen einen weitgehend unabhängigen Betrieb der Trinkwassererwärmung und Raumheizung auf unterschiedlichen Temperaturniveaus ermöglicht. Entscheidend hierfür sind die Positionierung und Konstruktion der Speicheranschlüsse sowie die Positionierung der Sensoren; ggf. ergänzt durch ein Trennblech. Zum anderen zeigt sich, dass Speicherkonstruktionen am Markt existieren, die keine klare Trennung der Nutzungszone für die Raumheizung von der Zone, die auf dem Temperaturniveau der Trinkwassererwärmung beladen wird, ermöglichen. Dies ergibt sich bspw., wenn der Heizkreis-Vorlaufanschluss so „hoch“ positioniert ist, dass dieser eine Strömung in der „oberen“ Beladezone beeinflusst. Eine andere mögliche Ursache ist die Positionierung des Zirkulationsrücklaufs. Liegt dieser in gleicher Höhe bzw. unterhalb des unteren VL-Anschlusses der Wärmepumpe bzw. des VL-Anschlusses des Heizkreises, so wird dem Zirkulationsrücklauf im Speicher Wasser auf einem niedrigeren Temperaturniveau beigemischt. In der Folge muss mehr Wärme auf dem "Warmwasser"-Temperaturniveau bereitgestellt werden, als dies bei einer Einspeisung des Zirkulationsrücklaufs oberhalb der „unteren“ Zone der Fall wäre. Diese Aussage ist selbstverständlich nur zutreffend, wenn das Temperaturniveau des Heizkreises niedriger als die Temperatur des Zirkulationsrücklaufs ist.

6.6 Bivalente Systeme

Der Einsatz bivalenter Systeme kann sehr unterschiedliche Ziele verfolgen (vgl. (Günther et al., 2020)). Entsprechend der Anwendungssituation und der Zielstellung des Anlagenbetreibenden sind bivalente Anlagen unterschiedlich ausgelegt und es werden unterschiedliche Betriebskonzepte umgesetzt. Anhand der Betriebsdaten der untersuchten Anlagen zeigt sich, dass sehr unterschiedliche Betriebskonzepte verfolgt wurden und bei mehreren Anlagen die Parametrierung in den letzten Jahren - teils mehrfach – geändert wurde. Da nur selten Informationen über die jeweiligen Zielstellungen und Regelungskonzepte und Änderungen der Parametrierung vorliegen, erfolgt die Auswertung der Betriebsdaten bei den meisten Anlagen, ohne diese in den Kontext der jeweiligen Zielstellungen einordnen zu können.

Abbildung 74 zeigt den Deckungsanteil der Wärmepumpenanlage (Wärmepumpe & Heizstab) bzw. des Kessels getrennt für die Betriebsmodi Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Dargestellt sind 11 Anlagen. Eine Anlage (ID 520) wird hier nicht gezeigt, da keine energetische Messung vorliegt. Anhand einer Detailanalyse konnte der Deckungsanteil jedoch grob eingeordnet werden. Das Ergebnis dieser Anlagen fließt entsprechend in die Beschreibung der Ergebnisse mit ein. In der Grafik, wie auch in den folgenden Auswertungen bezieht sich die Angabe des Deckungsbetrages auf die Wärmebereitstellung von Wärmepumpen, Heizstab und Kessel. Ein etwaiger Beitrag einer Solarthermieranlage geht hier in die Gesamtbilanz nicht ein. Für vier Anlagen (ID 572, ID 545, ID 588, ID 528) erfolgt eine abweichende Darstellung. Bei diesen Anlagen war aus technischen Gründen keine getrennte Vermessung der beiden Betriebsmodi

möglich bzw. konnten diese bspw. aufgrund von Fehlströmungen nicht klar zugewiesen werden. Der Deckungsbeitrag ist hier auf den Gesamtbetrieb bezogen dargestellt. Bei der Anlage ID 520 und ID 534 war die messtechnische Erfassung der mit dem Kessel bereitgestellten Energie nicht möglich. Diese Anlagen sind in der Abbildung nicht enthalten; es erfolgt eine qualitative Einordnung im Text.

Die dreizehn bivalenten Anlagen weisen entsprechend der unterschiedlichen Zielstellungen der Anlagenbetreibenden und der gewählten Regelungsstrategie und Parametrierung sehr unterschiedliche Deckungsanteile der Wärmepumpe auf. Der Deckungsanteil reicht von zwei Anlagen, bei denen der Kessel nicht zum Einsatz kam, bis zu Deckungsanteilen der Wärmepumpe von 49 % (Raumheizung) bzw. 18 % (Trinkwassererwärmung). Bei den beiden Anlagen mit Deckungsbeiträgen der Wärmepumpe von 97 % bzw. 93 %, war der Kessel entweder nur sporadisch oder nur bei sehr niedrigen Temperaturen in Betrieb. In den übrigen bivalenten Anlagen wurden die Kessel häufiger eingesetzt. Die Deckungsanteile lagen hier zwischen 89 % und 54 % (Gesamtbilanz) bzw. 85 % und 49 % (Raumheizung) und 100 % und 16 % (Trinkwassererwärmung).

Die Auswertung über die zwei bis vier letzten Jahre (je nach Datenverfügbarkeit) zeigt, dass die meisten Anlagen in den letzten Jahren einen ähnlichen Deckungsbeitrag der Kessel hatten. Bei einigen Anlagen hat sich die Betriebsstrategie und damit der Deckungsbeitrag deutlich geändert. Bei drei Anlagen traten Änderungen des Deckungsbeitrages um 10 %-Punkte bis 30 %-Punkte in dem letzten Jahr auf. Dies verdeutlicht, wie wichtig es ist Transparenz zu schaffen, bei welchen Regelstrategien und konkret welchen herstellerspezifischen Parametrierungssätzen mit welchem Einfluss auf den Deckungsbeitrag zu rechnen ist.

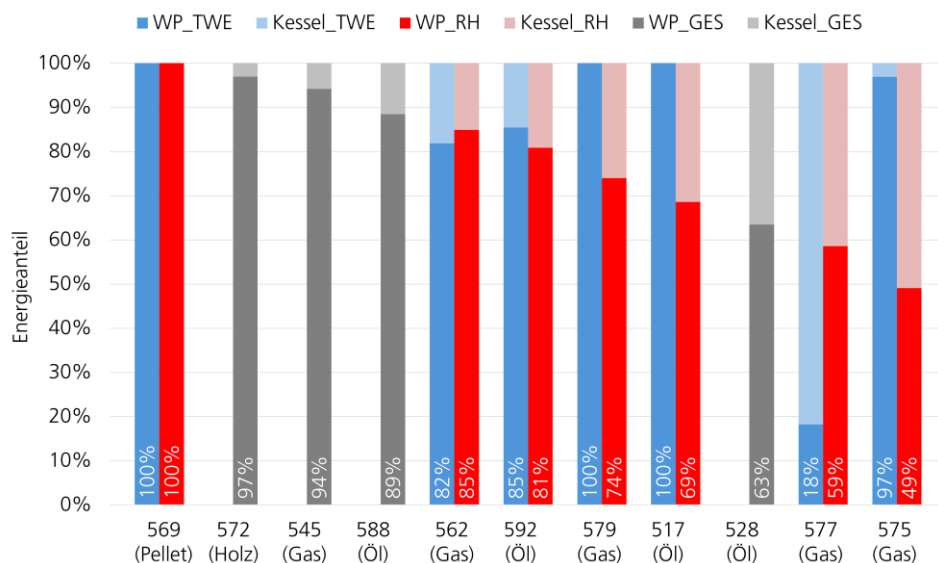


Abbildung 74: Deckungsanteil¹ der Wärmepumpe bzw. des Kessels für die Betriebsmodi Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Datenbasis: 2024

ID 520: In dem Doppelhaus werden beide Wohnungen von einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe beheizt. Zusätzlich sind zwei Kachelöfen mit Wassertasche in die Hydraulik eingebunden. Ein Kachelofen ist in den Vorlauf direkt nach der Wärmepumpe

¹ Anlagen ID 529 und ID 534 sind nicht dargestellt, da der Jahresdeckungsgrad messtechnisch nicht ermittelt werden konnte

eingebaut; der zweite Kachelofen ist in den Vorlauf vor einem der zwei Trinkwasserspeicher eingebunden. Der Wärmeeintrag der Kachelöfen wird messtechnisch nicht direkt erfasst und erfolgt über die Bilanz der vorhandenen Wärmemengenzähler nach der Wärmepumpe, vor den Heizkreisen sowie der Zapfung. Da kein Wärmemengenzähler vor dem Trinkwasserspeicher installiert ist, kann ein möglicher Beitrag des Kessels nur unter Annahmen von typischen Speicherverlusten und der Zirkulation abgeschätzt werden. Die Auswertung zeigt, dass die beiden Kachelöfen keinen bzw. nur einen untergeordneten Beitrag zur Raumheizung und zur Trinkwassererwärmung geliefert haben.

ID 569: Die Anlage verfügt neben einer Sole/Wasser-Wärmepumpe über einen Pelletofen. Dieser ist hydraulisch in Reihe zur Wärmepumpe an den Heizkreis angeschlossen. Der Ofen kann über ein Drei-Wege-Ventil umgangen werden, sodass die Wärmepumpe als ausschließlicher Wärmeerzeuger für den Raumheizungsbetrieb dienen kann. Bei gleichzeitigem Betrieb sorgt die Wärmepumpe für eine Rücklaufanhebung des Kessels. Der Pelletofen kann ausschließlich für die Raumheizung eingesetzt werden, die Unterstützung der Trinkwassererwärmung ist nicht möglich. Die Wärmepumpe sorgt mit paralleler Anbindung an einen Warmwasserspeicher allein für die Trinkwassererwärmung. Der Pelletofen war nahezu nicht in Betrieb. Der Deckungsanteil der Wärmepumpe betrug damit fast 100% im Jahr 2024 sowie auch in den Jahren zuvor.

ID 572: Bei dieser Anlage ist neben einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe ein Kachelofen mit Wassertasche ins hydraulische System eingebunden. Dieser ist parallel zur Wärmepumpe an einen Kombispeicher eingebunden und kann somit hydraulisch getrennt von der Wärmepumpe sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung beitragen. Außerdem gibt der Ofen direkt Wärme an den umgebenden Raum ab. In den Wintermonaten wurde der Ofen sporadisch ab Außentemperaturen von unter 10 °C genutzt, sein Gesamtdeckungsanteil (bezogen auf die Wärmebereitstellung über das hydraulische System) betrug 2 % (2022 u. 2023) und 3 % (2024). Für die Wärmepumpe war aufgrund des verbauten Kombispeichers keine getrennte Betrachtung von Raumheizung und Trinkwassererwärmung möglich.

ID 545: Bei dieser Anlage ist eine Außenluft/Wasser-Wärmepumpe sowie ein Gas-Brennwertkessel verbaut. Die Wärmepumpe ist in den Rücklauf des Gaskessels eingebunden. Dieser ist parallel sowohl an den Heizkreis als auch an den Trinkwasserspeicher angebunden. Damit kann die Wärmepumpe bei einem hydraulischen Kurzschluss des Kessels allein für Raumheizung und Trinkwassererwärmung eingesetzt werden, oder als Rücklaufanhebung bei Gaskesselbetrieb dienen. Der Kessel wurde oberhalb von 0 °C Außentemperatur im Jahr 2024 nicht nennenswert eingesetzt. Der Kessel erreicht insgesamt nur geringe Deckungsanteile von 1 % (2022 und 2023) und 6 % (2024).

ID 588: Die Anlage besteht aus einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, einem Öl-Brennwertkessel sowie einer Solarthermieanlage. Zusätzlich verfügt das System über einen Heizungs- sowie einen Trinkwasserspeicher. Wärmepumpe und Ölkessel sind hydraulisch parallel eingebunden und speisen jeweils in einen gemeinsamen Speicheranschluss ein. Somit können beide Wärmeerzeuger sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung genutzt werden. Die Solarthermieanlage ist ausschließlich zur Trinkwassererwärmung separat an den Warmwasserspeicher angeschlossen. Eine Aufteilung der Anteile der Wärmebereitstellung in Raumheizung und Trinkwassererwärmung konnte nicht vorgenommen werden. Die Laufzeiten des Kessels sind oberhalb 5 °C Außentemperaturen im Bereich einer Stunde pro Tag und steigen mit sinkender Außentemperatur an. Die Wärmepumpe ist bei allen Außentemperaturen in Betrieb. Damit handelt es sich um einen bivalent-parallelen Betrieb. Unterhalb von 5 °C Außentemperatur wird der Kessel regelmäßig im Abstand von 30 min. bis ca. 1 h parallel zur Wärmepumpe zugeschaltet. Die Taktdauern erreichen meist Laufzeiten bis zu 20 min, das Vorlauftemperaturniveau

entspricht dabei dem der Wärmepumpe (40 °C bis 50 °C). Abseits davon wird der Kessel meist zweimal täglich mit deutlich höherer Temperatur bis zu 70 °C zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Änderungen in der Parametrierung bewirkten, dass der Gesamtdeckungsanteil des Kessels von 18 % im Jahr 2023 und auf 11 % im Jahr 2024 sank.

Detailanalyse zur Effizienz und
Betriebsverhalten
.....

ID 562: Die Anlage besteht aus einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe und einem Gas-Brennwertkessel. Das System verfügt über einen Trinkwasserspeicher und einen Heizungsspeicher. Beide Wärmeerzeuger sind hydraulisch parallel eingebunden und speisen jeweils separat in den Heizungs- sowie Trinkwasserspeicher ein. Somit können beide Wärmeerzeuger getrennt voneinander sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung genutzt werden. Das Gebäude wird über eine Kombination aus Fußbodenheizung, Radiator- und Konvektorheizkörpern beheizt. Zusätzlich besteht zur Raumheizung ein Ofen, der allerdings nur sporadisch genutzt wird und nicht ins hydraulische System eingebunden ist. Die Regelung bietet zwei mögliche Betriebsmodi: ein kostenoptimierter Betrieb, sowie das Zuschalten des Kessels bei kalten Außentemperaturen, sollte die Wärmepumpe die geforderte Vorlauftemperatur nicht in der geforderten Zeit erreichen können. Der Kessel wird ganzjährig zur Trinkwassererwärmung ergänzend zur Wärmepumpe eingesetzt. Es existiert eine Legionellenschutzschaltung, die eine einmal wöchentliche Aufheizung des Warmwasserspeichers mit dem Kessel vorsieht. Diese ist der hauptsächliche Grund für den Kesseleinsatz zur Trinkwassererwärmung. Für die Raumheizung ist der Kessel ab Außentemperaturen von ca. 10 °C in Betrieb. Unterhalb dieser Temperatur sind die beiden Wärmeerzeuger gemeinsam in Betrieb, wobei die Wärmepumpe die Hauptlast trägt. Die Kesselaufzeiten steigen dabei mit weiter sinkenden Außentemperaturen an, jedoch bleibt die Wärmepumpe auch an den kältesten Tagen in Betrieb. Es handelt sich somit um ein bivalent-paralleles Betriebskonzept. Der Gesamtdeckungsanteil des Gaskessels lag bei 18 % (2023) und 16 % (2024). Für die Raumheizung erreichte die Wärmepumpe im Jahr 2024 einen Deckungsanteil von 85 %, für die Trinkwassererwärmung einen Anteil von 82 %.

ID 592: Die Anlage verfügt über eine Außenluft/Wasser-Wärmepumpe und einen Öl-Brennwertkessel. Beide Wärmeerzeuger sind hydraulisch in Reihe eingebunden und können sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung genutzt werden. Beide Wärmeerzeuger können auch allein betrieben werden. Beim gemeinsamen Betrieb fungiert die Wärmepumpe als Rücklaufanhebung für den Kessel. Die Anlage verfügt über keinen Heizungsspeicher. Eine Aufteilung der energetischen Anteile in Raumheizung und Trinkwassererwärmung war nicht möglich. Der Kessel geht ab Außenlufttemperaturen unter 5 °C in Betrieb, wobei die Wärmepumpe bei 0 °C und darunter nicht mehr eingesetzt wird. Im Übergangsbereich zwischen 0 °C und 5 °C Außentemperatur sind Wärmepumpe und Kessel gemeinsam in Betrieb. Damit handelt es sich um ein bivalent-teilparalleles Betriebskonzept. Der Gesamtdeckungsanteil des Kessels war in den letzten Jahren recht ähnlich und betrug im Jahr 2022 16 %, 2023 15 % und 2024 19 %.

ID 579: Die Anlage verfügt über eine Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, einen Gas-Brennwertkessel und einen Pufferspeicher. Beide Wärmeerzeuger sind hydraulisch parallel eingebunden und können sowohl zur Raumheizung als auch zur Trinkwassererwärmung genutzt werden. Sie verfügen außerdem jeweils über einen eigenen Speicheranschluss. Die Regelung der Anlage basiert auf der Außentemperatur sowie der Raumtemperatur. Der Kessel wird zugeschaltet, wenn Sollwerte der Speichertemperatur von der Wärmepumpe nicht in ausreichender Zeit erreicht werden können. Einsatzgrenzen der Wärmeerzeuger sind nicht definiert, sodass die Wärmepumpe auch bei tiefen Außentemperaturen betrieben wird und der Kessel nur für den zusätzlich benötigten Temperaturhub sorgt, um die Sollwerte zu erreichen. Für die Trinkwassererwärmung wird ganzjährig ausschließlich die Wärmepumpe genutzt. Das Betriebskonzept sorgt dafür, dass der Gaskessel bei Außentemperaturen unter 10 °C häufiger zugeschaltet wird und

unterhalb von 5 °C Laufzeiten bis zu 100 % pro Tag erreicht. Jedoch ist die Wärmepumpe auch bei den kältesten Außentemperaturen mindestens zur Trinkwassererwärmung in Betrieb. Der Gesamtdeckungsanteil des Kessels lag bei 16 % (2022), 23 % (2023) und 22 % (2024). Im Jahr 2024 erreichte die Wärmepumpe einen Deckungsanteil von 74 % zur Raumheizung, die Trinkwassererwärmung erfolgte komplett durch die Wärmepumpe.

ID 517: Bei dieser Anlage sind zwei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen sowie ein Öl-Brennwertkessel verbaut. Außerdem verfügt die Anlage über einen Pufferspeicher und einen Warmwasserspeicher. Eine der Wärmepumpen ist sowohl für die Raumheizung als auch für die Trinkwassererwärmung eingebunden und nutzt Außenluft als Wärmequelle. Die zweite Wärmepumpe ist eine Raumluft-Wärmepumpe mit integriertem Trinkwasserspeicher. Im Betrieb wird die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe nicht zur Trinkwassererwärmung eingesetzt, diese erfolgt ausschließlich durch die Brauchwasser-Wärmepumpe. Bei der Anlage wurde die Parametrierung des bivalenten Betriebes im Laufe des Jahres 2024 geändert. Während der Kessel zu Jahresbeginn nur für kurze Zeit im Februar die Raumheizung unterstützte, wird dieser im November und Dezember als Hauptwärmeerzeuger für die Raumheizung eingesetzt. Wärmepumpe und Kessel können zeitlich in Betrieb sein; es handelt sich somit um ein bivalent-paralleles Betriebskonzept. Im Jahr 2024 erreichte die Wärmepumpe einen Deckungsanteil von 69 % für die Raumheizung und 100 % für die Trinkwassererwärmung. Auch in den Jahren zuvor, wurden Änderungen an der Regelung vorgenommen, so dass der Deckungsanteil der Wärmepumpe zur Raumheizung im Jahr 2022 bei 75 % und im Jahr 2023 bei 98 % lag.

ID 528: Diese Anlage besteht aus einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe und einem Öl-Brennwertkessel. Beide Wärmeerzeuger sind hydraulisch in Reihe eingebunden. Bei gemeinsamem Betrieb fungiert die Wärmepumpe als Rücklaufanhebung für den Kessel. Durch hydraulische Weichen können allerdings auch beide Wärmeerzeuger alleinig betrieben werden. Bei dieser Anlage wurden Fehlströmungen beobachtet (vgl. Anhang A8). Aufgrund dessen wurde die Wärme nicht den beiden Betriebsmodi zugeordnet. In den letzten Jahren wurden mehrfach Änderungen an der Parametrierung vorgenommen. Eine Änderung wurde zwischen den Heizperioden 2022 / 23 und 2023 / 24 vorgenommen. Während der Deckungsbeitrag der Wärmepumpe in der Heizperiode 2022 / 2023 nur bei 41 % lag, so bewirkte die Änderung eine Erhöhung des Deckungsanteiles auf 81 %.

ID 577: Dieses Zweifamilienhaus wird mit einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe, einem Solarthermie-Flachkollektor sowie einem Gas-Brennwertkessel beheizt. Die Anlage verfügt über einen Heizungsspeicher im Wärmepumpen-Rücklauf und einen Trinkwasserspeicher. Die Solarthermieanlage ist nur an den Warmwasserspeicher angeschlossen. Die Wärmepumpe sowie der Gaskessel sind hydraulisch parallel sowohl zur Raumheizung als auch Trinkwassererwärmung eingebunden. Zur Trinkwassererwärmung speisen sie in den gleichen Speicheranschluss ein. Die Einbindung der beiden Wärmeerzeuger an den Heizkreis erfolgt über einen parallelen Anschluss an eine hydraulische Weiche und entkoppelt somit die Volumenströme der beiden Wärmeerzeuger. Bei dieser Anlage wurde eine Fehlströmung festgestellt (vgl. Anhang A8). Das Regelungskonzept sah einen Betrieb des Kessels nur bei tiefen Außenlufttemperaturen zur Spitzenlastdeckung vor. Die Heizlast erwies sich in der Praxis jedoch als höher, weswegen der Gaskessel bereits ab 10 °C Außentemperatur zum Betrieb für die Raumheizung freigegeben wurde. Daraus resultiert ein bivalent-teilparalleler Betrieb, bei dem im Außentemperaturbereich zwischen 0 °C und 10 °C die beiden Wärmeerzeuger parallel eingesetzt werden. Bei geringeren Außentemperaturen ist ausschließlich der Kessel in Betrieb. Für die Trinkwassererwärmung kommt der Kessel bereits bei höheren Außentemperaturen unterhalb 15 °C zum Einsatz. Dies erklärt den deutlich höheren Kesselanteil an der

Trinkwassererwärmung. Während des Messzeitraums wurden Änderungen an der Parametrierung vorgenommen, sodass sich der Gesamtdeckungsanteil der Wärmepumpe über die Jahre änderte: von 38 % im Jahr 2023 konnte der Anteil der Wärmepumpe auf 54 % im Jahr 2024 erhöht werden.

Detailanalyse zur Effizienz und
Betriebsverhalten
.....

ID 575: Bei dieser Anlage ist ein Gas-Brennwertkessel sowie eine Außenluft/Wasser-Wärmepumpe verbaut. Die Anlage ist mit einem Trinkwasserspeicher ausgestattet und nutzt keinen Heizungsspeicher. Beide Wärmeerzeuger sind hydraulisch parallel eingebunden und können jeweils zur Raumheizung und zur Warmwasserbereitung genutzt werden. Die Steuerung der Anlage erfolgt über eine Regelung in der Wärmepumpe, die den Gaskessel bei Bedarf zusätzlich anfordert. Dies basiert auf einer Optimierung des Betriebs hinsichtlich Reduktion der $\text{CO}_{2,\text{eq}}$ -Emissionen oder der Betriebskosten. Zusätzlich existiert ein Komfortkriterium, das dafür sorgt, dass der Gaskessel, unabhängig vom Optimierungsziel, zur Wärmepumpe zugeschaltet wird, sollte die Wärmepumpe nicht in der Lage sein, die gewünschte Vorlauftemperatur für die Raumheizung innerhalb einer geforderten Zeit zu erreichen. Bei dieser Anlage konnte nachgewiesen werden, dass dieses Komfortkriterium das eingestellte Optimierungsziel im Winter 2022 / 23 oftmals überlagerte, da die Wärmepumpe meist die geforderte Vorlauftemperatur innerhalb der definierten Zeit von 20 min nicht erreichte. Im Verlauf des Jahres wurde die Regelung schrittweise angepasst, um den Anteil des Gaskessels zu reduzieren. So wurde im April 2023 die maximale Laufzeit der Wärmepumpe bei Sollwertunterschreitung auf 90 min erhöht, sowie eine Absenkung der Vorlauftemperaturen zur Raumheizung im Frühjahr 2024 vorgenommen. Es zeigt sich ein bivalent-teilparalleler Betrieb im Raumheizungsmodus, bei dem der Kessel ab ca. 10 °C Außentemperatur zur Wärmepumpe hinzugeschaltet wird und die Wärmepumpe unter 2 °C Außentemperatur deaktiviert wird. Für die Trinkwassererwärmung konnte keine Korrelation zu einer maximalen Laufzeit der Wärmepumpe bei Sollwertunterschreitung vor Kesselbetrieb festgestellt werden. Der Kessel wird ab ca. 10 °C Außentemperatur zur Trinkwassererwärmung eingesetzt und die Wärmepumpe bleibt noch bis ca. 2 °C in Betrieb. Bei kälteren Außentemperaturen wird die Wärmepumpe deaktiviert. Somit handelt es sich für die Trinkwassererwärmung ebenfalls um ein bivalent-teilparalleles Betriebskonzept. Das beschriebene Betriebsverhalten bei der Raumheizung führte im Jahr 2023 zu einem hohen Gesamtdeckungsanteil des Gaskessels von 70 %. Dieser konnte schrittweise durch eine Verlängerung dieser maximalen Laufzeit der Wärmepumpe bei Sollwertunterschreitung auf 90 min. (und ggf. weitere den Autoren der Studie nicht bekannte Änderungen) auf 46 % im Jahr 2024 reduziert werden. Für die Raumheizung erzielte die Wärmepumpe im Jahr 2024 einen Deckungsanteil von 49 %, für die Trinkwassererwärmung einen Anteil von 97 %.

6.7 Gütegrad

Für die Ermittlung des Gütegrades wird als Referenz der Carnot-COP mit der quellseitigen Eintrittstemperatur und senkenseitig mit der mittleren Temperatur von Ein- und Austritt verwendet. Die Bilanzierung erfolgt auf der thermischen Seite durch die Erzeugerwärmeabgabe vor Speicher und auf der elektrischen Seite mit Berücksichtigung des elektrischen Energiebezuges von Verdichter, Steuerung und Quellenantrieb (Bilanzgrenze 2).

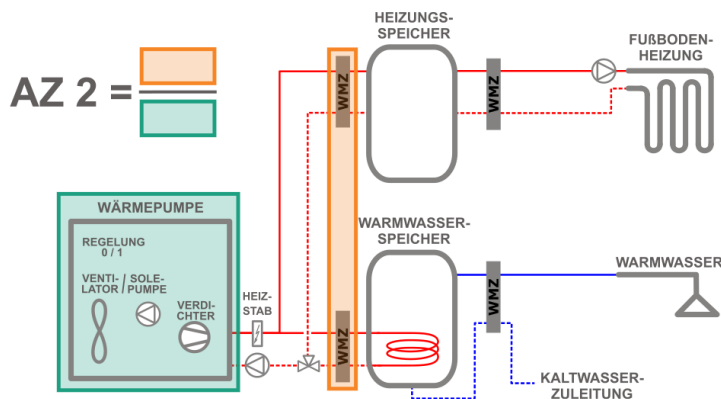


Abbildung 75: Bilanzgrenze für AZ 2

Wichtige Einflussfaktoren auf den Gütegrad beim Design der Wärmepumpe sind die Wärmequelle (Luft vs. Sole bzw. Wasser), der Wärmeübertrager (Auslegung, Design), der Verdichter (Typ, Effizienz), weitere Kältekreis Komponenten, die Auswahl des Kältemittels (bspw. Temperaturleit) und des Öles (Viskosität), die Art der Leistungsregelung (Inverter, fixed-speed, u.a.) sowie die Hilfsenergie (Quellenantrieb u.a.). Im Betrieb haben die Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke, die Spreizung bzw. der Massestrom sowie die Drehzahl des Verdichters Einfluss auf den Gütegrad.

Bei der Analyse des Gütegrads auf Basis von Messungen hat die gewählte Methodik Auswirkungen auf die Ergebnisse. In der vorliegenden Studie wird der Gütegrad für mittlere Betriebsbedingungen bestimmt, wobei zwischen Raumheizung und Trinkwassererwärmung unterschieden wird. Als Betrachtungszeiträume werden Tages- und Jahreswerte gewählt. Dies beinhaltet die Mittelung über unterschiedliche Betriebszustände hinweg. Im Vergleich zu einer Auswertung quasistationärer Bedingungen nimmt der Unterschied der Ergebnisse bei einem hohen Anteil schneller Temperaturänderungen und kurzer Betriebszyklen zu.

Abbildung 76 zeigt den Gütegrad im Raumheizungsbetrieb von 9 Erdreich/Wasser-Wärmepumpen und 36 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. Die Jahresgütegrade (Raumheizung) der Erdreich/Wasser-Wärmepumpe liegen zwischen 0,44 und 0,52 bei einem Mittelwert von 0,46, die der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen zwischen 0,32 und 0,44 bei einem Mittelwert von 0,39.

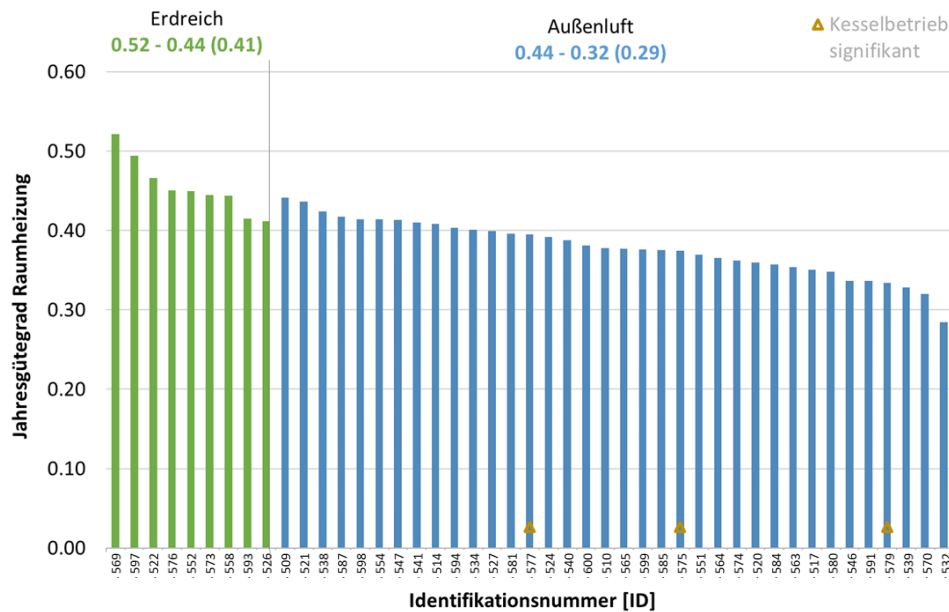


Abbildung 76: Jahresgütegrad Raumheizung von Erdreich/Wasser- und Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. Datenbasis November 2023 bis März 2024

Die Gütegrade von Wärmepumpen mit höherem COP im Arbeitspunkt A2/W35 liegen im Schnitt erwartungsgemäß höher als jene mit geringerem; allerdings ist eine deutliche Streuung zu beobachten. Die vier Anlagen mit ein- oder zweistufigem Betrieb liegen eher im unteren Bereich (Abbildung 77).

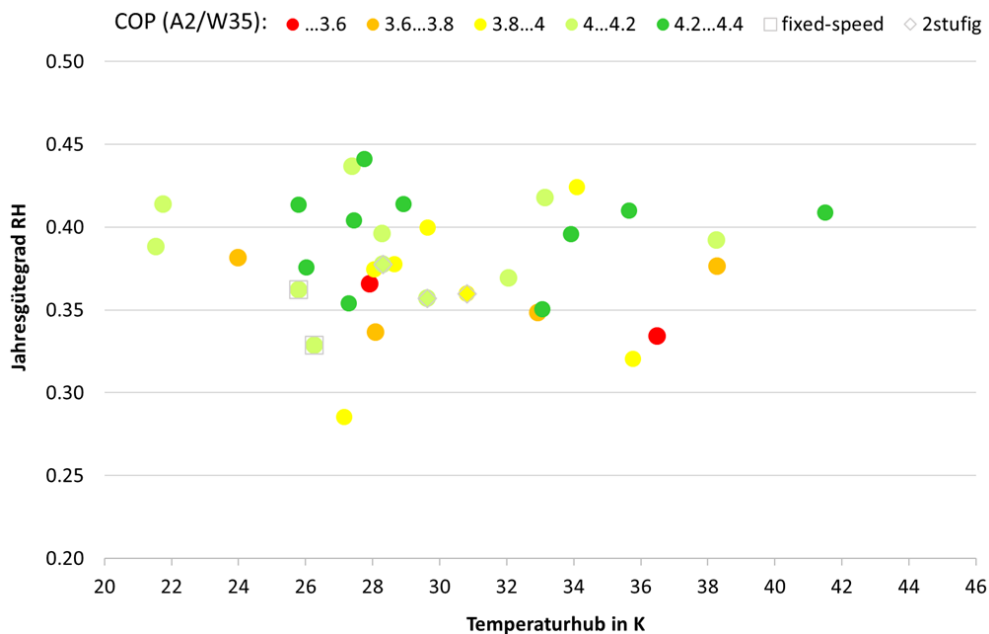


Abbildung 77: Jahresgütegrad Raumheizung von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen aufgetragen über dem mittleren Temperaturhub während des Heizbetriebes. Optisch unterschieden sind die COP-Kennwerte im Arbeitspunkt A2/W35 sowie unterschiedliche Leistungsregelungen der Wärmepumpe. Datenbasis November 2023 bis März 2024

Bei der Analyse auf Basis von Tageswerten zeigen sich unterschiedliche charakteristische Zusammenhänge zwischen dem Temperaturhub und dem Gütegrade - auch für Wärmepumpen mit gleichem Kältemittel und gleicher Verdichterbauart. Der Temperaturhub wird hier als bekannte Betriebsgröße als Bezug gewählt; neben dem Temperaturhub ändern sich auch das Temperaturniveau, die Leistung und der Teillastfaktor zusammen mit der Änderung der Außenlufttemperatur. Bei der Mehrzahl der Inverter-Wärmepumpen sinkt der Gütegrad mit geringerem Temperaturhub. Dieser Zusammenhang ist unterschiedlich stark ausgeprägt. Abbildung 78 zeigt dies Verhalten exemplarisch für ID 594 und ID 563. Bei einem hohem Temperaturhub zeigen sich unterschiedliche Tendenzen bei den untersuchten Wärmepumpenanlagen. Einige der Inverter-Wärmepumpen weisen – bei den vorhandenen Bedingungen - einen stabilen Gütegrad mit steigendem Temperaturhub auf (ID 594); bei anderen Inverter-Wärmepumpen sinkt der Gütegrad bei einem hohen Temperaturhub (ID 563). Wenige Wärmepumpen zeigen gleichbleibende Gütegrade über den gesamten Einsatzbereich hinweg - von einem geringen bis zu einem hohen Temperaturhub (vgl. ID 600 in Abbildung 78).

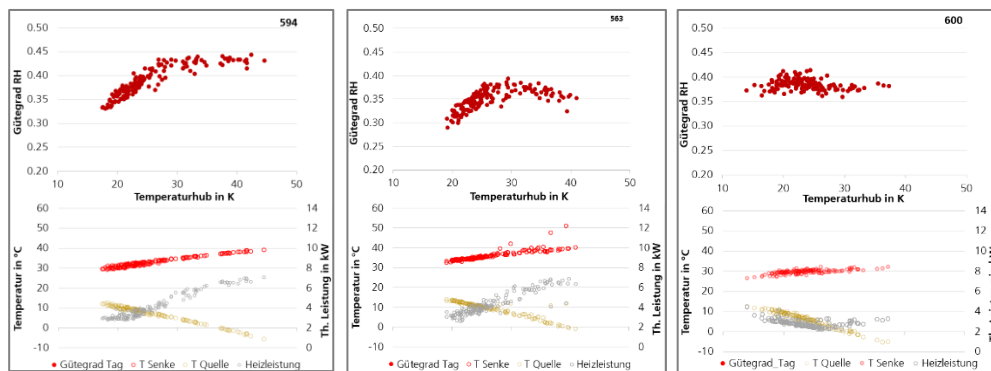


Abbildung 78: Gütegrade für drei ausgewählte Anlagen (Scroll-Verdichter; R410 A) aufgetragen über dem Temperaturhub (obere Grafiken) und dazu gehörige Quellen- und Senktemperatur sowie die Heizleistung (untere Grafik). Datenbasis November 2023 bis März 2024

6.8 Auffälligkeiten im Betriebsverhalten

6.8.1 Übersicht

Im Rahmen der Detailanalyse der Wärmepumpenanlagen wurden verschiedene ungünstige Betriebsverhalten herausgearbeitet und in die folgenden Themenfelder eingeteilt:

- Hohe Schaltheufigkeit (vgl. Kapitel 6.3)
- Fehlströmungen: hydraulikbedingt (vgl. Kapitel 6.8.2)
- Fehlströmungen: regelungsbedingt (vgl. Kapitel 6.8.3)
- Kombispeicher (vgl. Kapitel 6.1)
- Heizen im Sommer (vgl. Kapitel 5.5)
- Defekte Wärmepumpe (vgl. Kapitel 5.5) und damit verbundener Heizstabeinsatz (vgl. Kapitel 6.2)
- Flacher Verlauf der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe bei Heizkörperheizungen (vgl. Kapitel 4.7)
- „Temperaturabfall“ am Heizungsspeicher (vgl. Kapitel 6.4)

Beschreibung

Der Begriff hydraulikbedingte "Fehlströmung" beschreibt hier das Phänomen, dass eine Teilmenge des Volumenstromes parallel zum regulären Strömungsweg in einen anderen Teilkreis strömt. Es werden Fälle zusammengefasst, bei denen die Ursachen in dem Hydraulikkonzept (Leitungsplan, hydraulische Einbauten) und defekten hydraulischen Einbauten (bspw. defekte Rückschlagklappen) liegen. Fehlströmungen, die auf Fehler der Regelung zurückzuführen sind, werden in Kapitel 6.8.3 vorgestellt. Zudem treten Fehlströmungen auf, bei denen der gesamte Volumenstrom einen anderen als den geplanten Strömungsweg nimmt.

Auswirkungen

Die Auswirkungen der Fehlströmungen variieren je nach Konstellation. Entsprechend unterscheidet sich auch die Zunahme des Elektroenergie- bzw. Brennstoffbedarfs, die entweder durch Effizienzverluste oder durch die Bereitstellung nicht benötigter Wärme verursacht wird.

- Anhebung Rücklauftemperatur der Wärmepumpe: Effizienzminderung
- Beimischung Rücklauf in Vorlauf der Wärmepumpe: Temperaturreduktion von Wärmepumpenaustritt zu Heizkreis bzw. Trinkwasserspeicher
- Weitere Fehlströmungen, die zu einer Reduktion der Vorlauftemperatur im Heizkreis gegenüber dem Vorlauf der Wärmepumpe führen.
- Durchströmung Raumheizkreis im Sommer: unnötige Wärme
- Durchströmung Trinkwasserspeicher während Raumheizbetrieb: Anhebung Rücklauftemperatur der Wärmepumpe und „Entladung“ Trinkwasserspeicher
- Ungewünschte Durchströmung von Kapazitäten wie Rohrleitungen und kessel-internen Speichern: Wärmeverluste

Ursachen

- Falsche Rohrleitungsverschaltung: bspw. VL und RL vertauscht, Reihenfolgen von Rohrleitungsabgängen falsch, u.v.m.
[Fehler der Planung im Hydraulikplan oder bei der Installation der Anlage]
- Fehlende Rückschlagarmaturen
[Fehler der Planung im Hydraulikplan oder bei der Installation der Anlage]
- Defekte, falsch eingestellte Rückschlagarmaturen
[Fehler bei Produktauswahl, Fehler der Inbetriebnahmen oder Komponentenfehler]
- Falsche Position von Umschaltventilen
[Fehler der Planung im Hydraulikplan oder bei der Installation der Anlage]
- Defekter Betrieb (Umschalt)ventil
[Produktfehler, Abnutzung/Verschleiß, Fehler der Regelung¹]

Systeme, bei denen dies beobachtet wurde

- Komplexe Hydraulikkonzepte: bivalente Systeme (ID 588, ID 528, ID 580, ID 577);
- komplexe Rohrleitungsführung rund um den Heizungsspeicher (ID 571, ID 573)

¹ Fehler der Regelung sind den folgenden Kapiteln zugeordnet. Es wird bei diesem Punkt dennoch erwähnt, um einen vollständigen Überblick für die Ursachen von defekten Ventilen auf einen Blick zu haben.

- Hydraulikkonzept mit je einer Pumpe zur Trinkwassererwärmung bzw. Raumheizung (ID 583, ID 580)
- Hydraulik mit zwei Wärmepumpen: (ID 505)
- Passive Kühlung¹ (ID 572)
- Hydraulikkonzept mit Umschaltventil Trinkwassererwärmung / Raumheizung (ID 532)

Die Fehleranfälligkeit steigt mit der Komplexität der Anlage. Dies betrifft zum einen die Planung, wenn keine Standardschemen der Hersteller verwendet und individuelle Anlagenplanungen vorgenommen werden. Für die planende Person liegt die Herausforderung darin, alle möglichen Strömungspfade im Blick zu haben und ungewünschte Strömungswege zu unterbinden (Umschaltventile, Rückflussverhinderer, Alternative Verschaltung). Zum anderen steigt mit der Komplexität der Rohrführung und der Anzahl der zu integrierenden Hydraulikkomponenten die Fehleranfälligkeit bei der Installation.

Zur Veranschaulichung sind im Anhang A8 Fehlströmungen bei konkreten Anlagen ausführlich beschrieben und grafisch visualisiert.

6.8.3 Fehlströmung: regelungsbedingt

6.8.3.1 Betrieb Pumpe und Wärmeerzeuger nicht abgestimmt

Beschreibung und Auswirkung

Vereinzelte läuft die Pumpe im Wärmepumpenkreis (bzw. Kesselkreis) bei Anlagen mit Pufferspeicher, wenn die Wärmepumpe (bzw. der Kessel) nicht in Betrieb ist. Dies erfolgt teils für einige Stunden, teils dauerhaft (Wärmepumpe, Pumpe zur Raumheizung: ID 599, ID 518, ID 517, vgl. Anhang A7; Wärmepumpe, Pumpe zur Trinkwassererwärmung: ID 528²; Kessel, Pumpe zur Raumheizung: ID 588). In der Folge wird Wasser aus dem unteren Speicherbereich (und damit quasi aus dem Rücklauf des Heizkreises) in den oberen Speicherbereich beigemischt und die - zuvor mit der Wärmepumpe bereitgestellte - Temperatur im oberen Speicherbereich (und damit die Vorlauftemperatur des Heizkreises) reduziert. Eine weitere Auswirkung des Betriebes der Pumpe im Wärmepumpenkreis bei ausgeschalteter Wärmepumpe tritt bei (weit entfernt) außenaufgestellten Monoblocks auf. Hier treten zusätzlich zu den beschriebenen „Mischverlusten“ noch – wenn auch geringe – Wärmeverluste über die Rohrleitungen und die Wärmepumpe auf.

Ein ähnlicher Fehler tritt bei der Anlage ID 580 auf. Der Kessel ist (vermutlich manuell) ausgeschaltet. Die Pumpe zur Trinkwassererwärmung durch den Kessel wurde von der Regelung noch für mehrere Stunden am Tag angefordert und förderte entsprechend Wasser im Kreis. Dies führt zu einer Zerstörung der Schichtung im Trinkwasserspeicher und in Kombination mit dem Fehler in der Hydraulik zu einer Entladung des Trinkwasserspeichers in den Heizkreis.

Bei einer Anlage mit passiver Kühlung war der Betrieb der Heiz- / Kühlkreispumpe nicht auf das umgesetzte Hydraulikkonzept angepasst (ID 572). Bei dem umgesetzten Hydraulikkonzept müsste allein die Pumpe der passiven Kühlung aktiv sein; nicht die Heiz-

¹ Die Ursache der Fehlströmung bei diesen Anlagen kann entweder in einem falschen Hydraulikkonzept liegen oder an einer falschen Regelung. Ist das Hydraulikkonzept so gedacht gewesen, wäre die Regelung falsch. Funktioniert die Regelung wie gedacht, dann wäre das Hydraulikkonzept falsch.

² Der Fehlbetrieb tritt nur an wenige Tagen und dies nur für kurze Zeit auf; ist daher energetisch auf das Jahr betrachtet nicht relevant

/Kühlkreispumpe. Dieser Fehlbetrieb ist mit einer ungewünschten Rücklaufbeimischung verbunden.

Zwei weitere Punkte im Themenfeld fehlerhafte Regelung treten bei einer Anlage mit zwei Wärmepumpen auf (ID 505). A: Die Pumpen beider Wärmepumpen sind in Betrieb, jedoch nur eine der beiden Wärmepumpen läuft. Dies bewirkt eine Rücklaufbeimischung in den Vorlauf und damit eine Temperaturreduktion vom Wärmepumpenaustritt zum Heizkreis. Dies Verhalten wurde nur an einigen Tagen für mehrere Minuten beobachtet, ist daher energetisch nicht relevant. B: Wenn die WP 2 an und die WP 1 (sowie die zugehörige Pumpe) aus ist, tritt an einige Tagen eine Fehlströmung über die WP 1 auf¹.

Ursachen

- Softwarefehler
- Parametrierung des Reglers nicht an das Hydraulikkonzept angepasst
- bivalente Anlagen, bei denen die eingesetzten Regler (bspw. Wärmepumpenmanager und Kesselregelung) nicht abgestimmt sind
- manuelle Ausschaltung Wärmeerzeuger bei Regelung der zugehörigen Pumpen über einen Wärmepumpenmanager oder Systemregler

Zur Veranschaulichung sind im Anhang A8 Fehlströmungen bei konkreten Anlagen ausführlich beschrieben und grafisch visualisiert.

6.8.3.2 Betrieb Pumpen Raumheizung und Trinkwassererwärmung nicht abgestimmt

Beschreibung

In der Anlage ID 581 ist ein klassisches Hydraulikkonzept umgesetzt: in den Teilkreisen zur Beladung des Trinkwasserspeichers und des Heizungsspeichers ist jeweils eine Pumpe vorhanden. Es ist vorgesehen, dass entweder Trinkwassererwärmung oder Raumheizung erfolgt. Ein paralleler Betrieb ist nicht gewünscht, tritt bei dieser Anlage jedoch zeitweise auf. Ausgangslage ist jeweils der Betriebszustand der Trinkwassererwärmung der Wärmepumpe. Während diese noch aktiv ist, ging teilweise die Pumpe zur Beladung des Heizungs- / Kälte-Speichers bereits in Betrieb. Die zeitliche Überlappung liegt zwischen 5 min und 50 min.

Auswirkung

Die Auswirkungen unterscheiden sich je nach Jahreszeit. Innerhalb der Heizperiode wird Raumwärme während dieses Fehlbetriebes auf unnötig hohem Temperaturniveau bereitgestellt. Außerhalb der Heizperiode wird nicht notwendige Wärme für die Raumheizung bereitgestellt; es treten somit Wärmeverluste auf. Wenn dieser Fehlbetrieb der Pumpe an Tagen mit aktiver Kühlung der Wärmepumpe auftritt, ist dies mit noch höheren Auswirkungen verbunden. Der Heizungs-/Kältespeicher wird über den Fehlbetrieb erwärmt und anschließend im Kühlbetrieb der Wärmepumpe wieder abgekühlt.

¹ Entweder liegt die Ursache in einer defekten Rückschlagklappe o.ä. und der Fehler wurde jeweils wieder behoben. In dem Falle wäre die Fehlströmung der oben aufgeführten Kategorie „Fehlströmungen: hydraulikbedingt“ zuzuordnen. Oder die Verhinderung einer Strömung über die jeweils nicht aktive Wärmepumpe wird bei dieser Anlage über ein Absperrventil vorgenommen und die Regelung des Ventiles war in den genannten Zeiträumen fehlerhaft.

Ursache

Die Pumpen werden von dem Wärmepumpenmanager angesteuert. Hier liegt laut Auskunft des Herstellers ein Softwarefehler vor.

Detailanalyse zur Effizienz und.....
Betriebsverhalten

7 Treibhausgasemissionen

7.1 Bewertung der Treibhausgas-Emissionen

In Abbildung 79 werden die THG-Emissionseinsparungen beim Einsatz von Wärmepumpen verglichen mit einem Gaskessel dargestellt. Hierfür werden exemplarisch die Bandbreiten der JAZ3-Werte der Außenluft- sowie der Erdreich-Wärmepumpen angesetzt. Die Betrachtung erfolgt für das Jahr 2024 sowie 2030, wobei für 2030 ein konservatives und ein optimistisches Szenario für den Ausbau der Erneuerbaren Energien sowohl im Strom- als auch im Gassektor mit entsprechenden Verringerungen der spezifischen THG-Emissionen des Strom-Mixes als auch der Emissionen des Energieträgers Erdgas angenommen wird. Die zugrundeliegenden Annahmen (GEMIS: Szenarien und Netzverluste, UBA (Ichta et al.) Strommix und Jagnow et al. Kesselwirkungsgrade) werden in der Grafik rechts unten aufgeführt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit wird als Grundlage die gleichen Szenarien wie im Vorhaben „WPsmart im Bestand“ verwendet.

Die in der Messung untersuchten Außenluft / Wasser-Wärmepumpen würden bei dieser Betrachtung im Jahr 2024 zwischen 37 % und 64 % weniger Treibhausgase emittieren. Die Treibhausgasemissionen der Erdreichwärmepumpen verringern sich um 54 % bis 70 %. Legt man das in GEMIS hinterlegte konservative Szenario zu Grunde, reduzieren sich die THG-Emissionen um 61 % - 78 % (Außenluft/Wasser-Wärmepumpen) bzw. um 72 % - 81 % (Erdreichwärmepumpen). Erfolgt der Ausbau der Erneuerbaren Stromerzeugung schneller ebenso wie die Steigerung Erneuerbarer Anteile an der Versorgung mit Erdgas, sinken die Emissionen schneller auf 78 % - 88 % bei Außenluftanlagen bzw. 84 % - 90 % bei Erdreichwärmepumpen.

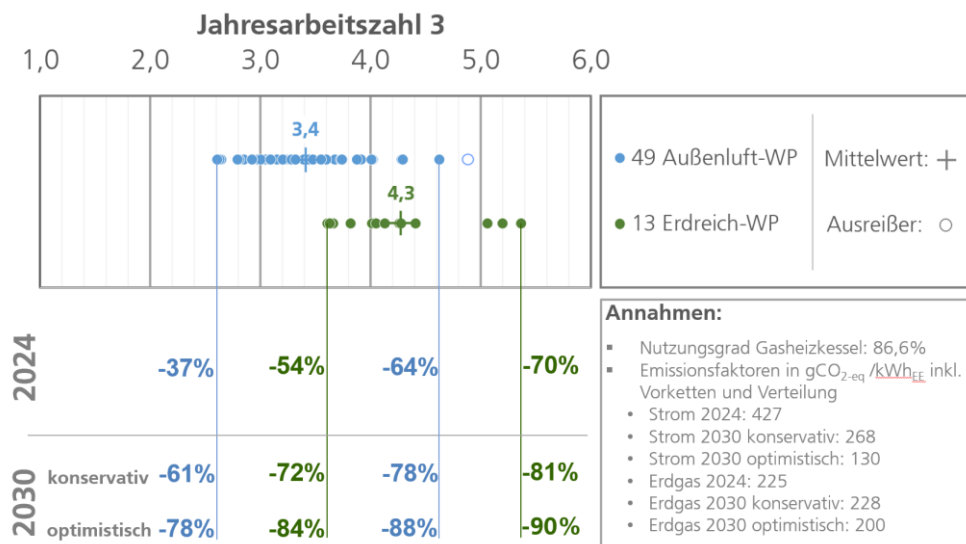


Abbildung 79: Exemplarische Darstellung der THG-Emissionseinsparung bei Einsatz von Wärmepumpen anstelle eines Gaskessels. Quellen: (Icha & Lauf, 2024; Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien [IINAS], 2023; Jagnow & Wolff, 2004).

Welches Szenario realisiert wird hängt maßgeblich von den energiewirtschaftlichen Randbedingungen ab, je nachdem ob diese förderlich für einen Ausbau der erneuerbaren ist und ob die negativen Auswirkungen der fossilen Brennstoffe auf das Klima in ihrer Folgewirkung in den jeweiligen Preisen berücksichtigt wird.

7.2 Bewertung der THG-Emissionen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren

7.2.1 Einleitung und Hinweise

Im Zuge der Energiewende und der angepeilten Sektorenkopplung soll der zunehmende Strombedarf möglichst aus regenerativen Quellen wie Windkraft oder Photovoltaik stammen, um die anvisierten Minderungen der Treibhausgasemissionen im Gebäudesektor zu realisieren. Diese regenerativen Quellen sind dabei anders als fossile Primärenergieträger stark von meteorologischen, diurnalen und saisonalen Zusammenhängen abhängig. Dadurch ist der dem Verbraucher zur Verfügung stehende Strommix volatil und nicht-mehr als kontinuierliche Größe auswertbar. Um diesen Zusammenhang abzubilden, ist eine Abkehr von der statischen Bilanzierung der THG-Emissionen hin zu einer Bilanzierung unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren erforderlich. Nachfolgend wird dieser Ansatz als dynamische Bilanzierungsmethode bezeichnet. Als zeitvariable Faktoren sind die THG-Emissionen des Stromes sowie die elektrischen Lasten der WP zu berücksichtigen. Die expliziten Fragestellungen der Studie betreffen:

- die THG-Emissionen von WP unter Berücksichtigung der dynamischen Bilanzierungsmethode,
- die Unterschiede zwischen statischer und dynamischer Bilanzierungsmethode,
- sowie die Einordnung der Emissionswerte bzgl. Referenzheizungssysteme.

Hierfür wird im Rahmen von Kapitel 7.2.2 die zu Grunde liegende Methodik verkürzt geschildert. Das Ergebniskapitel 7.2.3 gliedert sich in eine Strom- sowie WP-seitige Betrachtung der Zwischenergebnisse, bevor die Ergebnisse der dynamischen Bilanzierungsmethode und eine Einordnung in Bezug auf vergleichbare Werte des UBA vollzogen wird. Das Kapitel 7.2.4 rundet das Kapitel „Bewertung der THG-Emissionen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren“ mit einem Fazit sowie weiterführende Arbeiten ab. Im Vergleich zur im Rahmen des ETG-Kongress Kassel (Günther et al., 2025) veröffentlichten Fassung erfolgten kleine Anpassungen der Berechnungsmethodik.

7.2.2 Methodik

Das Vorgehen zur Berechnung der dynamischen THG-Emissionen kann anhand des Fluss-schemas in Abbildung 80 nachvollzogen werden. In Dunkelblau sind die Datenquellen angegeben. Die Eingangsdaten werden in grün bzw. türkis dargestellt. Die einzelnen in grau hinterlegten Rechenschritte berücksichtigen die Ermittlung der ¼-h Emissionsfaktoren (EF) der Stromproduktion in Deutschland (EF_{Prod}), eine Korrektur um den Export und Import ($EF_{Prod,Handel}$), die THG-Emissionen infolge der Lastdeckung durch Pumpspeicherkraftwerke ($EF_{Prod,Handel,PS}$) sowie die Berücksichtigung der Verluste bis zur Strombereitstellung auf Niederspannungsebene bei den Verbrauchern (EF_{EE}). Durch eine Gewichtung von EF_{EE} mit den Stromlastprofilen eines WP-Pools werden anschließend die THG-Emissionen auf Basis der dynamischen sowie statischen Bilanzierungsmethode berechnet ($EM_{WP,dyn}$, $EM_{WP,stat}$). Abschließend werden unter Berücksichtigung der von den Wärmepumpen bereitgestellten thermischen Energie die EF auf Nutzenergieebene ermittelt ($EF_{WP,NE,dyn}$, $EM_{WP,NE,stat}$). Für die detaillierten Rechenschritte sei auf (Günther et al., 2025) verwiesen. Die hier aufgeführten und aktualisierten Ergebnisse basieren auf der gleichen Methodik wie in (Günther et al., 2025). Anpassung der Methodik betraf dabei u. a. die Behandlung des Importstroms, wobei die Ergebnisse quantitativ kaum beeinflusst wurden.

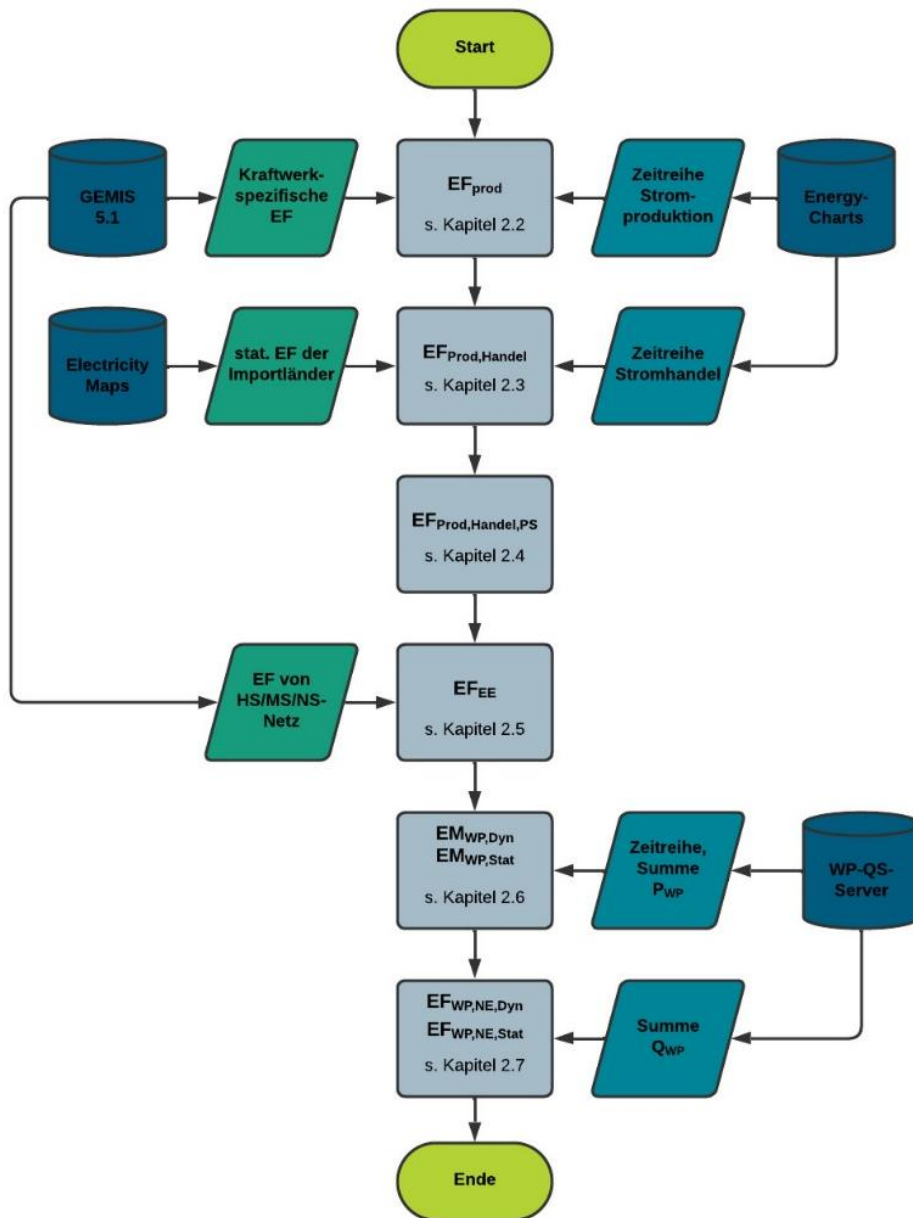


Abbildung 80: Ablaufdiagramm zur Berechnung der THG-Emissionen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren.

Die dynamischen EF wurden für den gesamten Zeitraum von 2017 - 2024 berechnet, doch nur für 2023 und 2024 lagen Lastwerte der WP vor. Daher erfolgte eine Berechnung der THG-Emissionen auf Basis gemessener WP-Lastreihen ausschließlich für diese beiden Jahre. Für den restlichen Zeitraum wurden die Lastwerte durch lineare Regression approximiert, um die THG-Emissionen ermitteln zu können.

Als elektrische Verbraucher werden Verdichter, Wärmequellenantrieb (Solepumpe oder Ventilator) sowie etwaige Elektroheizstäbe berücksichtigt. Um den Fehler bei der unterjährigen Gewichtung der EF so gering wie möglich zu halten und gleichzeitig so viele Anlagen wie möglich zu berücksichtigen, wurden mit Blick auf die Messdatenlücken 40 WP für den hier betrachteten Pool ausgewählt. Im Mittel betragen die Messdatenlücken über beide Jahre 0,63 % und maximal 3,77 % pro Anlage und Jahr.

Bezogen auf die Gebäude werden alle Baualtersklassen von „bis 1859“ bis „2002 bis 2009“ von mindestens zwei bis maximal sieben WP repräsentiert. Bezüglich der Eigenschaften der Anlagen wurden keine Einschränkungen vorgenommen. Mit Blick auf Eigenschaften, die das Lastprofil der WP beeinflussen, wird der WP-Pool wie folgt charakterisiert. Bezogen auf die Wärmequellen nutzen 28 WP die Außenluft und 12 WP das Erdreich (ausschließlich Anlagen mit Erdwärmesonden). Acht WP sind bivalent ausgeführt und verfügen über einen Heizkessel, 34 sind monoenergetisch ausgeführt und verfügen über einen Elektroheizstab. Sechs WP werden mit dem Ziel der PV-Eigenstromnutzung optimiert betrieben. Bezüglich der Leistungsmodulation sind 29 WP invert geregelt, vier sind mehrstufig ausgeführt und sieben besitzen keine Leistungsregelung.

7.2.3 Ergebnisse

Analyse Strom-seitiger THG-Emissionsfaktoren

Die generelle Entwicklung der EF des Stromes in Deutschland ist mit der Entwicklung der Beiträge einzelner Kraftwerkstypen sowie des Imports und des Exports verknüpft. In Abbildung 81 werden diese Größen für die Jahre 2017 bis 2024 zusammengefasst. Ferner enthält die Grafik die mittels statischem Verfahren ermittelten EF für Deutschland $EF_{EE,stat}$ sowie die EF für den importierten Strom $EF_{Import,stat}$.

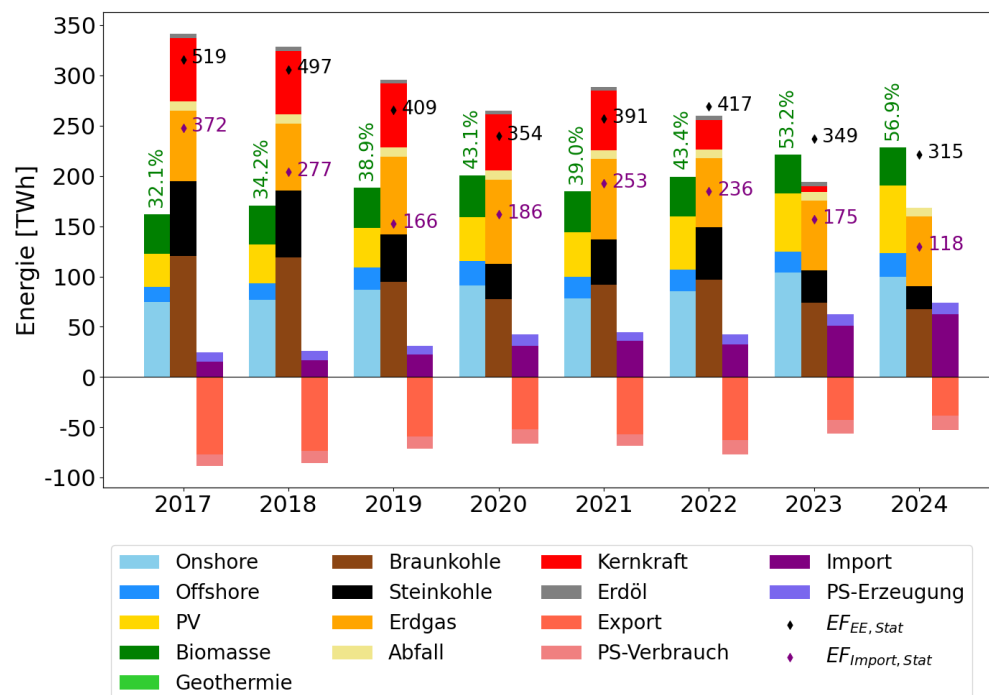


Abbildung 81: Energiemengen einzelner Kraftwerkstypen, von Import/Export sowie Emissionsfaktoren statisch gesamt und für Importstrom

Von 2017 bis 2024 verringerte sich der $EF_{EE,stat}$ von 519 auf 315 g CO_{2-eq}/kWh_{EE} und damit um 40 %. Die Verringerung erfolgte nicht linear bzw. ausschließlich entlang der Zunahme des Anteils Erneuerbarer Energien von 32,2 % auf 56,9 %. Das Jahr 2020 war bspw. von der Covid-Pandemie beeinflusst, die mit einer geringeren Last einherging, wodurch weniger auf fossil betriebene Kraftwerke zurückgegriffen werden musste. Mit dem Beginn des Krieges in der Ukraine und den damit verbundenen Sanktionen stand weniger Erdgas zur Verfügung, was in Teilen durch den Einsatz von Kohlekraftwerken

kompensiert wurde. Ferner wurden ab 2017 weitere Kernkraftwerke stillgelegt und am 15. April 2023 die letzten drei Kernkraftwerke abgeschaltet. Darüber hinaus nahm der Anteil des importierten Stromes von 2017 bis 2024 signifikant zu. Damit gewinnt der sich zunehmend positiv entwickelnde EF des Importstromes von 372 auf 118 g CO₂ eq/kWh_{EE} an Einfluss. Im Jahr 2024 setzten sich die im gesamten Beobachtungszeitraum erkennbaren Trends fort: Der Anteil erneuerbarer Energien an der Stromerzeugung erreichte mit 56,9 % einen historischen Höchstwert. Gleichzeitig nahm der Einsatz von Braunkohle um etwa 8 % und jener von Steinkohle um 28 % ab. Lediglich die Windstromproduktion stagnierte infolge ausgeprägter Windflauten während der Sommermonate.

Zur Bewertung der Entwicklung der Ausprägungen der EF_{EE} werden deren Jahresdauerlinien für die Jahre 2017 bis 2024 in Abbildung 82 dargestellt.

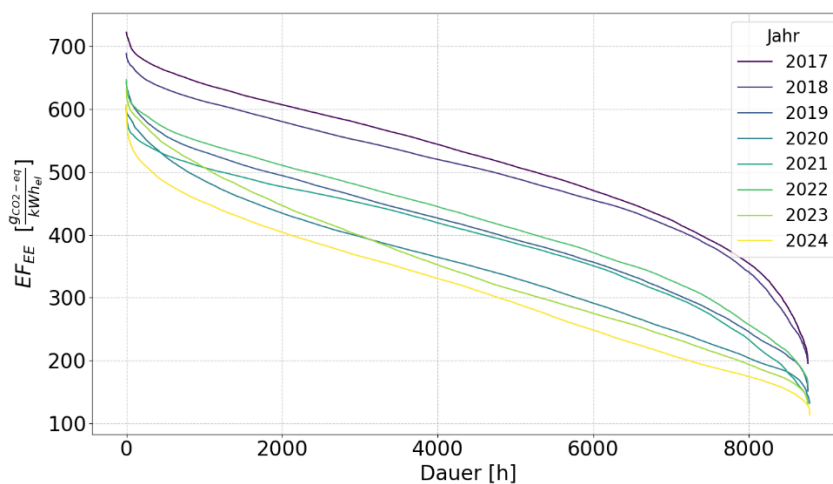


Abbildung 82: Jahresdauerlinien der Emissionsfaktoren des Stromes der Jahre 2017 bis 2024

Die Jahresdauerlinien zeigen, dass sich neben den Jahresmittelwerten auch die Maximal- und Minimalwerte positiv entwickelt haben. Während für 2017 noch EF_{EE} zwischen 196 und 722 g CO₂-eq/kWh_{EE} ermittelt wurden, lagen diese im Jahr 2024 zwischen 114 und 606 g CO₂-eq/kWh_{EE}. D.h. der minimale EF_{EE} nahm mit 42 % ähnlich ab wie der statisch ermittelte Mittelwert mit 40 %. Bei den Maximalwerten wurde der EF_{EE} in diesem Zeitraum lediglich um 16 % verringert.

Zur späteren THG-Bewertung des WP-Betriebs sind zudem die untertäglichen und unterjährlichen Ausprägungen der EF_{EE} maßgeblich. Diese werden in Abbildung 83 beispielhaft für 2017 und 2024 als Heatmaps dargestellt. Eine ausführliche Darstellung dieser Heatmaps für alle Jahre von 2017 bis 2024 findet sich in Anhang A3.

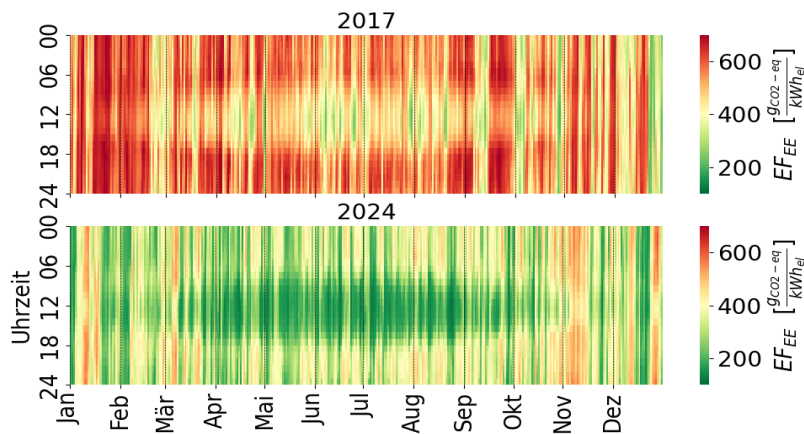


Abbildung 83: Heatmaps der stromseitigen Emissionsfaktoren von 2017 und 2024

Neben dem grundlegend geringeren Niveau der EF_{EE} in 2024 werden in beiden Jahren die Einflüsse höherer Deckungsanteile durch PV und Windkraft deutlich. Beide werden als Heatmaps der jeweiligen Anteile an der Gesamtstromerzeugung in Abbildung 84 dargestellt.

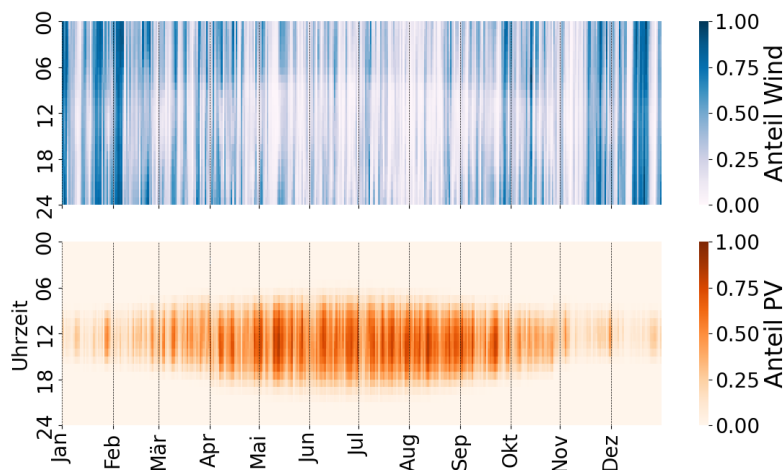


Abbildung 84: Heatmaps der Anteile von Wind- und PV-Strom an der gesamten Strombereitstellung in 2024

Dementsprechend gehen negative Peaks von EF_{EE} weitestgehend mit einem signifikanten Beitrag durch PV oder Windkraft einher, der Einfluss der konventionellen Kraftwerkstypen ist aufgrund ihrer Beiträge und individuellen EF geringer. Die PV wirkt sich auf geringere EF_{EE} primär in der Sommer- und Übergangszeit in den zentralen Stunden des Tages aus. Die Einspeisung von Windenergie ist unabhängig von der Tageszeit und tritt für unterschiedlich lange Zeiträume vermehrt in der Übergangs- und Heizperiode auf.

Analyse der Wärmepumpenlastprofile

In Abbildung 85 werden die elektrischen Leistungen des WP-Pools sowie der mittleren Außenlufttemperaturen in Deutschland als Heatmaps für die Jahre 2023 und 2024 dargestellt.

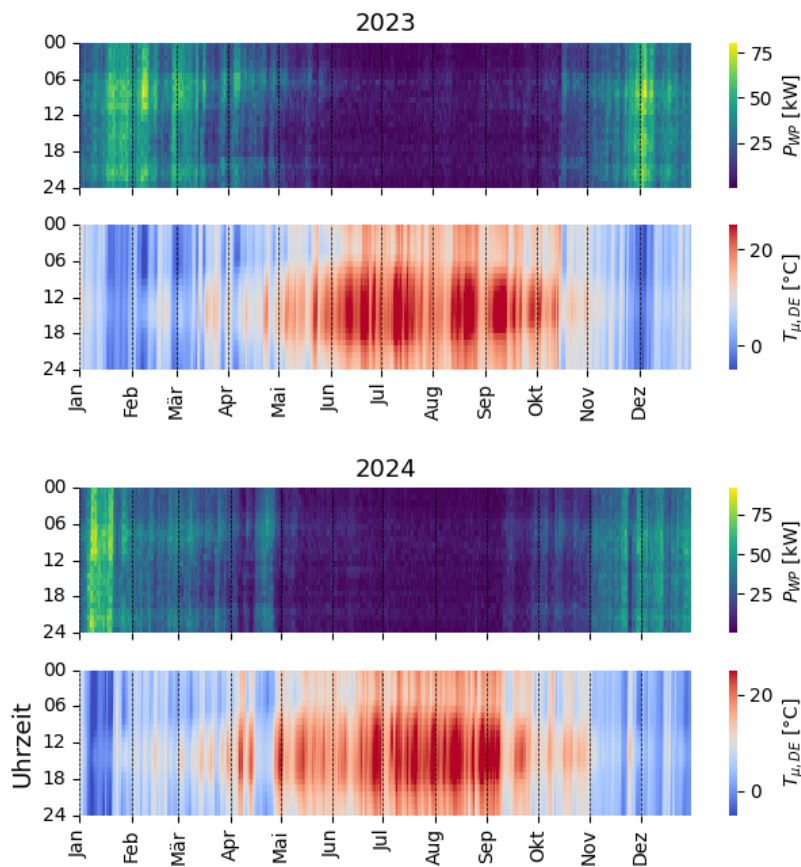


Abbildung 85: Heatmaps der Außentemperatur und der elektrischen Leistung des WP-Pools für 2023 und 2024

Die hier berücksichtigten WP werden zur Raumheizung (RH) und Trinkwassererwärmung (TWE) eingesetzt. Die elektrische Leistung zur TWE ist weitestgehend unabhängig von den Außenlufttemperaturen und damit relativ konstant über das Jahr. Anhand der Sommerperioden, in denen ausschließlich TWE erfolgt, lassen sich kleinere Peaks in den Morgen und Abendstunden erkennen. Die elektrische Leistung zur RH ist über die Gebäudeheizlast direkt mit der Außenlufttemperatur verlinkt. In den Plots lassen sich die Sommerperiode, die Übergangszeit und die Heizperiode abgrenzen. Innerhalb der Heizperioden sind Phasen mit sehr unterschiedlichen Außenlufttemperaturen, die mit den entsprechenden elektrischen Lasten des WP-Pools einhergehen, zu beobachten. Weitere grundlegende Faktoren, die sich auf das Lastprofil der WP auswirken, sind die Dimensionierung und Betriebsstrategie der WP und ggf. weiterer Wärmeerzeuger wie Elektroheizstäbe oder Heizkessel. Ferner können sich innovative Regelungsansätze, welche die klassische wärmegeführte Regelung beeinflussen, auf die Lastprofile der WP auswirken. Eine diesbezügliche Charakterisierung des WP-Pools erfolgte bereits in Kapitel 7.2.2.

Bewertung der THG-Emissionen von Wärmepumpen bei statischem und dynamischem Ansatz

In Abbildung 86 werden für die Jahre 2017 bis 2024 die absoluten THG-Emissionen der WP, unterschieden nach statischer und dynamischer Bewertungsmethode sowie Modell- (Grautöne) und Messdatenbasiert (Blautöne) dargestellt. Zur Bewertung des Modellansatzes können die Ergebnisse der Jahre 2023 und 2024 herangezogen werden. Im Jahr 2023 (2024) wurden messdatenbasiert 65 t CO₂ eq (59) nach statischer und 71 t CO₂ eq (64) nach dynamischer Bilanzierungsmethode ermittelt. Modellbasiert

unterscheiden sich die Ergebnisse für 2023 (2024) um -1,8 % (2,7 %) bei der statischen und um -3,3 % (0,8 %) bei der dynamischen Bewertungsmethode. Der Modellansatz kann somit als ausreichend genau bewertet werden. Ungeachtet der Bilanzierungsmethode entwickeln sich die THG-Emissionen des WP-Pools positiv. Während im Jahr 2017 noch 109 bzw. 113 t CO₂-eq ausgestoßen wurden, waren es 2024 nur noch 57 bzw. 63 t CO₂-eq und damit 48 % bzw. 44 % weniger. Dieser signifikanten Verringerung liegen zwei wesentliche Einflüsse zugrunde. Zum einen hat sich der EF_{stat} des Stromes im gleichen Zeitraum um 40 % verringert, zum anderen fiel der Stromverbrauch des WP-Pools $\sum P_{\text{el,WP}}$ infolge geringerer Heizlasten um 13 % niedriger aus. Diese Größen sind zusätzlich in Abbildung 86 dargestellt. Als Ursache des Ausschlags von $\sum P_{\text{el,WP}}$ in 2021 kann die erhöhte Anzahl von Eis- und Frosttagen im Vergleich zu den Vorgänger- und Nachfolgejahren angenommen werden.

Zur Absicherung des verringerten Stromverbrauches wurde das Äquivalent der Gradtagzahlen an den repräsentativen Standorten Würzburg und Potsdam gebildet (Institut Wohnen und Umwelt GmbH [IWU], 2025). Diese sind im gleichen Zeitraum im Mittel ebenfalls um 13 % geringer.

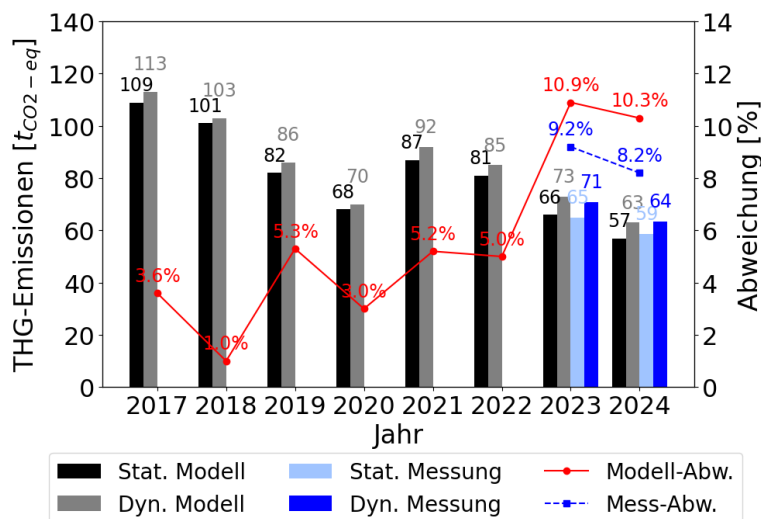


Abbildung 86: Vergleich der statischen und dynamischen THG-Emissionen für 2017 - 2024

Zur Bewertung der statischen und dynamischen Bewertungsmethode sind in Abbildung 87 auch die prozentualen Unterschiede dargestellt. In allen betrachteten Jahren sind die Emissionen beim Einsatz der dynamischen Methode höher als beim Einsatz der statischen Methode. In den Jahren 2017 bis 2022 sind moderate Unterschiede zwischen 1,0 % und 5,3 % zu beobachten. Diese Unterschiede nehmen jedoch 2023 und 2024 mit Werten von 10,9 % und 10,3 % signifikant zu. D.h. generell sind WP eher dann in Betrieb, wenn auch Kraftwerke mit tendenziell höheren EF den Strom bereitstellen. Dieser Trend scheint sich mit Blick auf die Jahre 2023 und 2024 zu verstärken.

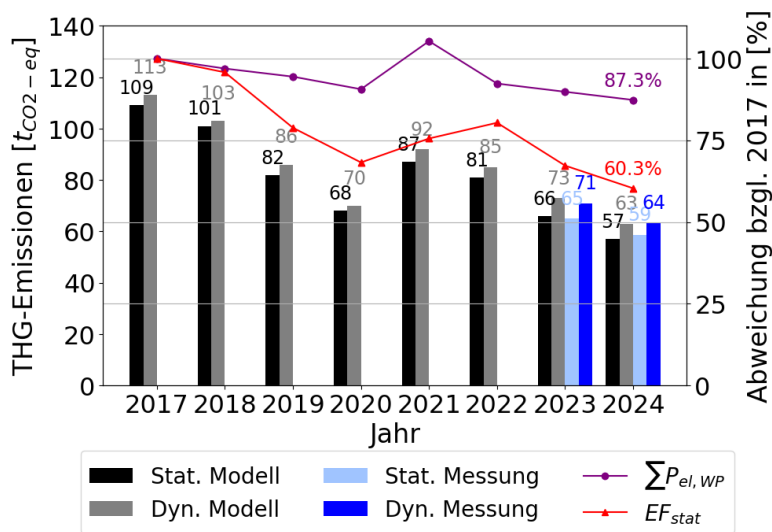


Abbildung 87: Vergleich der statischen und dynamischen THG-Emissionen für 2017-2024 im Kontext der Veränderung des statischen Emissionsfaktors und des Stromverbrauchs des WP-Pools

Um die Abweichungen zwischen beiden Bewertungsmethoden näher zu analysieren, wurden die allgemeinen Strommixe den WP-Strommixen gegenübergestellt. Für letztere wurden zu jedem Zeitpunkt die Anteile der Primärenergieträgertypen mit der Leistung des WP-Pools gewichtet. In Abbildung 88 werden beide Verteilungen beispielhaft für 2024 dargestellt.

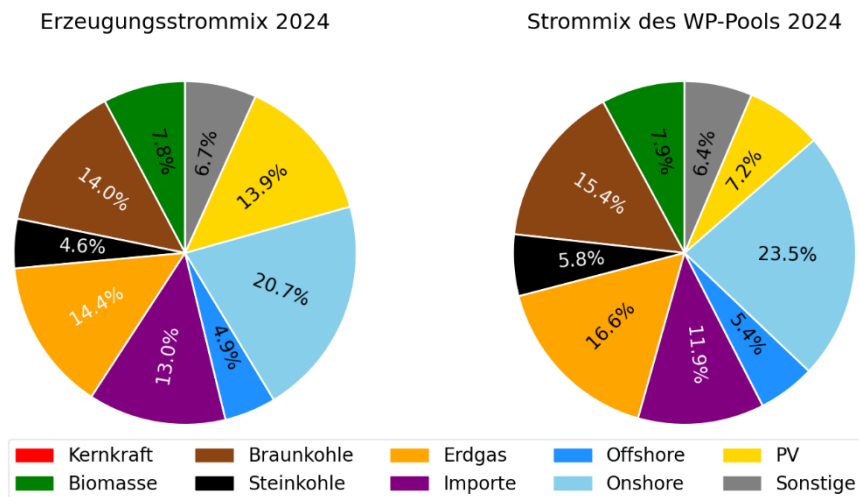


Abbildung 88: Strommix der Erzeugung und durch WP-Pool genutzter Strommix für das Jahr 2024

Daran wird deutlich, dass der WP-Pool mit Blick auf die Primärenergien mehr Windenergie, Erdgas, Steinkohle und Braunkohle und dafür weniger PV- und Importstrom nutzt. Die Nutzung von Biomasse durch den WP-Pool hat aufgrund der Grundlastcharakteristik keinen Einfluss. In der Kategorie Sonstige werden Laufwasser, Öl-, Geothermie- und Müllkraftwerke zusammengefasst.

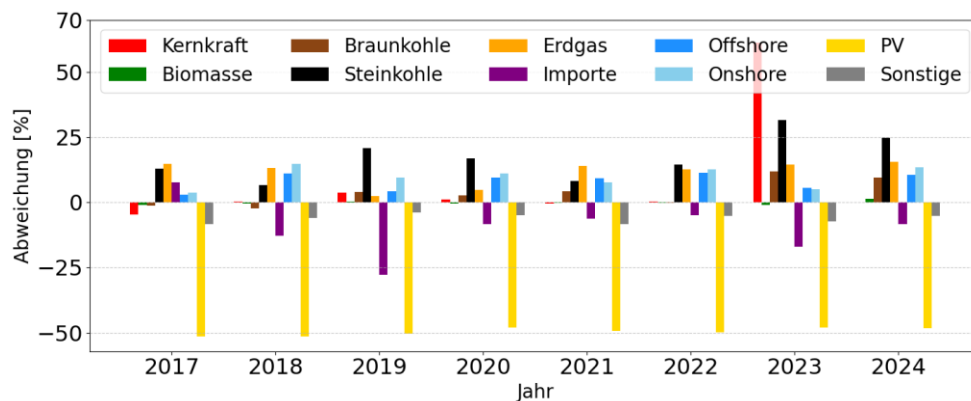


Abbildung 89: Abweichung pro Primärenergieträgertyp zwischen allgemeinen Strommix und WP-Strommix

Die Abweichungen zwischen allgemeinem Strommix und WP-Strommix sind für alle betrachteten Jahre in Abbildung 89 zusammengefasst. Um die Grafik übersichtlich zu gestalten sind dazugehörigen Werte der Abweichungen in der Tabelle 6 zusammengefasst. Die Abweichungen werden nachfolgend vereinfacht als Korrelationen zwischen elektrischer Last des WP-Pools und der einzelnen Primärenergieträgertypen bezeichnet. Die anhand von Abbildung 89 für 2024 gezogenen Schlüsse lassen sich weitestgehend auch für die übrigen Jahre ziehen. Die Richtung der Korrelationen pro Primärenergieträgertyp ändert sich lediglich im Jahr 2017 für Kernkraft, Importstrom und Braunkohle, im Jahr 2020 für Biomasse und im Jahr 2022 bei Braunkohle. Die Ausprägungen der Korrelationen pro Primärenergieträgertyp unterscheiden sich hingegen teils signifikant. Eine deutlich konstante, negative Korrelation zeigt sich zur PV, was mit den Ausführungen in Kapitel 7.2.3 begründet werden kann. Die Korrelation mit beiden Formen der Windkraft ist stets positiv, jedoch in sehr unterschiedlichen Ausprägungen zwischen 4,7 % und 17,8 % (offshore) und 1,1 % bis 24,5 % (onshore). Die Korrelation mit den Stromimporten reicht von 4,1 % bis -30,2 %. Damit spielen die abnehmenden EF für den Importstrom für den WP-Strom eine tendenziell untergeordnete Rolle. Die fossilen Primärenergieträgertypen zeigen überwiegend positive Korrelationen mit der WP-Last zwischen 1,3 % und 19,3 % (Erdgas), -1,7 % bis 11,9 % (Braunkohle) sowie 4,1 % bis 31,6 % (Steinkohle). Aufgrund der Grundlastcharakteristik von Biomasse und Kernkraft sind deren Korrelationen zur elektrischen Last des WP-Pools kaum signifikant, mit Werten zwischen -1,0 % bis 1,9 % bzw. -5,1 % bis 6,4 %. Der Wert von 81,9 % bei der Kernkraft im Jahr 2023 ist lediglich auf das unterjährige Abschalten der letzten Kraftwerke dieses Typs zurückzuführen.

Tabelle 6: Abweichung pro Primärenergieträgertyp zwischen allgemeinen Strommix und WP-Strommix

		2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024
Kernkraft		-4,7	0,4	3,7	1,1	-0,4	0,4	-	-
Biomasse		-1,3	-0,8	0,2	-0,5	-0,2	-0,1	-1	1,5
Braunkohle		-1,1	-2,3	4	2,6	4,4	-0,2	11,9	9,6
Steinkohle		13	6,7	20,8	16,9	8,3	14,5	31,6	24,8
Erdgas		14,7	13,2	2,6	4,8	14,1	12,6	14,4	15,5
Importe		7,7	-12,7	-27,7	-8,4	-6,2	-4,8	-17	-8,3
Offshore		2,9	11,2	4,3	9,5	9,2	11,4	5,6	10,7
Onshore		3,7	14,7	9,6	11,3	7,8	12,8	5	13,4
PV		-51,3	-51,5	-50,2	-47,9	-49,2	-49,7	-48	-48,1
Sonstige		-8,3	-5,9	-3,9	-4,9	-8,3	-5,2	-7,4	-5,2

Der Hauptgrund für die vergleichsweise hohen Emissionen bei Ansatz der dynamischer Bewertungsmethode in 2023 und 2024 sind die hohen Korrelationen der elektrischen Last des WP-Pools mit den Primärenergieträgertypen Stein- und Braunkohle bei immer noch signifikanten Beiträgen, was durch die Korrelationen mit der Windkraft nur bedingt kompensiert werden kann.

Für eine mehrdimensionale Darstellung der Abweichung des WP-Strommix sei auf Anhang A1 verwiesen.

Bewertung des Anteils Erneuerbarer Energien

Neben der Betrachtung der THG-Emissionen wurden im Zuge dessen auch die Anteile der Erneuerbaren unter Berücksichtigung des Erzeugungs- und des Wärmepumpenstrommixes ermittelt. Die Ergebnisse für die Jahre 2017 bis 2024 sind in der Abbildung 90 zusammengefasst. Bezogen auf den Erzeugungsstrommix nehmen die Anteile der Erneuerbaren von 2017 bis 2024 von 36,3 % auf 54,2 % zu, bezogen auf den WP-Strommix von 33,0 % auf 50,4 %. Über alle Jahre hinweg ist der Anteil der EE beim WP-Strommix um 2 % bis 6 % geringer als beim Erzeugungsstrommix. Dies deckt sich mit den in Tabelle 6 beobachteten Abweichungen.

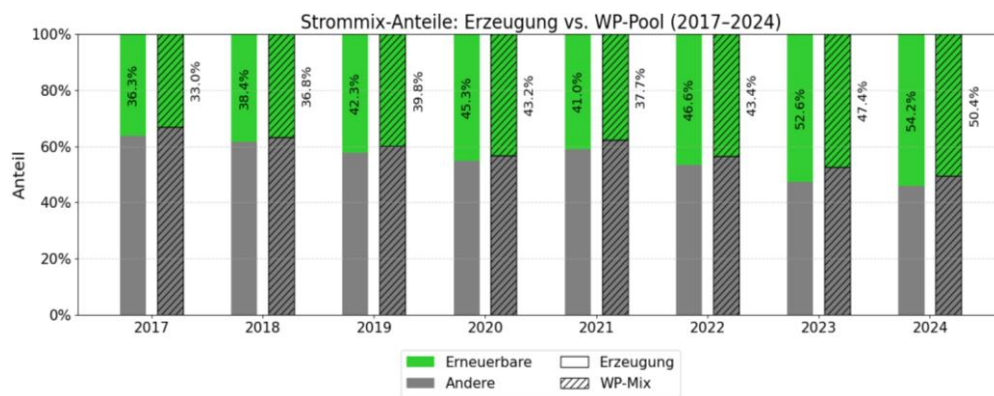


Abbildung 90: Vergleich des Anteils der Erneuerbaren im Erzeugungs- und WP-Strommix

Einordnung gegenüber Referenzsystem Gaskessel

Zur Einordnung der für den WP-Pool ermittelten Emissionswerte wird in Abbildung 91 der Vergleich mit den Emissionswerten eines Gaskessels vorgenommen. Der Vergleich erfolgt auf der üblicherweise herangezogenen Ebene der Nutzenergie. Hierfür werden die in Abbildung 86 gezeigten absoluten Emissionen auf Basis der Messung der Jahre 2023 und 2024 herangezogen und durch die bereitgestellte thermische Energie des WP-Pools geteilt. Die Ergebnisse sind jeweils für die statische und die dynamische Bewertungsmethode in Abbildung 91 dargestellt und reichen von 84,3 bis 112,1 $\text{g}_{\text{CO}_2 \text{ eq}}/\text{kWh}_{\text{NE}}$. Der EF für den Gaskessel wird auf Basis des endenergiebezogenen EF von 225 $\text{g}_{\text{CO}_2 \text{ eq}}/\text{kWh}_{\text{EE}}$ (IINAS, 2023) und einem Nutzungsgrad gemäß (Jagnow & Wolff, 2004) von 86,6 % ermittelt. Die Einsparungen an THG-Emissionen bei Verwendung der statischen Methode betragen 61 % in 2023 und 68 % in 2024. Obwohl die dynamische Bewertungsmethode, wie anhand von Abbildung 87 beschrieben, zu 10,3 % (2023) bzw. 8,2 % (2024) höheren absoluten Emissionen führt, werden die nutzenenergiebezogenen Einsparungen gegenüber einem Gaskessel davon nur geringfügig beeinflusst. Diese betragen 57 % im Jahr 2023 und 64 % im Jahr 2024.

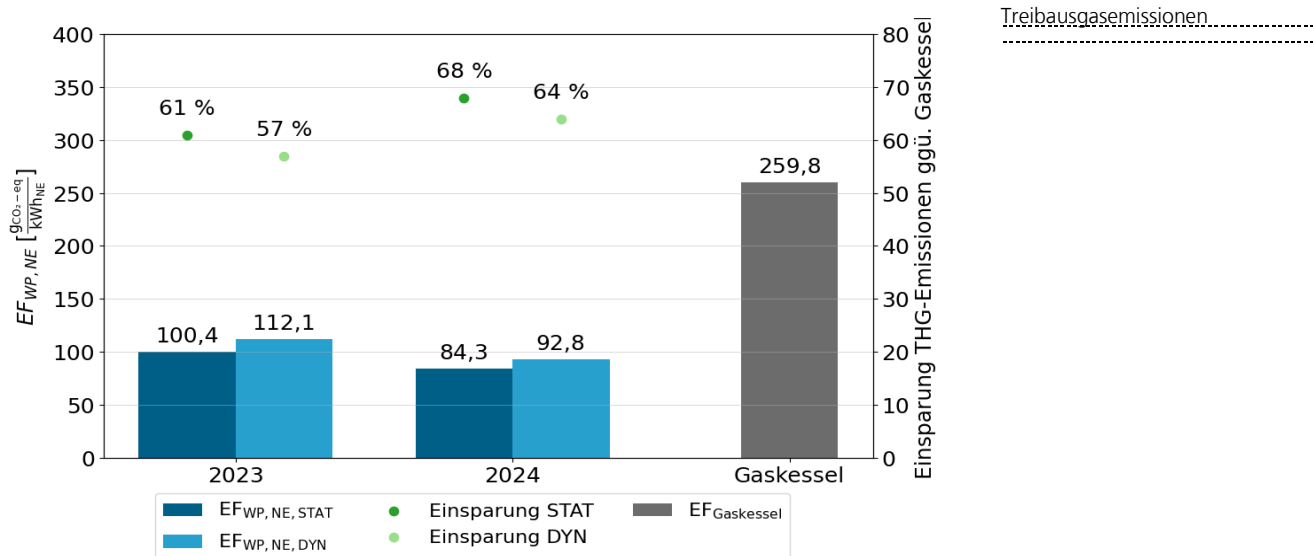


Abbildung 91: Nutzenergiebezogene Emissionsfaktoren des WP-Pools auf Basis der Messdaten 2023 und 2024 im Vergleich zum Gaskessel

Einordnung der Ergebnisse bezüglich weiterer Quellen für THG-Emissionen

Abbildung 92 zeigt die Ergebnisse der hier ermittelten statischen THG-Emissionsfaktoren des Stromes für die Jahre 2017 bis 2024. Zur Einordnung dieser Werte werden zusätzlich die pro Jahr jeweils verfügbaren THG-Emissionsfaktoren des Umweltbundesamtes (UBA) gemäß (Petra Icha, Dr. Thomas Lauf, 2025), des Green Grid Compass (GGC) ("Green Grid Compass," 2025), sowie der Electricity Maps (Electricity Maps, 2025) und von Agora (Agora Energiewende, 2025) dargestellt. Dabei unterscheiden sich die EF des UBA insofern, dass diese mittels einer einfachen statischen Berechnung (Jahresmittelwerte) berechnet wurden, während die anderen Quellen ebenfalls einen dynamischen Ansatz wählen, deren Ergebnisse zu einem statischen jährlichen Emissionsfaktor gewandelt werden.

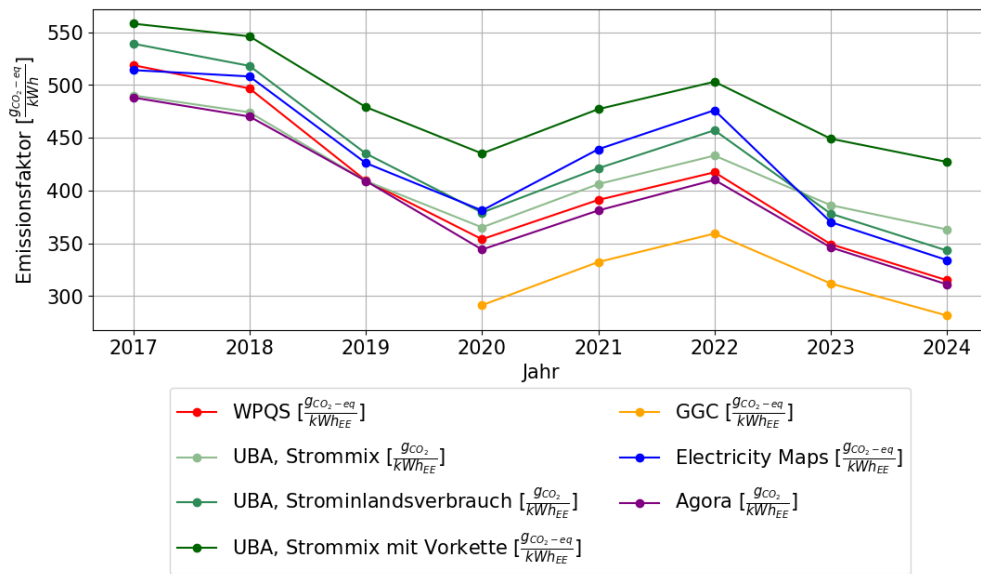


Abbildung 92: Darstellung der hier ermittelten THG-Emissionsfaktoren des Stromes („WP-QS im Bestand“) sowie Vergleichswerte des UBA (Petra Icha, Dr. Thomas Lauf, 2025), von GGC („Green Grid Compass,“ 2025), Electricity Maps (Electricity Maps, 2025) und Agora (Agora Energiewende, 2025)

Bei der Betrachtung der THG-Emissionsfaktoren des UBA stellte sich heraus, dass keiner der vom UBA ermittelten Emissionsfaktoren methodisch unmittelbar mit dem hier berechneten Emissionsfaktor EF_{stat} vergleichbar ist. Dennoch zeigen sich qualitativ sehr ähnliche zeitliche Entwicklungen und stimmen hinsichtlich der Trends mit den hier berechneten Werten überein. Quantitativ weichen sie jedoch deutlich voneinander ab. Für „UBA, Strommix mit Vorkette“ sind die größten Unterschiede zu beobachten, wobei die maximale Abweichung absolut $112,1 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$, relativ 35,6 % beträgt; die mittlere Abweichung liegt bei $77,9 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (20,5 %). Für „UBA, Strominlandsverbrauch“ betragen diese Werte maximal $39,8 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (35,6 %) und im Mittel $27,4 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (7,0 %). Die THG-Emissionen des „UBA, Strommix“ in den Jahren 2017 bis 2019 liegen unterhalb des ermittelten EF_{stat} dann aber wieder deutlich darüber. Hier ist die maximale Abweichung im positiven $48,1 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (15,3 %) und im negativen $-28,7 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (-5,5 %); im Mittel $22,3 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (5,9 %). Grundlegende Unterschiede sind bereits beim Ansatz der Emissionsfaktoren der einzelnen Kraftwerkstypen zu finden. So verwendet das UBA beispielsweise für die Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien – Offshore-Wind, Onshore-Wind und Photovoltaik – Emissionsfaktoren, die um 45 %, 52 % respektive 30 % höher liegen als die in dieser Studie angesetzten Werte. Diese drei Primärenergieträger machten im Jahr 2024 gemeinsam fast 40 % des deutschen Strommixes aus, was die Auswirkung der methodischen Differenzierung zusätzlich verstärkt. Darüber hinaus berücksichtigt das UBA den Stromhandel bei der Emissionsberechnung lediglich in Form des inländischen Stromverbrauchs. Dadurch bleibt emissionsarmer Importstrom unberücksichtigt, was tendenziell zu höheren spezifischen Emissionsfaktoren führt.

Ein Vergleich mit den Emissionsfaktoren des Green Grid Compass (GGC), entwickelt von FfE und TenneT, zeigt ebenfalls quantitative Abweichungen – allerdings in entgegengesetzter Richtung. Der EF_{GGC} ist bis zu $62,5 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ kleiner, was einer maximalen relativen Abweichung -17,7 % entspricht; die mittlere Abweichung liegt bei $50,0 \text{ gCO}_2 \text{ eq/kWh}_{EE}$ (13,6 %). Auch hier wurden abweichende Emissionsfaktoren für

Primärenergieträger verwendet, und der Importstrom wurde nicht statisch, sondern dynamisch anhand von IPCC-Emissionsfaktoren bilanziert.

Die Werte von Electricity Maps weichen ebenfalls ab und zeigen einen leicht anderen Verlauf, der insgesamt merklich höher liegt als die in dieser Arbeit berechneten Werte. Maximal sind die Werte $58,8 \text{ g}_{\text{CO}_2 \text{ eq}}/\text{kWh}_{\text{EE}}$ respektive $14,1 \%$ größer, im Mittel nur $25,9 \text{ g}_{\text{CO}_2 \text{ eq}}/\text{kWh}_{\text{EE}}$ ($6,7 \%$). Dies lässt sich unter anderem auf die Verwendung alternativer Emissionsfaktoren (IPCC) zurückführen, sowie auf die teilweise Zusammenfassung von Primärenergieträgern, etwa Wind und Kohle, anstelle einer Differenzierung zwischen Wind onshore / offshore und Steinkohle / Braunkohle. Zudem erfolgt die Berechnung hier stündlich.

Die Werte des Agorameters liegen den Ergebnissen dieser Arbeit am nächsten, berücksichtigen jedoch ausschließlich CO_2 -Emissionen ohne Vorkettenemissionen, verwenden keine CO_2 -Äquivalente und basieren ebenfalls auf einer stündlichen Berechnung. Hier liegt die maximale negative Abweichung bei $30,7 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EE}}$ ($-5,9 \%$) und im Mittel bei $11,4 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EE}}$ ($2,6 \%$).

Der Vergleich mit den Ergebnissen der anderen Quellen verdeutlicht, dass unterschiedliche methodische Ansätze – etwa die Wahl der Emissionsfaktoren, die Berücksichtigung von Vorkettenemissionen oder die Granularität der Berechnung – teils zu erheblichen Abweichungen in den Ergebnissen führen können. Diese Unterschiede spiegeln valide methodische Entscheidungen wider, die jedoch je nach zugrunde liegender Methodik und Datenbasis zu variierenden Ergebnissen führen. Bezogen auf die Ergebnisse der vorliegenden Studie lässt sich schlussfolgern, dass diese qualitativ sehr gut mit den Ergebnissen der anderen Quellen korrelieren. Quantitativ liegen die Ergebnisse meist signifikant unter den UBA-Werten, was auch auf die fehlende Vergleichbarkeit der Ergebniswerte zurückzuführen ist. Bezogen auf die methodisch ähnlicheren Ansätze liegen die Ergebnisse dieser Studie ungefähr im Mittel.

7.2.4 Fazit und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurden zuerst die THG-Emissionen von WP unter Berücksichtigung der konventionellen statischen sowie der hier neu vorgestellten dynamischen Bilanzierungsmethode ermittelt. Die Ergebnisse zeigen eine signifikante Minderung um 54% bzw. 51% der Emissionen von 2017 (124 bzw. $128 \text{ tCO}_2\text{-eq}$) bis 2024 (57 bzw. $63 \text{ tCO}_2\text{-eq}$), was in erster Linie auf die Verringerung des statischen EF des Stromes von 47% zurückzuführen ist. Darüber hinaus spielt die Verringerung des Strombedarfs aufgrund geringerer Heizlasten um 13% eine Rolle.

Im zweiten Schritt wurden die Unterschiede zwischen statischer und dynamischer Bilanzierungsmethode analysiert. Hierbei konnte festgestellt werden, dass die Emissionen beim Einsatz der dynamischen Methode in allen betrachteten Jahren höher sind als bei Einsatz der statischen Methode. In den Jahren 2017 bis 2022 betragen die Unterschiede zwischen $1,3 \%$ und $6,1 \%$. In den Jahren 2023 und 2024 nehmen diese Unterschiede mit $10,9 \%$ und $10,3 \%$ signifikant zu. Damit kann geschlussfolgert werden, dass die elektrischen Lasten von WP dann eintreten, wenn auch Kraftwerke mit tendenziell höheren EF den Strom bereitstellen. Dieser Trend verstärkt sich noch mit Blick auf die Jahre 2023 und 2024.

Abschließend erfolgte eine Einordnung der Ergebnisse durch den Vergleich der Emissionen des untersuchten WP-Pools mit den Emissionen eines Gaskessels als Referenzgerät. Bei Verwendung der statischen Methode betragen die Einsparungen an THG-Emissionen 61% in 2023 und 68% in 2024. Die Einsparungen verringern sich nur unwesentlich bei

Ansatz der Emissionen, die auf Basis der dynamische Bewertungsmethode ermittelt wurden. Diese betragen 57 % in 2023 und 64 % in 2024.

Treibhausgasemissionen.....
.....

Abschließend lässt sich feststellen, dass die dynamische Bewertungsmethode realistischere Aussagen über die tatsächlichen Emissionen von WP ermöglicht. Durch die zunehmenden Unterschiede zwischen den Ergebnissen auf Basis von statischer und dynamischer Bewertungsmethode gewinnt die Berücksichtigung der zeitvariablen Faktoren zudem immer mehr an Bedeutung.

Ein zukünftiger Schwerpunkt sollte auf der methodischen Verfeinerung der Bilanzierungsmethodik liegen. Insbesondere ist eine Aktualisierung der verwendeten Emissionsfaktoren notwendig, da die derzeit eingesetzten Werte aus GEMIS im Vergleich zu aktuellen Daten des UBA veraltet sind. Zudem sollte der zunehmend relevante Importstrom dynamisch berücksichtigt werden, um eine präzisere Abbildung der tatsächlichen Emissionsintensität zu ermöglichen.

8 Bewertung PV-optimierten Wärmepumpenbetriebes

8.1 Analyse lokale Optimierung

8.1.1 Einleitung

Als PV-optimierter Betrieb wird nachfolgend die Umsetzung einer Betriebsstrategie bezeichnet, die eine Änderung des Lastprofils der Wärmepumpe anvisiert, um den Verbrauch lokal erzeugten PV-Stroms zu erhöhen. Ein klassischer Ansatz ist die Erhöhung von Solltemperaturen, wenn die Leistung der PV-Anlage bzw. die überschüssige Einspeisung einen Schwellwert übersteigt. Den PV-Strom vor Ort zu nutzen kann mit diversen Vorteilen einhergehen, u.a.:

- **Kosteneinsparungen:** Die Nutzung von PV-Strom reduziert die Abhängigkeit von im Mittel teurerem Netzstrom (auf die verminderte ökonomische Wirkung bei Berücksichtigung variabler Stromtarife wird in Kapitel 8.1.5 eingegangen)
- **Unabhängigkeit:** Bei zunehmender Nutzung lokal erzeugten PV-Stromes sinkt die Abhängigkeit von den Entwicklungen im Energiesektor mit Blick auf die Strompreise, insbesondere in Kombination von PV mit Batteriespeichern
- **Umweltfreundlichkeit:** Verglichen mit den mittleren THG-Emissionen des Netzstromes verursacht die Nutzung von PV-Eigenstrom wesentlich geringere THG-Emissionen
- **Teilnetzentlastung:** Ein Verbrauch der Energie vor Ort wo sie erzeugt wird, bewirkt grundsätzlich, dass weniger Energie aus dem Netz bezogen werden muss bzw. weniger Energie ins Netz eingespeist werden muss im Vergleich zur Situation ohne PV-Eigenverbrauchsoptimierung (Kapitel 8.2 adressiert die Auswirkung von PV-optimierten Betrieb auf Last im Verteilnetz).

Der PV-optimierte Betrieb von Wärmepumpen geht mit folgenden Fragestellungen einher, die in Teilen im Rahmen des Projektes adressiert wurden. Übergeordnet stand die Frage, mit welchen Systemlayouts und Regelungsstrategien sich welche Ergebnisse mit Blick auf Eigenverbrauch und Autarkiegrad im realen Betrieb erreichen lassen. Hierauf wird in Kapitel 8.1.3 näher eingegangen, wobei Systeme mit und ohne Batteriespeicher getrennt bewertet werden. Das Kapitel 8.1.4 widmet sich den individuellen Betriebsverhalten der einzelnen Anlagen. Betrachtet wird u.a. die zur Verfügung stehende PV-Leistung, die sich im Tages- wie Jahresverlauf ergebenden Energieströme sowie die Monatswerte für Eigenverbrauch und Autarkiegrad. Auf Basis der Messergebnisse wird in Kapitel 8.1.5 eine idealisierte Betrachtung der Stromkosten unter Variation unterschiedlicher Tarife angestellt und eine detaillierte Analyse des Einflusses des PV-optimierten Betriebs auf die Effizienz der Wärmepumpe beispielhaft für eine Anlage durchgeführt. Den Analysen vorangestellt ist die Beschreibung der Datenbasis der zu Grunde liegenden Methodik in Kapitel 8.1.2.

8.1.2 Datenbasis und Methodik

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

Es wurden sieben Anlagen zur Analyse des PV-optimierten Betriebs mit erweiterter Messtechnik (vgl. Kapitel 3.6.2) ausgestattet und analysiert. Die Anlage ID 512 wurde nicht wie geplant im Projektverlauf in den PV-optimierten Betrieb überführt. Wie die nachfolgenden Ergebnisse zeigen, ist die Regelstrategie zur Optimierung des Eigenverbrauchs jedoch nur ein Aspekt unter vielen. Daher wird auch diese Anlage in der Auswertung berücksichtigt. Anlage ID 572 wies im Vergleichsjahr 2024 erhebliche Datenlücken auf (Feb, Nov-Dez). Diese Anlage wurde daher von den vergleichenden Analysen ausgenommen. Zum Vergleich der Stromkosten und der Auswirkung unterschiedlicher Tarife wurde die gleiche Datenbasis des gleichen ausgewählten Pools von 40 Wärmepumpen wie zur Ermittlung der dynamischen Emissionsfaktoren verwendet (vgl. Kapitel 7.2.2).

Damit ergab sich folgende auswertbare Datenbasis:

- 1 Anlage ohne PV-Eigenstromoptimierung (ohne Batteriespeicher)
- 5 Anlagen mit PV-Eigenstromoptimierung davon
 - 2 Anlagen WP + PV (ohne Anlage ID 572 wegen erh. Datenlücken)
 - 1 Anlagen WP + PV + BAT (Batteriespeicher)
 - 2 Anlagen WP + PV + BAT + CS (E-Auto Ladestation/Wallbox)
- 40 Anlagen ohne PV bzw. ohne Eigenverbrauch

Tabelle 7 Wesentliche Eigenschaften der ausgewerteten Anlagen mit PV bzw. PV+BAT und Eigenverbrauchsoptimierung (n.b.: nicht bekannt, *¹ wegen Defekt nicht im Einsatz)

Anlagen ID	517	600	527	572	512	551	559
Heizwärmeverbrauch [kWh/(m²*a)]	120	142	35	32	40	40	80
Leistungsmodulation	Inverter	Inverter	Inverter	Inverter	Inverter	Inverter	on/off
Wärmequelle	AL (2WP)	AL	AL	GW	EWS	AL	EWS
Weitere Wärmeerzeuger	Ölkessel			Kachelofen			
Speicherkapazität TWE/RH [l]	300/120	300/-	250/350	Kombi 830	300/-	230/120	650/100
Wärmeübergabesystem	FBH/RAD	FBH/RAD	RAD	FBH	FBH	RAD/*	RAD
PV-Anlage [kW _p ; kW _{max} Messung]	9,1 7,5	17,8 15,0	10,7 7,9	10 9,5	8,8 8,4	17,9 17,3	12,4 11,3
PV-Anlage Ausrichtung	SW/NW	S/W	n.b.	S	O/S/W	O/W	S/SW
Leistung Batterie [kW]		9,5	7,9				3,1
BAT Kap. [kWh]		13	15				11,7
Eigenverbrauchs-Optimierung TWE	T_Soll+, HS WP2* ¹	T_Soll+ n.b.	T_Soll+ +10 K	T_Soll+ +20 K (35 °C normal)	-	T_Soll+ 60 °C +zeitl. Opti.	T_Soll+ + 5 K >2 kW Überschuss
Eigenverbrauchs-Optimierung RH	T_Soll+ bis max. 60 °C		T_Soll+ +7 K	T_Soll+ +15 K +1 K T_Raum	-		T_Soll+ 5 K >2 kW Überschuss

Alle Angaben in Tabelle 7 beeinflussen auf unterschiedliche Art und Weise sowohl die Potenziale für bspw. den Eigenverbrauch und die Autarkie als auch die Möglichkeiten beide Größen zu optimieren.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Je größer eine PV-Anlage bzw. der zu erwartende Stromertrag im Vergleich zum Stromverbrauch, desto höhere Autarkie- bzw. geringere Eigenverbrauchswerte sind zu erwarten. Der Einsatz bspw. eines Batteriespeichers oder größeren thermischen Speichern vergrößert das Potenzial Eigenverbrauch und Autarkie weiter zu erhöhen. Mit Blick auf Tabelle 7 wird deutlich, dass sich die Eigenschaften aller Anlagen sehr stark unterscheiden. Dies verhindert eine strukturierte Untersuchung der Einflüsse einzelner Merkmale auf bspw. Eigenverbrauch und Autarkie. Nachfolgend soll daher der Fokus darauf gelegt werden zu demonstrieren, welche Ergebnisse unter welchen, im Detail geschilderten Voraussetzungen erreicht werden können. Im Rahmen der Betriebsanalyse (vgl. Kapitel 8.1.4) soll dennoch der Versuch unternommen werden, einzelne Einflüsse aufzugreifen und anhand der Messdaten zu interpretieren. Hierfür werden bspw. Anlagen mit zumindest ähnlichen Voraussetzungen miteinander verglichen.

Methodik

An dieser Stelle werden Methodik und Berechnungsgrundlagen für die nachfolgenden Auswertungen vorgestellt. Als zentrale Größen werden dabei der Eigenverbrauch (EV) und die Autarkie (AUT) adressiert. Hierfür wird die Betrachtung des gesamten Gebäudes oder der Wärmepumpe unterschieden. Dies erfolgt mit dem Ziel, Eigenverbrauch und Autarkie der Wärmepumpe getrennt vom sonstigen Strombedarf des Gebäudes einzuordnen.

Priorisierung der Stromflüsse

In den folgenden Definitionen wird der PV-Eigenstromverbrauch sowie der Autarkiegrad oder die Potenzialfaktoren jeweils auf das gesamte Gebäude (inkl. Wärmepumpe und, falls vorhanden, Ladestation für E-Fahrzeuge) oder die WP bezogen. Dies stellt in einem Fall eine theoretische Betrachtung dar, weil in Summe unterschiedliche Verbraucher durch PV-Strom versorgt werden, sofern ihr Verbrauch nicht durch Zähler getrennt erfasst wird. Im Fall einer Zählerkaskade mit getrennten Zählern für Haushalt und WP ist rechnerisch trennbar, welchem Verbraucher der PV-Strom zugeordnet wird. Weil sowohl ein gemeinsamer Zähler als auch eine Zählerkaskade Anwendung finden können, werden Prioritäten bei der Stromzuordnung vergeben. Im Folgenden werden beispielhaft Hierarchien der Verbraucher für die Zuordnung des PV-Eigenstroms aufgezeigt:

- A. **PrioWP:** 1. WP-Strom, 2. Haushaltsstrom, 3. Ladestation
- B. **PrioHH:** 1. Haushaltsstrom, 2. WP-Strom, 3. Ladestation
- C. **PrioLS:** 1. Ladestation, 2. Haushaltstrom, 3. WP-Strom

Im Fall A wird für jeden Zeitschritt der von der PV-Anlage oder dem Batteriespeicher bereitgestellte Strom zuerst der Wärmepumpe zugeordnet. Bei Überschüssen wird der Strom in zweiter Instanz dem Haushalt und in dritter Instanz der Ladestation zugordnet. Sollte der Strom aus PV oder Batteriespeicher für eine Verbrauchergruppe nicht ausreichen, wird dieser für die übrige Last dem Netzstrom zugordnet. Dies stellt im Fall von einem gemeinsamen Zähler eine theoretische Betrachtung dar, weil physikalisch der PV-Strom nicht getrennt werden kann. Fall B stellt den klassischen Fall einer Zählerkaskade mit getrenntem Zähler für die Wärmepumpe dar: Wenn die PV mehr Leistung liefert als für den Hausstrom erforderlich, kann der überschüssige PV-Strom für die Wärmepumpe genutzt werden. Die Fälle B und C werden identisch behandelt, lediglich die theoretische Priorisierung bei der Zuordnung des PV-Stromes ändert sich. Aufgrund der nur zweimal auftretenden Ladestationen in den betrachteten Systemen werden Eigenverbrauch und

Autarkie der Wärmepumpe nur für die Fälle A und B ermittelt. Die jeweiligen Priorisierungen führen dazu, dass Eigenverbrauch und Autarkie der WP im Fall A höher sind als im Fall B. Beide Werte zusammen sollen die möglichen Bandbreiten für Eigenverbrauch und Autarkie widerspiegeln.

Definition PV-Eigenstromverbrauch (EV)

Der **PV-Eigenstromverbrauch Gebäude** entspricht dem Anteil des insgesamt im Gebäude (Haushalt, Heizungsanlage, ggf. Ladestation etc.) genutzten PV- und/oder Batteriespeicherstromes bezogen auf den gesamten von der PV-Anlage erzeugten Strom (vgl. Formel (10)).

$$PV - \text{Eigenstromverbrauch Gebäude} = \frac{W_{el,PV,Gebäude} + W_{el,Bat,Gebäude}}{W_{el,PV}} \quad (10)$$

Der **PV-Eigenstromverbrauch WP** entspricht dem Anteil des allein von der WP genutzten PV- und/oder Batteriespeicherstromes (je nach Priorisierung wie im vorigen Abschnitt beschrieben) bezogen auf den gesamten von der PV-Anlage erzeugten Strom (vgl. Formel (11)).

$$PV - \text{Eigenstromverbrauch WP}_{Prio_WP/HH} = \frac{W_{el,PV,Prio_WP/HH} + W_{el,Bat,Prio_WP/HH}}{W_{el,PV}} \quad (11)$$

Definition Autarkiegrad (AUT)

Der **Autarkiegrad Gebäude** entspricht dem Anteil des insgesamt im Gebäude (Haushalt, Heizungsanlage, ggf. Ladestation etc.) genutzten PV- und/oder Batteriespeicherstromes bezogen auf den insgesamt im Gebäude verbrauchten Strom (vgl. Formel (12)).

$$\text{Autarkiegrad Gebäude} = \frac{W_{el,PV,Gebäude} + W_{el,Bat,Gebäude}}{W_{el,Gebäude}} \quad (12)$$

Der **Autarkiegrad WP** hingegen entspricht dem Anteil des allein von der WP genutzten PV- und/oder Batteriespeicherstromes (je nach Priorisierung wie im vorigen Abschnitt beschrieben) bezogen auf den gesamten von der WP verbrauchten Strom (vgl. Formel (13)).

$$\text{Autarkiegrad WP}_{Prio_WP/HH} = \frac{W_{el,PV,Prio_WP/HH} + W_{el,Bat,Prio_WP/HH}}{W_{el,WP}} \quad (13)$$

Definition Potenzialfaktor

Zur vergleichenden Bewertung unterschiedlicher Einflüsse auf Eigenverbrauch und Autarkie ist es hilfreich zu ermitteln, welches grundlegende Potenzial jedes Messobjekt mit Blick auf die individuellen Voraussetzungen mitbringt. In Kapitel 8.1.2 gibt es Anlagen mit großen PV-Systemen bei niedrigen Stromverbräuchen und umgekehrt. Zur vergleichenden Einordnung wird daher vereinfacht der Potenzialfaktor ermittelt. Dieser entspricht dem Verhältnis des über ein Jahr produzierten PV-Stromes bezogen auf dem im Gebäude (inkl. WP) (vgl. Formel (14)) oder von nur der WP (vgl. Formel (15)) verbrauchten Stromes.

$$GebPot = \frac{\sum E_{el,PV}}{\sum E_{el,Gebäude}} \quad (14)$$

$$WPPot = \frac{\sum E_{el,PV}}{\sum E_{el,WP}} \quad (15)$$

Durch die explizite Berücksichtigung des von der PV-Anlage erzeugten Stromes anstelle der individuellen Nennleistungen werden individuelle Eigenschaften wie Solare Einstrahlung, Neigung oder Ausrichtung der PV-Anlage in diesem Faktor mit abgebildet.

Werden bspw. Potenzialfaktoren für GebPot oder WPPot größer 1 ermittelt, erzeugt die PV-Anlage über das betrachtete Jahr mehr Strom als das Gebäude oder die WP benötigt. Mit hohen Potenzialfaktoren steigt tendenziell der Autarkiegrad bei gleichzeitiger Verringerung des PV-Eigenverbrauchanteils.

Batteriespeicheranteile spielen zur Bestimmung des Potenzialfaktors keine Rolle, da sie lediglich den erzeugten PV-Strom zwischenspeichern, um ihn zeitversetzt zu nutzen.

8.1.3 Eigenverbrauch und Autarkiegrad

Systeme ohne Batteriespeicher

Abbildung 93 stellt die Autarkiegrade der drei Wärmepumpen ohne Batteriespeicher sortiert nach dem Gebäudepotenzial GebPot dar. Neben dem Autarkiegrad des Gebäudes werden die Autarkiegrade der WP unter Berücksichtigung der Priorisierung des Stromflusses für den Haushalt (HH) sowie der WP gezeigt. Die Gebäudeautarkiegrade reichen von 25 % bis 40 % und nehmen pro WP mit steigendem GebPot zu und entsprechen somit dem theoretischen Zusammenhang, nachdem ein größeres Verhältnis von zur Verfügung stehenden PV-Strom zu Gebäude- bzw. WP-Strombedarf mit größeren Autarkiegraden einhergeht.

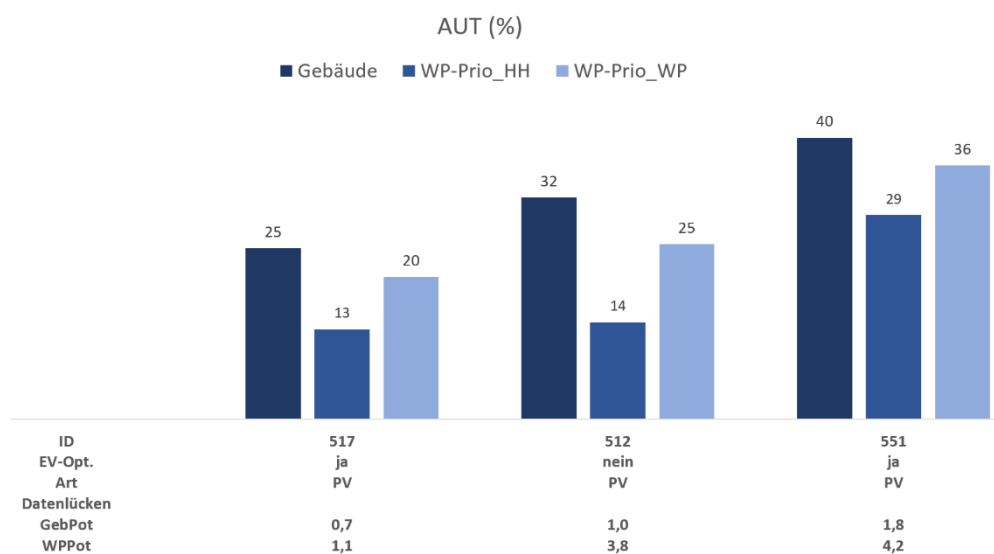


Abbildung 93: Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP) und WP ohne Batteriespeicher für die beiden Prioritäten Haushalte und Wärmepumpen

Auch die Wärmepumpenautarkiegrade sortieren sich entsprechend der ansteigenden Wärmepumpenpotenziale WPPot ein. Je nach Priorisierung der Zuordnung des PV-Stromes liegen diese zwischen 13 % und 29 % (PrioHH) oder 20 % und 36 % (PrioWP). Während WPPot im Wesentlichen vorgibt, welche Autarkiegrade in etwa erreichbar sind, können diese durch entsprechende Regelstrategien in Verbindung mit entsprechenden Speichermassen weiter erhöht werden. Gemäß Stammdateninformationen wird bei Anlage ID 517 bei PV-Stromüberschuss die Solltemperatur zur Raumheizung auf ein Maximum angehoben und der Elektroheizstab zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Die Anlage ID 512 wird nicht PV-optimiert betrieben. Bei ID 551 wird die Heizkurve angehoben und die Solltemperatur zur TWE auf ein Maximum gestellt. Demnach verfolgt die ID 517 eine Strategie beim PV-optimierten Betrieb, die auf einen möglichst hohen Anteil des lokal erzeugten Stroms am Verbrauch abzielt. Sie ist jedoch aufgrund des WPPot von 1,1 limitiert. Die beiden anderen Anlagen verfügen mit Werten von 3,8 und 4,2 über vergleichsweise hohe Potenziale einen hohen Autarkiegrad zu erreichen. Die geringeren Wärmepumpenautarkiegrade bei ID 512 korrespondieren jedoch gut damit, dass sie nicht PV-optimiert betrieben wird.

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes
.....

Abbildung 94 zeigt die Eigenverbräuche der Monitoringobjekte ohne Batteriespeicher. Höhere Gebäude- (GebPot) oder Wärmepumpenpotenziale (WPPot) gehen bei Systemen ohne Batterie mit geringeren Eigenverbräuchen einher, was sich in den Ergebnissen gut widerspiegelt. Je mehr PV-Strom im Verhältnis zum Stromverbrauch zur Verfügung steht, desto geringer ist der Anteil des PV-Stromes, der vor Ort genutzt werden kann. Die auf das Gebäude inkl. WP bezogenen Eigenverbräuche reichen von 22 % bis 37 %.

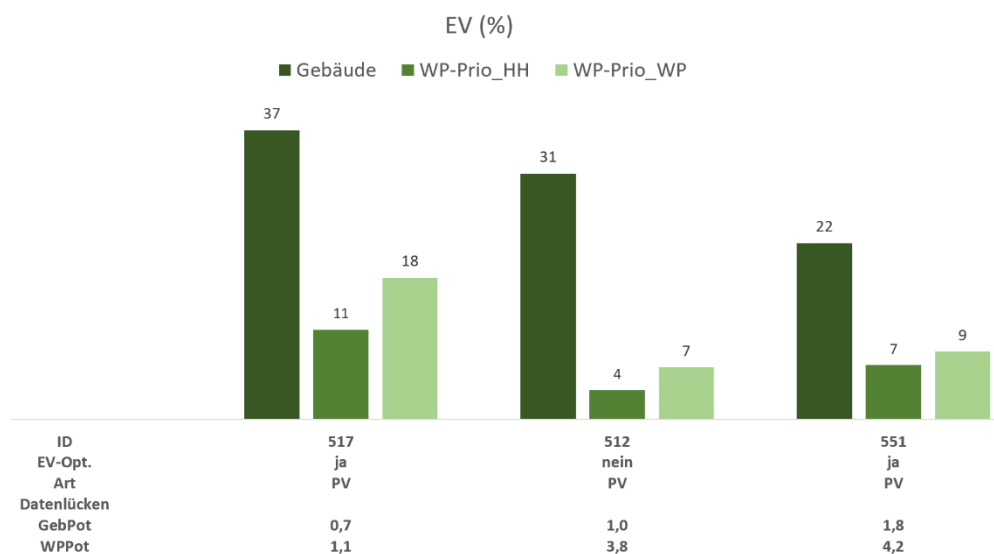


Abbildung 94: Eigenverbräuche von Gebäude (inkl. WP) und WP ohne Batteriespeicher

Die auf die WP bezogenen Eigenverbräuche liegen zwischen 4 % und 11 % bei PrioHH und zwischen 9 % und 18 % wenn der PV-Strom zuerst der WP zugeordnet wird. Entsprechend des geringen WPPot von 1,1 erreicht die Anlage ID 517 mit 11 % und 18 % höhere Eigenverbrauchswerte als die übrigen Anlagen. Die Anlagen ID 512 und ID 551 mit etwa Faktor vier höheren Werten für WPPot erreichen wesentlich geringere Eigenverbrauchswerte. Beide WP nutzen lediglich 4 % bis 7 % bzw. 7 % bis 9 % des PV-Stromes, je nachdem wie die Stromzuordnung priorisiert wird. Die im Vergleich der beiden Anlagen geringeren Eigenverbrauchswerte der ID 512 korrelieren mit dem fehlenden PV-optimierten Betrieb der WP.

Systeme mit Batteriespeicher

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

Wie für die drei Systeme ohne Batteriespeicher (BAT) werden nachfolgend die Ergebnisse für Autarkie (Abbildung 95) und Eigenverbrauch (Abbildung 96) der drei Systeme mit Batterie vorgestellt. Neben den BAT gilt zu erwähnen, dass die Anlagen ID 527 und ID 600 zusätzlich über eine Ladestation für E-Fahrzeuge (CS) verfügen, was sich ebenfalls auf Autarkie und Eigenverbrauch auswirkt. Auch in Abbildung 95 des Autarkiegrads werden die Anlagen nach den Gebäudepotenzialen sortiert, der von 0,4 bis 1,1 reicht. Die Autarkiegrade der Gebäude einschließlich WP reichen von 32 % bis 62 % und sortieren sich entsprechend der GebPot-Werte ein. Grundsätzlich sollten Batteriespeicherspeicher je nach Potenzialfaktor sowohl zu höherem Autarkiegrad als auch höherem PV-Eigenverbrauch führen. Bei sehr geringen Potenzialfaktoren erscheinen Batterien in Bezug auf den Eigenverbrauch wenig sinnvoll, weil der PV-Strom auch ohne BAT nahezu vollständig verbraucht werden kann (abhängig vom Verbrauchsprofil).

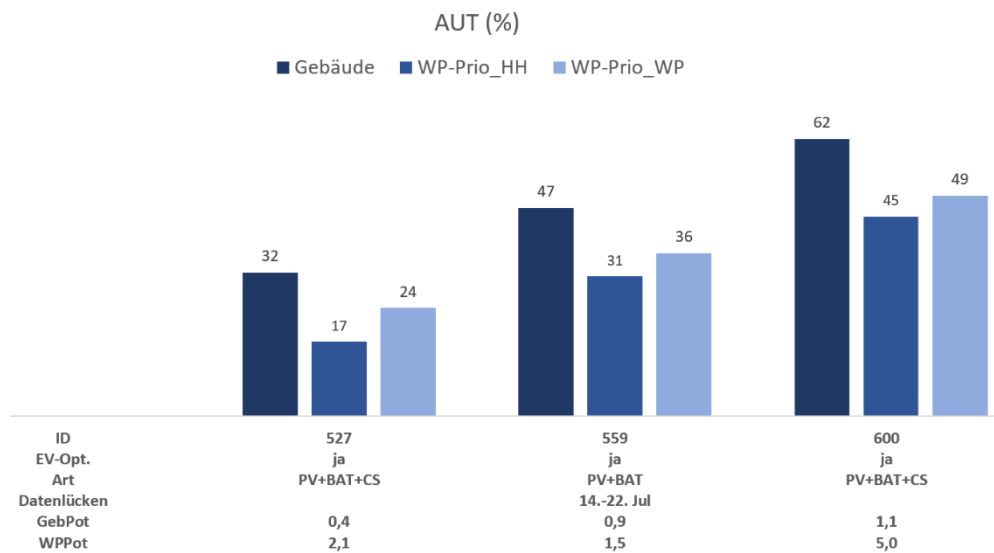


Abbildung 95: Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP) und WP mit Batteriespeicher

Die Autarkiewerte der WP reichen von 17 % bis 45 % (PrioHH) bzw. 24 % bis 55 % (PrioWP). Die Werte für WPPot reichen von 1,5 bis 5,0 und mit Blick auf die WP-bezogenen Autarkiegrade sortiert sich ID 527 entgegen der Erwartung vor der ID 559 ein. Wie bereits erwähnt, dienen die Potenzialwerte lediglich einer vergleichenden Orientierung in Bezug auf die zu erwartenden Autarkie- und Eigenverbrauchswerte. Hinzu kommen die Einflüsse durch entsprechende Regelstrategien in Verbindung mit den zur Verfügung stehenden Speichermassen und speziell bei diesen Anlagen zusätzliches Optimierungspotenzial durch die Batteriespeicher.

Die auf das Gebäude bezogenen Eigenverbräuche der Systeme mit Batterie reichen von 40 % bis 83 % und sortieren sich abnehmend zum GebPot ein. Der hohe Eigenverbrauch von 83 % der ID 527 ist vor allem auf den niedrigsten GebPot von 0,4 in Verbindung mit der Ladestation zurückzuführen. Die Ladestation ist jeweils in der Betrachtung des Eigenverbrauch-Anteils des Gebäudes mit enthalten.

Die Eigenverbräuche der Wärmepumpen reichen von 8 % bis 21 % (PrioHH) sowie von 10 % bis 24 % (PrioWP). Mit dem geringsten WPPot von 1,5 erreicht die WP der ID 559 erwartungsgemäß die höchsten Eigenverbrauchswerte von 21 % bis 24 %. Die ID 527 und ID 600 unterscheiden sich stark beim WPPot, liegen jedoch mit Blick auf die

Eigenverbrauchswerte nah beieinander. Der Grund liegt darin, dass bei Anlage ID 527 einerseits für die Nutzung des solaren Angebots ungünstige Sperrzeiten hinterlegt sind. Weiterhin weist diese Anlage einen atypisch hohen Beladeanteil der oberen Zone des verbauten Kombispeichers von ca. 70 % im Verhältnis zum Raumheizungsanteil mit geringeren Ladetemperaturen auf. Dies führt zusätzlich zu den Sperrzeiten aufgrund der höheren Temperaturen zu atypisch höheren Lasten der WP, womit sich insgesamt der potenzielle PV-Anteil reduziert

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

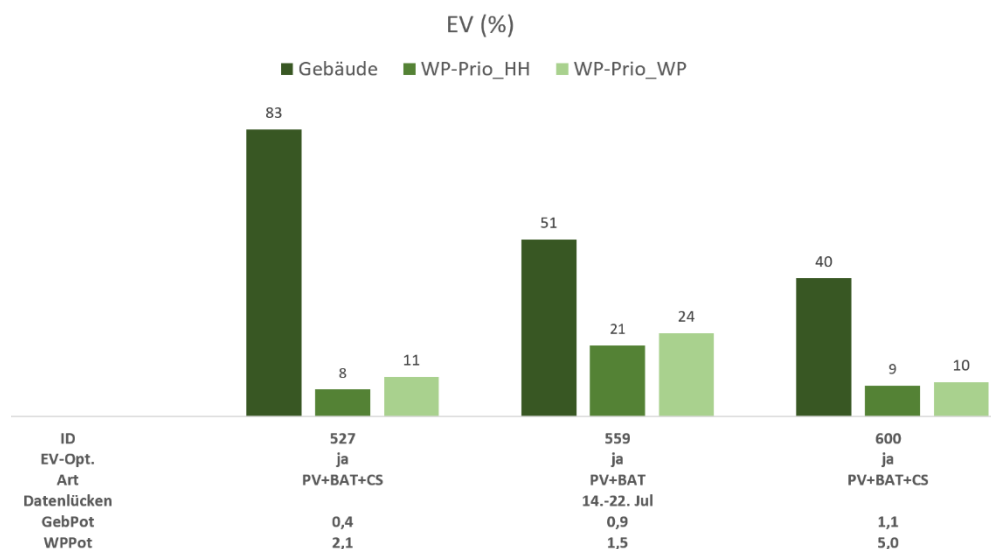


Abbildung 96: Eigenverbräuche von Gebäude (inkl. WP) und WP mit Batteriespeicher

Vergleich Systeme mit und ohne Batteriespeicher

Für den Vergleich der Ergebnisse mit Blick auf den Einsatz von Batteriespeichern (BAT) zeigt die Tabelle 8 eine Zusammenfassung der ermittelten Autarkie und Eigenverbrauchswerte. Auch wenn die Ergebnisse aufgrund der geringen Anlagenzahl nicht statistische belastbar sind, zeigen sich die zu erwartenden Tendenzen. In allen sechs Kategorien erreichen die Systeme mit Batteriespeicher tendenziell höhere Autarkie- und Eigenverbrauchswerte.

Tabelle 8: Bandbreiten der Eigenverbräuche und Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP und Lastestation) und WP mit und ohne Batterie aller untersuchten Anlagen

	AUTGebäude	AUTWP,PrioHH	AUTWP,PrioWP	EVGebäude	EVWP,PrioHH	EVWP,PrioWP
Ohne BAT	25 – 40	13 – 29	20 – 36	22 – 37	4 – 11	7 – 18
Mit BAT	32 – 62	17 – 45	24 – 49	40 – 83	8 – 21	10 – 24

Gleiche Tendenzen spiegeln sich beim Blick auf die Monitoringobjekte mit ähnlichem GebPot von 0,9 bis 1,1 wider:

- Anlage ID 512 ohne BAT: AUT_{Gebäude} = 32 %, EV = 31 % (GebPot = 1,0)
- Anlage ID 559 mit BAT: AUT_{Gebäude} = 47 %, EV = 51 % (GebPot = 0,9)
- Anlage ID 600 mit BAT+CS: AUT_{Gebäude} = 62 %, EV = 40 % (GebPot = 1,1)

Aufgrund der fehlenden Schnittmenge von ähnlichem Potenzialwerten zwischen den Gruppen mit und ohne Batterie erfolgt keine Betrachtung der WP-spezifischen Ergebnisse.

8.1.4 Betriebsanalysen Einzelanlagen

Im Folgenden wird beispielhaft die Gesamtauswertung für eine Anlage vorgestellt, wie sie für alle 7 Anlagen durchgeführt wurde. Die Ergebnisplots der übrigen Anlagen inkl. Anlage ID 572 enthält Anhang A4 (ab Seite 228).

Beispielanlage ID 559

Abbildung 97 zeigt die von der PV-Anlage sowie von der PV-Anlage und dem Batteriespeicher (BAT) im Tages- und Jahresverlauf (2024) zur Verfügung gestellte Leistung dar. Die PV-Module sind sowohl in Süd- als auch Südwestausrichtung installiert. Dies führt in den Sommermonaten zu einer leichten Erhöhung der abendlichen Erträge. Bis auf die Zeiten mit Datenlücken (Mitte Jul.) wurde eine maximale Momentanleistung von 11,3 kW gemessen bei einer installierten Leistung von 12,4 kWp.

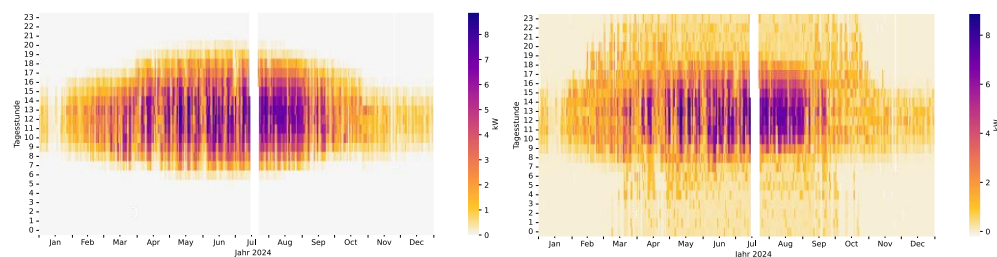


Abbildung 97: Links: Heatmap der PV-Leistung (stündliche Mittelwerte); Rechts: Heatmap der PV-Leistung abz. Laden der Batterie (BATladen) und zzgl. Batterieentladung)

Die Kapazität der Batterie beträgt 11,7 kWh, die gemessene maximale Leistungsabgabe 3,1 kW. Der Vergleich beider Grafiken verdeutlicht die positive Wirkung der Batterie in den Monaten März bis Oktober, in dem ganztägig PV-Strom genutzt werden kann. Im Zeitraum November bis Januar unterstützt die Batterie lediglich die untertägige Nutzung von PV-Strom. Dies spielt insbesondere bei dieser Anlage ohne Inverter Regelung eine Rolle, um die Mindestleistungsaufnahme des Verdichters bereitzustellen.

Anhand der Abbildung 98 werden die Stromquellen PV-Anlage, Batteriespeicher und öffentliches Stromnetz (oben) sowie die Stromsenken Haushalt, Wärmepumpe, Batteriespeicher und öffentliches Netz (unten) im Verlauf des Jahres 2024 und als Jahressummen sowie -anteile dargestellt.

Im Jahresverlauf der Stromquellen zeigen sich die zunehmenden PV-Erträge im Sommer, mit vereinzelten Abschnitten mit geringer Sonnenscheindauer wie z.B. Mitte-Ende April. Insgesamt beträgt der Anteil der PV-Erträge 56 % an den Stromquellen. Im Zeitraum Februar bis Oktober mit zumeist PV-Erträgen von über 10 kWh pro Tag ist weiterhin Batterieentladung sichtbar, welche anteilig 12 % der Stromquellen darstellen. Vom Januar bis teilweise in den April, sowie ab September ist der Bezug von Netzstrom erforderlich, um den Bedarf zu decken. Der Netzbezug beträgt rund 33 % der Stromquellen.

Die Senkenseite zeigt zum einen den nicht nutzbaren PV-Anteil in Form der Netzeinspeisung (insgesamt rund 27 % der Stromsenken), sowie die BAT-Ladeenergien (analog zur beschriebenen Batterieentladung). Auf der Gebäudeverbrauchsseite ist neben der Wärmepumpengrundlast durch die Trinkwassererwärmung die während den Übergangszeiten abfallende bzw. ansteigende Raumheizungsbedarf in der Heizperiode sichtbar. Im April ist analog zu den fehlenden PV-Erträgen Mitte-Ende April offensichtlich durch eine

Kaltwetterphase ein abgesetzter Heizbetrieb ersichtlich. Der Wärmepumpenstrom macht rund 37 % der Stromsenken aus. Der Haushaltsverbrauch ist mit rund 10 kWh pro Tag über das Betriebsjahr nahezu konstant und macht insgesamt einen Anteil von rund 24 % der Stromsenken aus.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

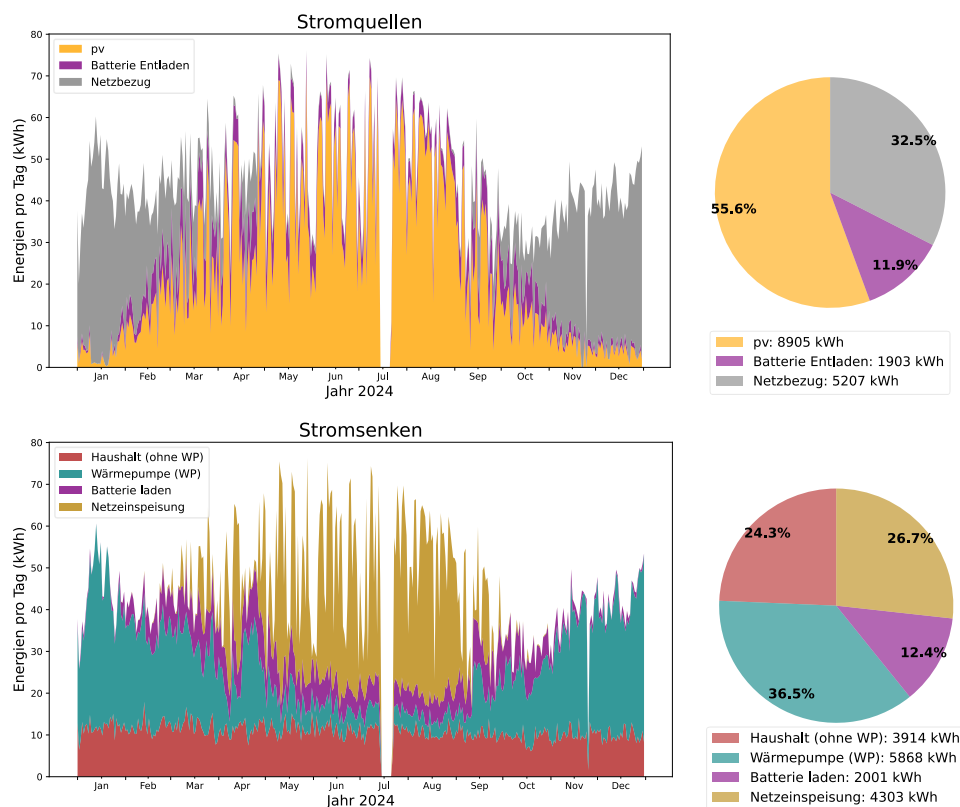


Abbildung 98: Stromquellen und Stromsenken mit jeweiligen Anteilen

In der Übersicht der Stromquellen und -senken findet sich weiterhin bei qualitativer Betrachtung der Flächen das GebPot von 90 % wieder: Der erzeugte PV-Strom entspricht 90 % des verbrauchten Gebäudestroms (vgl. Flächen Stromquellen PV mit Stromsenken Haushalt/WP in Abbildung 98). Besonders in der Übergangszeit (Feb.- Apr., Sep.- Okt.) kann die PV in Kombination mit dem Batteriespeicher maßgebliche Anteile des Gebäudeverbrauchs decken.

Nachdem im Kapitel 8.1.3 die Jahresergebnisse 2024 für Autarkie und Eigenverbrauch vorgestellt wurden, werden nachfolgend die jeweiligen Monatswerte vorgestellt. Die Säulen in der Abbildung zeigen in den jeweils unteren beiden Abschnitten den direkt oder indirekt über den Batteriespeicher im Gebäude genutzten PV-Strom. Der obere Abschnitt stellt die Netzeinspeisung dar. Die roten Rauten entsprechen den monatlichen Eigenverbrauchsanteilen. Wie zu erwarten, sinkt in den Sommermonaten der Eigenverbrauchsanteil ab. Dies bis auf etwa 27 % im August, weil zu dieser Zeit nicht die gesamte PV-Energie im Gebäude genutzt werden kann bzw. ein entsprechend hoher Anteil in die Netzeinspeisung fließt. Im Zeitraum Jan.-Feb. sowie Okt.-Dez. liegt der Eigenverbrauch bei nahezu 100 %, weil die Gebäudelasten im Allgemeinen höher sind als das PV-Angebot und somit der gesamte PV-Ertrag im Gebäude verbraucht werden kann. Zu den Übergangsmonaten März bis Mai sowie Sep. bis Okt. sind die höchsten Anteile der BAT-Nutzung gegeben, worin die Batterie das volle Potenzial ausschöpfen kann. Zu diesen Zeiten sowie zusätzlich im Feb. Ist der Anteil der Energie, welche von der PV und von der

Batterie an das Gebäude geliefert wird in etwa gleich groß. Einspeiseanteile ergeben sich von März bis September.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....

Grundsätzlich liegt der Eigenverbrauch über alle Monatssummen oberhalb von 25 %. Ohne die Sommermonate Jun-Aug, liegt der Eigenverbrauch oberhalb von 40 %, was im Jahresergebnis zu einem sehr guten Wert für den Eigenverbrauch führt.

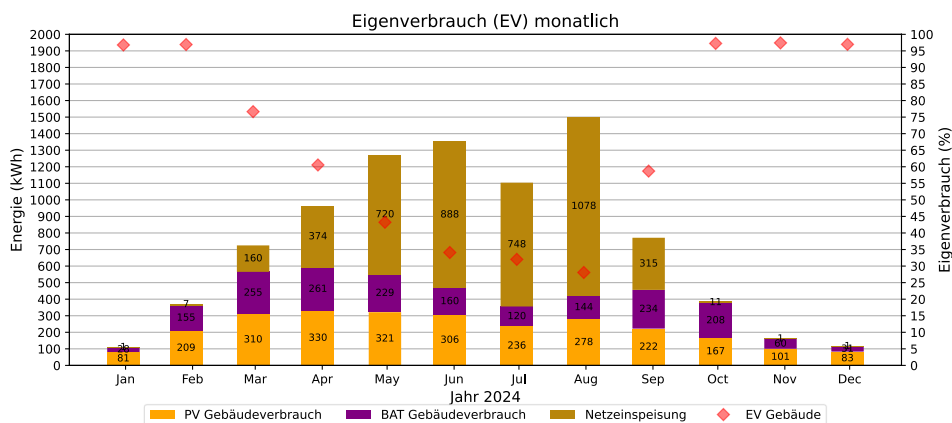


Abbildung 99: PV-Eigenverbrauch Gebäude monatlich

Wird der Autarkiegrad (AUT) auf das gesamte Gebäude monatlich betrachtet, so bleiben die Gebäudeanteile von Batterie und PV gleich und an Stelle der Netzeinspeisung wird der Netzbezug des Gebäudes mit betrachtet. Hier zeigt sich die umgekehrte Tendenz: In den Wintermonaten ist Netzbezug zur vollen Versorgung des Gebäudes erforderlich: Im Zeitraum Jan. sowie Nov.-Dez. sind nur noch sehr geringe Beiträge von PV und Batterie zu verzeichnen. Dies spiegelt der Wert für Autarkie wider, der zu diesen Zeiten unter 15 % sinkt. Der Wert steigt bzw. fällt in den Übergangszeiten und liegt im Zeitraum Mai-Aug. nahezu bei 100 %.

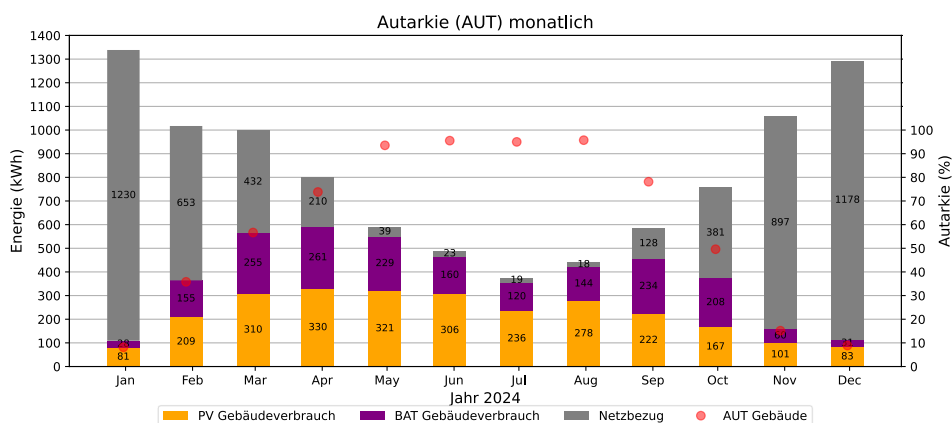


Abbildung 100: Monatlicher Stromverbrauch und Autarkiegrad des Gebäudes

Bis hierher wurden vor allem die Stromflüsse bzw. Strombilanzen in den Fokus genommen. Um den Betrieb der Wärmepumpe innerhalb des Gebäudes sowie deren potenzielle Versorgung durch PV und Batterie mit Blick auf tages- und jahreszeitliche Abhängigkeiten zu betrachten wurde eine Heatmap entwickelt, die in Abbildung 101 dargestellt ist. Die y-Achse stellt die Tagesstunden, die x-Achse die Tage im Jahr dar. Die einzelnen

Punkte der Matrix entsprechen der Strommenge, die von der Wärmepumpe pro Stunde verbraucht wird. Die Höhe des Stromverbrauches durch die WP wird durch die Intensität der Einfärbung dargestellt. Die Einfärbung entspricht der Stromquelle, wobei hier der Ansatz PrioWP (PrioWP: WP hat Vorrang in Versorgung durch PV+BAT, vgl. Abschnitt 0) gewählt wurde. Die Einfärbung erfolgt dabei je nach prozentualen Energieanteil durch PV+BAT (grün entspricht 100 % Anteil PV+BAT; rot (0 %) entspricht vollständigem Netzbezug). Um die Obergrenzen von Leistung und Energien einzuordnen wurden die Maxima bestimmt: In diesem Betriebsjahr betrug die maximal gemessene WP-Leistung 6,4 kW (max. Energie pro Stunde: 3,6 kWh). Der maximal mögliche Anteil der WP versorgt durch PV+BAT betrug 4,8 kW (max. PV+BAT-Energie pro Stunde: 3,2 kWh).

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes
.....

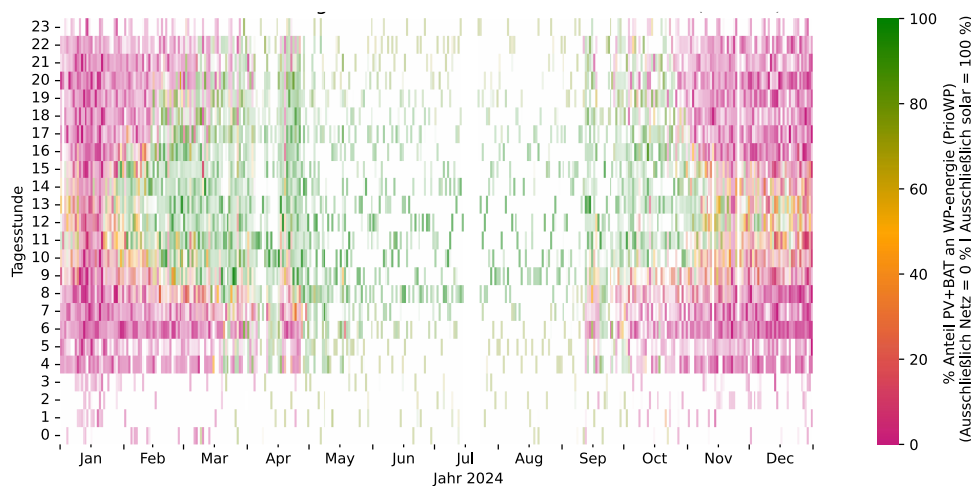


Abbildung 101: Heatmap stündlicher WP-Stromverbrauch eingefärbt nach Stromquelle (Strategie PrioWP)

Bis auf eine erkennbare Nachtabenkung des Heizbetriebs folgen die Zeiten für Trinkwasser- und Heizungsbeladung keinem tageszeitlichen Muster oder typischen Wochentagen. In Stunde 4 und 6 ist z.B. gegenüber Stunde 5 eine häufigere Heizungsbeladung zu verzeichnen.

Es ist zu erkennen, dass besonders innerhalb der Übergangszeiten von Februar bis April sowie September bis Oktober potenziell die verfügbaren solaren Anteile zur Versorgung der WP genutzt werden können (Bereiche mit nahezu deckenden grünen Markierungen). Die Batterieanteile können nur genutzt werden, wenn aus den Tagesüberschüssen eine ausreichende Beladung erreicht werden konnte.

Mitte bis Ende April sowie Anfang September sind bis in die Abendstunden fast durchgängig grüne Bereiche zu erkennen, wobei hier die WP aus der Kombination von PV+BAT betrieben wurde. In der Heizperiode mit geringer Sonnenscheindauer ist umgekehrt der Betrieb fast ausschließlich aus dem Netz erforderlich. Weiterhin ist sichtbar, dass die im Sommer betriebene nächtliche Trinkwasserversorgung (zu Tagesstunden 0 - 3 sowie 20 - 23) nicht zu 100 % durch die Batterie bereitgestellt werden kann (vgl. ff. Betrachtung). Dies ist an dem Farbton erkennbar der zu diesen Markierungen von grün in Richtung gelb wechselt.

Im nächsten Schritt wurde untersucht, wie sich die Stromflüsse zu verschiedenen Tageszeiten darstellen. Hierfür wurden die Energien über das Jahr zu den einzelnen

Tagesstunden aufsummiert (vgl. Abbildung 102, Tagesstunde 0:0:00 – 0:59 usw.). Die **drei Säulen für jede Tagesstunde** entsprechen folgenden Größen:

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

- Links: **WP-Stromverbrauch** (unterschieden nach PV, Batterie und Netzanteil; Ansatz PrioWP, Säulenende grün)
- Mitte: **Gesamter Gebäudestromverbrauch inkl. WP** (rot)
- Rechts: **Stromerzeugung PV+BAT** (unterschieden nach Anteilen an der Gebäudeversorgung (PV+BAT) sowie der Netzeinspeisung in gold)

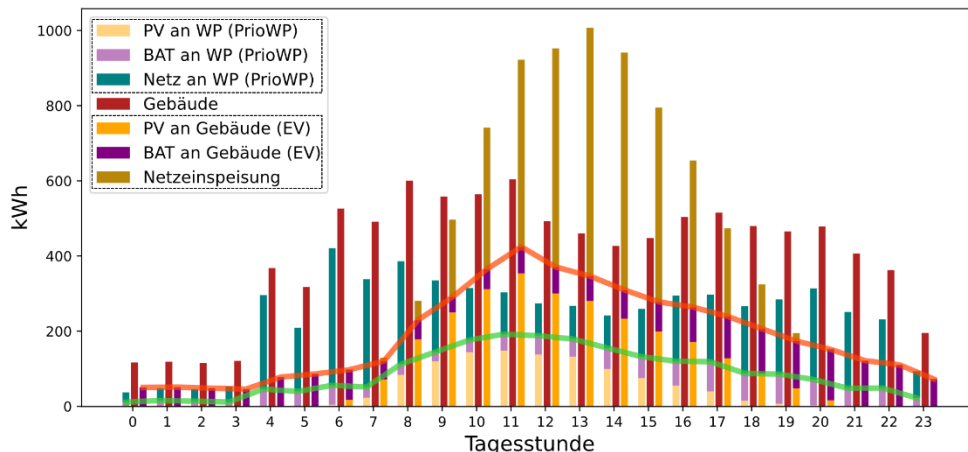


Abbildung 102: Energiesummen mit Autarkie / Eigenverbrauch-Kurven für Gebäude / WP über Tagesstunden

Die quer verlaufende rote Linie bezieht sich auf die lokale Stromerzeugung und zeigt den Autarkieanteil für das Gebäude pro Tagesstunde an. Die quer verlaufende überlagerte grüne Linie zeigt den Autarkieanteil der WP, bei Betrachtung der Lastfolge PrioWP an. Beide Linien zeigen zudem jeweils den Eigenverbrauchsanteil gegenüber dem Ende der goldenen Säule der Netzeinspeisung an.

Auffallend ist, dass in Stunde 4 – 7 (4:00 - 7:59) in Summe relativ hohe WP-Anteile und damit auch hohe Gebäudeverbräuche bei vergleichbar geringer solarer Deckung durch Batteriespeicheranteile sichtbar sind (grüne Linie gegenüber grünem Ende von Säulen). Hierin spiegelt sich der morgendliche Heizbetrieb in der Winterperiode wider.

In den weiteren Stunden des Tages ist sowohl bei Betrachtung von PrioWP als auch dem Gebäude eine sehr gute Nutzung des solaren Angebots gegeben (rote Linie gegenüber Ende von roten Säulen, bzw. grüne Linie gegenüber grünem Ende von Säulen).

Zu Stunde 19 - 22 ist eine Teildeckung durch PV+BAT gegeben, dabei sind die WP-Energien in Summe jedoch im abendlichen Heizbetrieb zum Teil höher als tagsüber bei hohem solarem Angebot.

Diese Betrachtung beinhaltet das gesamte Betriebsjahr und wird in einem nächsten Schritt für Sommer und Winterbetrieb aufgetrennt.

Werden die warmen Tage im Jahr betrachtet an denen potenziell nicht geheizt wird (Annahme: Tagesmitteltemperatur > 16 °C) so ergibt sich für das Gebäude eine solare Deckung von nahezu 100 % bei hohen Anteilen für die Netzeinspeisung (vgl. Abbildung 103).

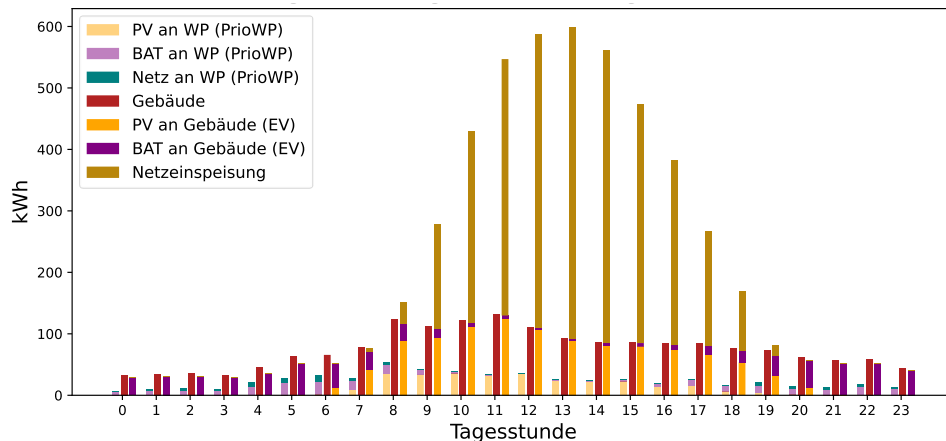


Abbildung 103: Energiesummen für Gebäude / WP über Tagesstunden zu Warmzeiten: Tagesmitteltemperatur > 16 °C

Bei Betrachtung der WP-Energien ist der Netzbezug von 4⁰⁰ - 6⁰⁰ am höchsten, obwohl das Gebäude in diesen Zeiträumen grundsätzlich mit mehr Batterie-Energie versorgt werden kann. Der Grund liegt darin, dass die WP-Lastspitzen zur Trinkwasserbereitung durch die begrenzte Leistungsabgabe des Batteriespeichers nicht gedeckt werden können (vgl. typische Tage Sommer ff.)

Werden die kalten Zeiten des Jahres betrachtet, an welchen häufig die Raumheizung in Betrieb ist (Annahme: Tagesmitteltemperatur ≤ 16 °C), so zeigt sich bei der Anlage ID 559 ein vergleichbar gutes Profil der Nutzung des solaren Angebots, mit effektiver Batteriespeichernutzung in Richtung Abendstunden (vgl. Abbildung 104). Der Block mit den geringsten PV+BAT-Anteilen findet sich – wie bereits über das gesamte Jahr identifiziert – in den Stunden 4 - 7 wieder. Die WP weist bei Betrachtung der Kaltzeiten in Stunde 6 akkumuliert die mit Abstand höchste Heizenergie auf.

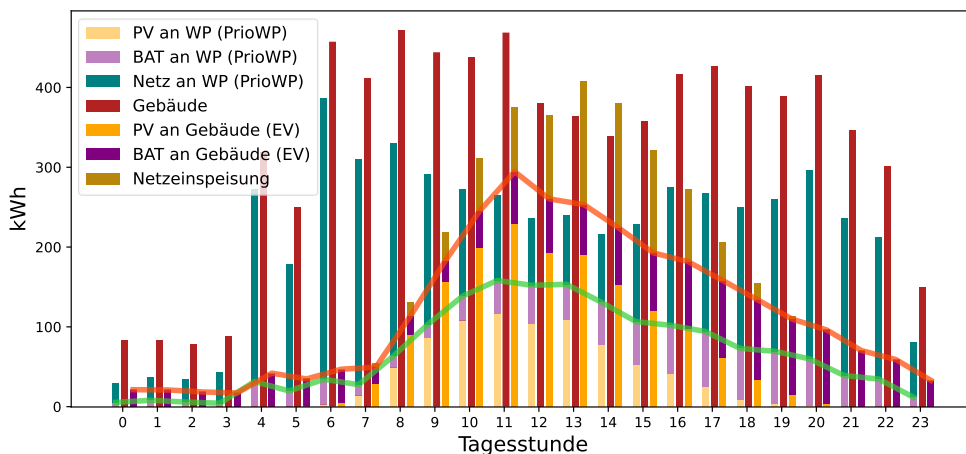


Abbildung 104: Energiesummen mit Autarkie / Eigenverbrauch-Kurven für Gebäude / WP über Tagesstunden Zeiten mit Tagesmitteltemperatur ≤ 16 °C

Um in einem nächsten Schritt typische Betriebstage der WP zu analysieren, wurden entsprechende Tage im Betriebsjahr identifiziert und in Form von zeitlichen Verläufen der

Stromsenken und Stromquellen aufbereitet. Der Fokus wurde dabei auf Sommer, Übergangszeit und Winter gelegt, um weitere Betriebscharakteristika aufzuzeigen. Jeweils drei typische Tage im Sommer sind in Abbildung 105 dargestellt.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Daraus ist ersichtlich, dass der Haushaltsstrom vollständig durch PV+BAT gedeckt werden kann. Bei Betrachtung des Wärmepumpenstroms zeigt sich, dass die nächtlichen Lastspitzen von bis zu 4,8 kW zur Trinkwasserbereitung nur anteilig durch die Batterie gedeckt werden können. Die Batterie liefert eine maximale Leistungsabgabe von 3,1 kW. Es handelt sich hier um keine Inverter-WP. Je nach Beladungstemperaturen der Trinkwasserbereitung wäre mit einer Inverter-WP oder einer Batterie mit höherer Entladeleistung tendenziell eine höhere Autarkie bzw. höherer Eigenverbrauch möglich.

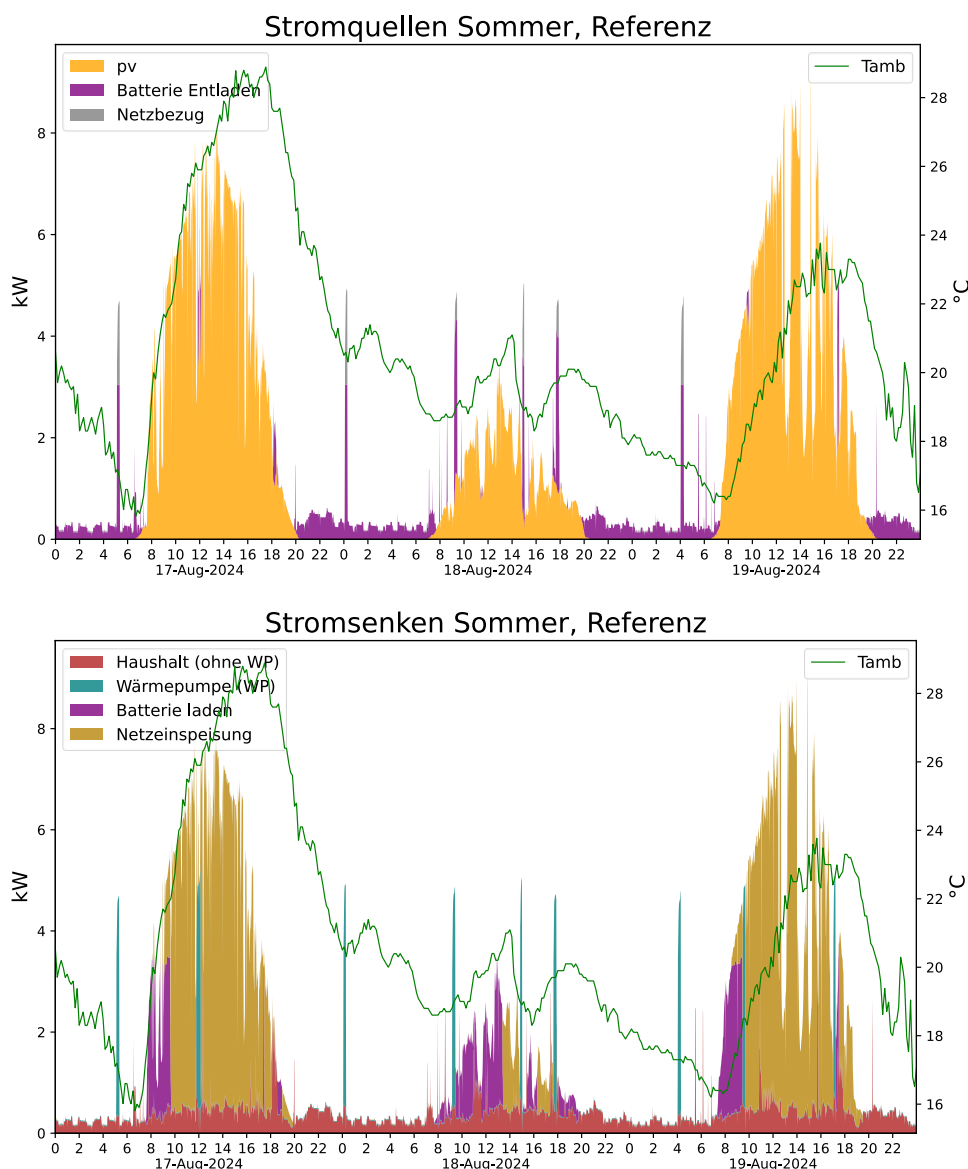
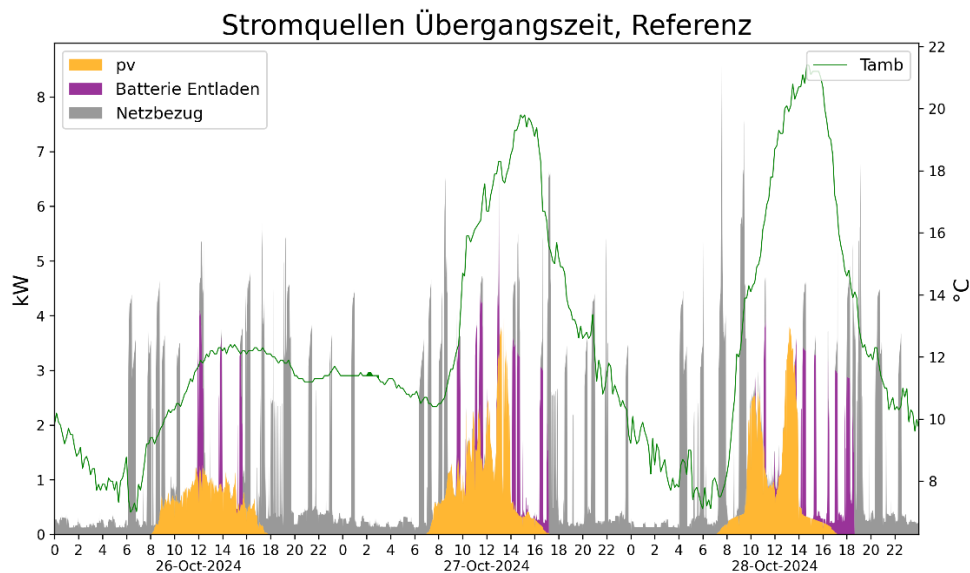


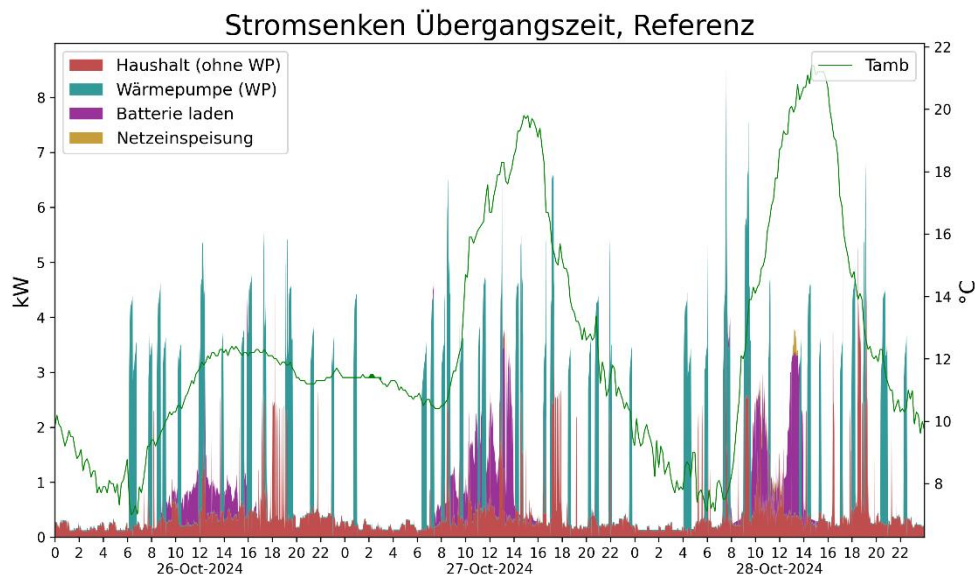
Abbildung 105: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen Sommer (T_{amb} : Umgebungstemperatur)

Die Einspeisung fällt im Sommer wie erwartet hoch aus, wobei die Energien vorerst zur Batteriespeicherladung genutzt werden. Am 18. August mit weniger Einstrahlung sorgt ein erfolgreiches Energiemanagementsystem ebenfalls für die Priorisierung der PV zur Ladung der Batteriespeicher. In den Abbildungen ist auch klar ersichtlich, dass die Batterie in rund 3 h vollständig geladen werden kann. Der Netzbezug spielt im Sommer bis auf die Spitzen zur Trinkwasserbeladung nahezu keine Rolle.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Werden im nächsten Schritt ausgewählte Tage der Übergangszeit betrachtet, fällt ebenfalls das gut funktionierende Energiemanagementsystem auf (Abbildung 106): PV+BAT-Laden / Entladen kann die täglichen Spitzen des WP-Betriebs nahezu vollständig abdecken. Es ist eine sehr gute Batterie-Nutzung in der Übergangszeit sichtbar. Der Heizbetrieb in den Morgenstunden von 4⁰⁰ - 8⁰⁰ ist nicht aus der Batterie bedienbar, weil die Batterie schon weit vorher leer ist (teils bereits um 16 Uhr). Beides bestätigt die Auswertung der akkumulierten Monatswerte (vgl. Abbildung 100). Vereinzelt sind geringe Einspeisemengen sichtbar z.B. 28.10. 13 Uhr, dies aus dem Grund, weil die PV die maximale Batteriespeicher Ladeleistung übersteigt (max. gemessene Ladeleistung: 3 kW).

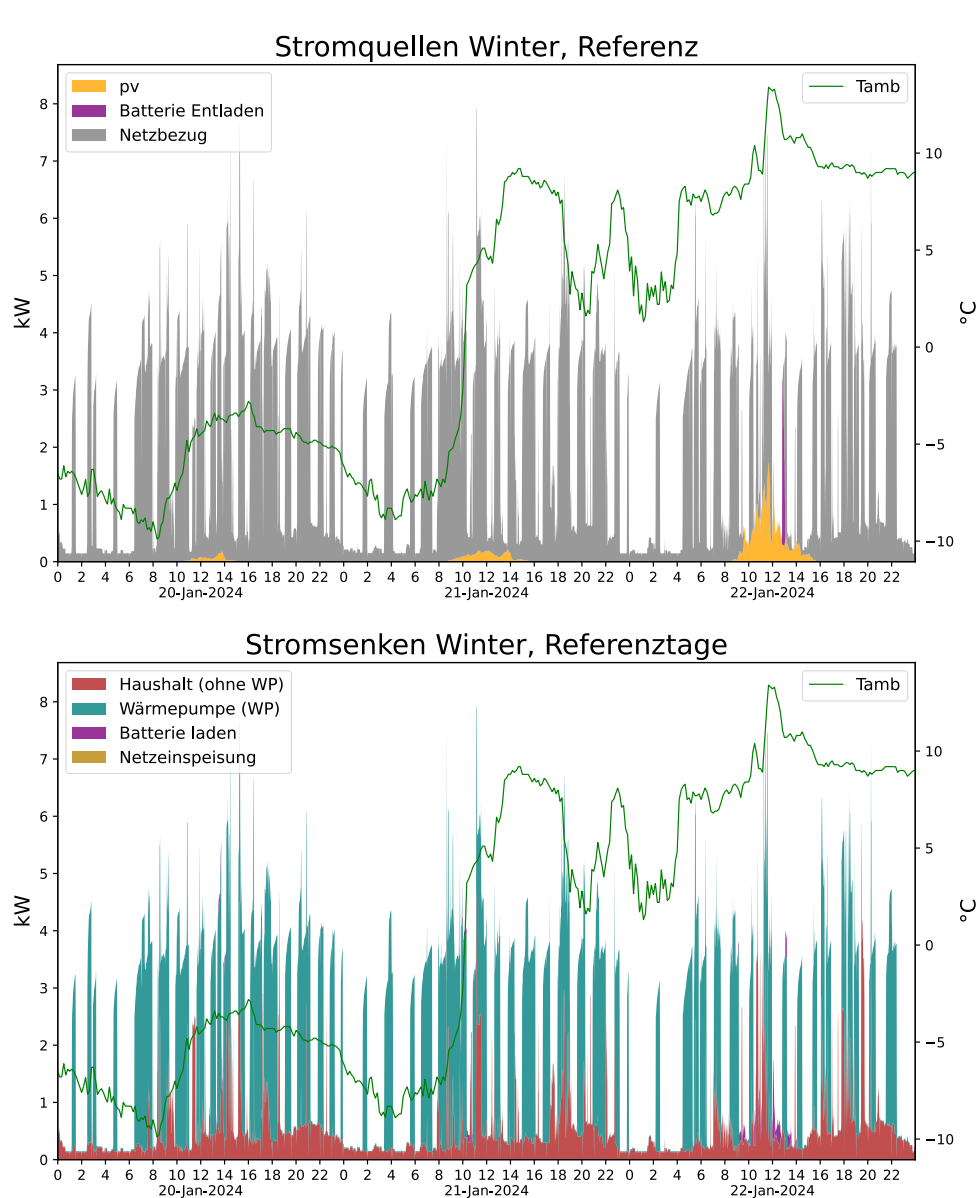




Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes
.....

Abbildung 106: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen in der Übergangszeit (T_{amb} : Umgebungstemperatur)

An den ausgewählten Tagen im Winter erfolgt ein vollständiger Eigenverbrauch (vgl. Abbildung 107). Die geringen Batterieanteile werden bereits mit Beginn der Lastspitzen des Heizens verbraucht.



Bewertung PV-optimierten.....
 Wärmepumpenbetriebes.....

Abbildung 107: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen im Winter (T_{amb} : Umgebungstemperatur)

Ein weiterer Aspekt besteht in der Untersuchung, inwiefern die PV-Eigenverbrauchsoptimierung mit erhöhten Vorlauftemperaturen einhergeht. Um den Einfluss der PV-Optimierung auf die Vorlauftemperaturen aus der Wärmepumpe zu bewerten, wurden dafür geeignete Diagramme erstellt. Abbildung 108 zeigt jeweils Vorlauftemperaturen (Trinkwasser und Heizung) gegenüber der Umgebungstemperatur.

Dargestellt ist in jedem Punkt die mittlere Vorlauftemperatur eines zusammenhängenden Betriebszeitraums („Betriebsblock“) der WP. Dieser ist weiterhin eingefärbt nach Energieanteilen PV+BAT bzw. Netzbezug. Schwächere bzw. transparente Punkte weisen dabei eine geringe Energiemenge im Vergleich zu den anderen Betriebsblöcken auf. Im Diagramm zur Trinkwasservorlauftemperatur zeigen sich vorwiegend bei hohem solarem Versorgungsanteil erhöhte VL-Temperaturen zur Trinkwasserbereitung von etwa 5 K. Hinsichtlich des Heizbetriebs ist ebenfalls eine leichte Erhöhung der VL-Temperatur von

ca. 2 K bei hohen PV+BAT-Anteilen zu verzeichnen. Beide Beobachtungen spiegeln die Betriebsstrategie der WP zur Eigenverbrauchserhöhung wider, wonach bei einem Überschussstrom von 2 kW die Solltemperatur für die Trinkwasserbeladung um 5 K, und bei Heizbetrieb die Heizkurve um 2 K angehoben wird. Die Ansteuerung erfolge über eine Relaissteuerung entsprechend des *Smart Grid Ready* -Labels (SGR) auf den Betriebszustand 3 (SG1: 0, SG2: 1). Im Winter ist eine um ca. 8 K abgesetzte Heizkurve mit wenigen, aber energetisch relevanten Betriebspunkten erkennbar (hier ca. 0,8 kWh/Betriebsblock).

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

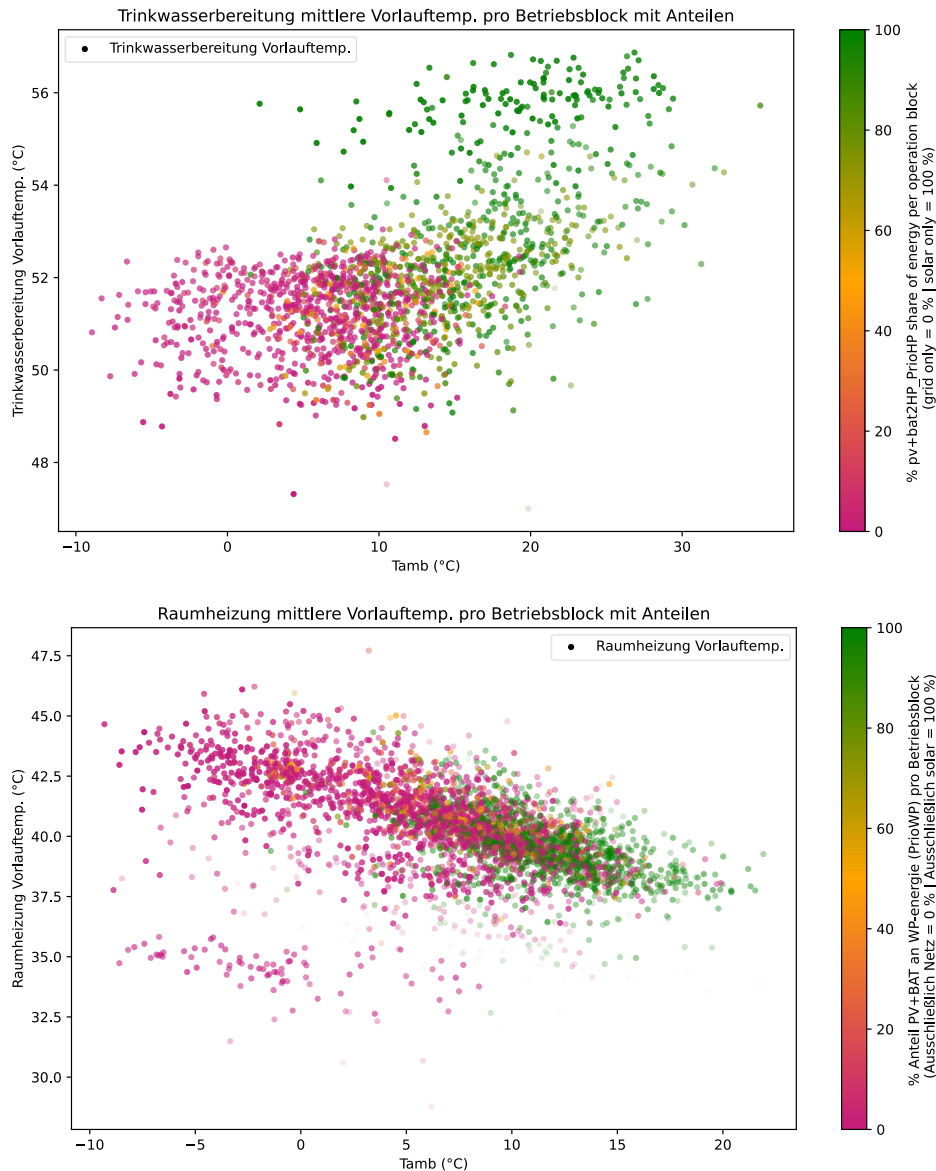


Abbildung 108: Korrelationen zwischen PV+BAT Anteilen und Vorlauftemperaturen für Trinkwasserbereitung (oben) und Raumheizung (unten)

Die beobachteten Effekte wurden in geeigneten Histogrammen unter Berücksichtigung der Steuer-Signale aufbereitet, um die Energieanteile jeweils für Trinkwassererwärmung und Heizung auszuwerten (vgl. Abbildung 109).

Bei der Trinkwasserbereitung sind maßgebliche PV+BAT bzw. Anteile infolge des *Smart Grid Ready* Steuersignals Betriebszustand 3 (SG1: 0, SG2: 1, hier „SGR=ON“) ab einer VL-Temperatur von 53 °C zu verzeichnen. Ab 55 °C sind die PV+BAT bzw. PV+BAT+SGR-Anteile durchweg höher als die Anteile aus dem Netzbezug. Hier wird die Verschiebung um 5 K bei den Energiemengen qualitativ deutlich erkennbar.

Bei den Anteilen infolge der Erhöhung des Heizungs-VL ist im Histogramm keine deutliche Verschiebung sichtbar. Werden die Summen der Energieanteile aufgrund der Aktivierung des *Smart Grid Ready* Betriebszustandes „aktiv“ von Trinkwasserbereitung und Heizung hinsichtlich der zur Flexibilisierung nutzbaren Energiemenge verglichen, so fallen sie bei der Trinkwasserbereitung in etwa doppelt so hoch aus wie bei der Heizung.

Einschränkend muss zu Abbildung 109 auf folgenden Sachverhalt hingewiesen werden: Sofern nach einem WP-Start durch ein SGR-Signal die WP weiterhin den Sollwert bedient, das SGR-Signal zwischenzeitlich jedoch wieder ausgeschaltet wurde, ist der Nachlaufbetrieb der WP ohne SGR-Signal nicht als Anteil infolge der SGR-Ansteuerung berücksichtigt, sondern entsprechend dem nachlaufenden Netz und/oder PV+BAT-Anteil. D.h. die durch ein SGR-Signal getriggerten und dann nach Ausschalten des SGR-Signals weiter betriebenen WP-Anteile können in der Praxis noch höher ausfallen.

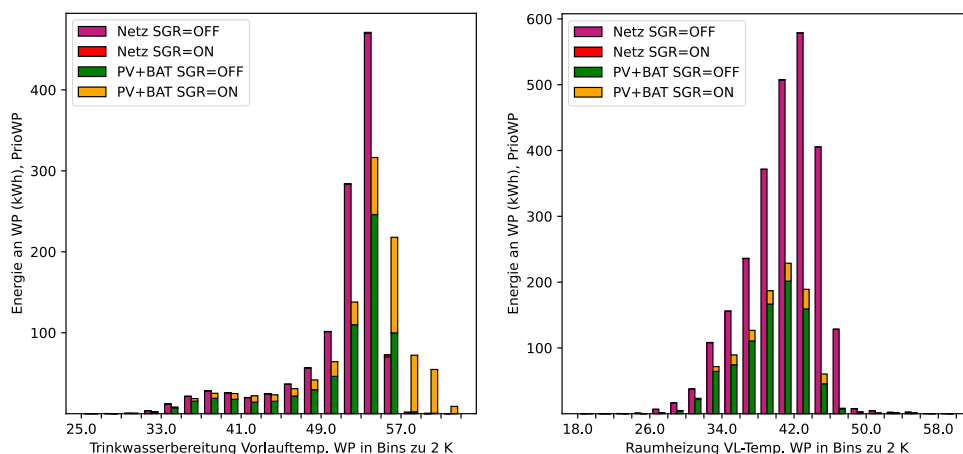
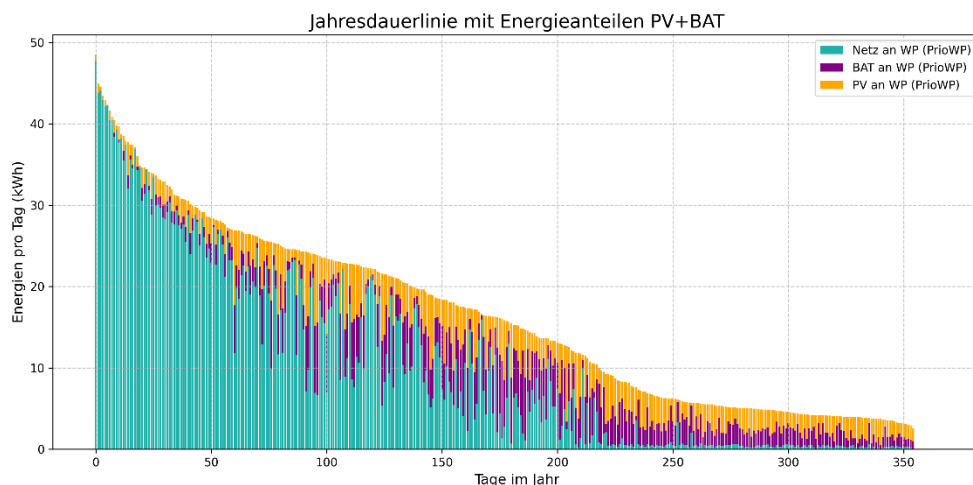


Abbildung 109: Histogramme Vorlauftemperaturen nach Energieanteilen/SGR Signal (PrioWP)

Abschließend zur Betriebsanalyse kann die Betrachtung der Jahresdauerlinie entlang der entsprechenden Energieanteile betrachtet werden. Diese bestätigt die bisherigen Erkenntnisse: Besonders in der Übergangszeit wird das PV-Angebot in Kombination mit Batterien sinnvoll genutzt (vgl. Abbildung 110). Sichtbar ist auch, dass die Trinkwasserbereitung im Sommer nicht 100 % durch PV+BAT gedeckt werden kann (durch begrenzte Batterieentladeleistung vgl. typische Tage Stromquellen Sommer). Die dadurch verlorenen Deckungsanteile sind jedoch vergleichbar gering.

Weiterhin ist sichtbar, dass bei Priorisierung der WP (PrioWP) diese – bis auf etwa 20 Tage mit dem höchsten WP-Stromverbrauch und sehr geringen solaren Beiträgen – nahezu durchgehend mit hohen solaren Anteilen versorgt werden kann.



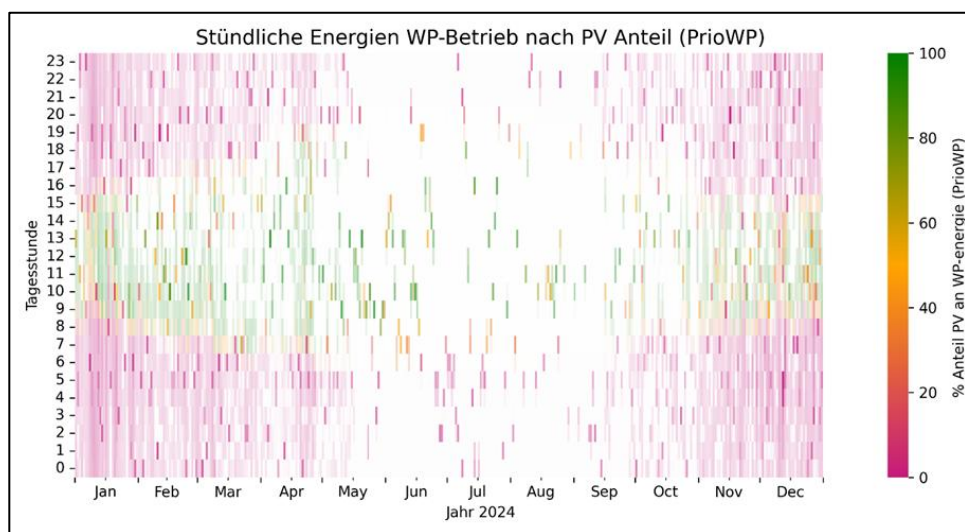
Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Abbildung 110: Jahresdauerlinie aufgeteilt nach Netz, Batteriespeicher und PV-Anteil (PrioWP)

Vergleich mit und ohne Eigenverbrauchsoptimierung

Um die grundsätzliche Betriebscharakteristik mit und ohne Eigenverbrauch-Optimierung an einem Beispiel zu betrachten, wurden zwei Anlagen verglichen, welche ein ähnliches WPPot aufweisen (Erläuterung zu WPPot: Abschnitt 8.1.2) sowie eine ähnliche Speicher-konfiguration. Anlage ID 512 ohne Eigenverbrauch-Optimierung wurde dabei mit Anlage ID 551 mit Eigenverbrauch-Optimierung verglichen. Die Betrachtung der Heatmap der Betriebscharakteristik zeigt die Unterschiede (vgl. Abbildung 111 und Abbildung 112).

Der Regelansatz bei der Eigenverbrauch-optimierten Anlage besteht in einer Erhöhung der Trinkwasserspeichertemperatur bis T_{max} sowie erhöhten Vorlauftemperaturen für die Raumheizung. Aus Abbildung 112 ist im Vergleich deutlich zu sehen, wie sich der WP-Betrieb mit erhöhten Lasten auf Zeiten mit erhöhtem solarem Angebot (Mittagszeit) konzentriert.



Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....

Abbildung 111: Anlage ID 512 Heatmap HPel ohne Eigenverbrauch-Optimierung (Speicher TW: 300 l / RH 120 l)

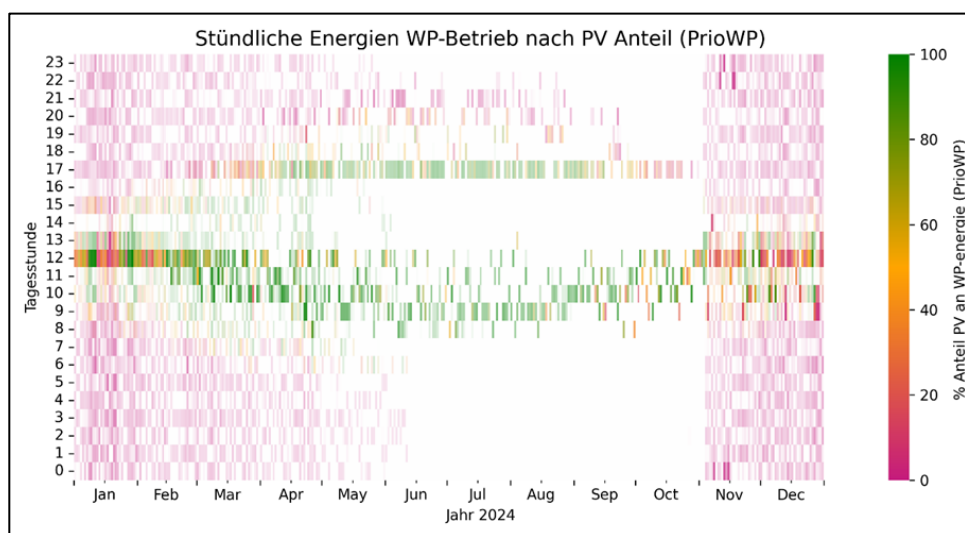
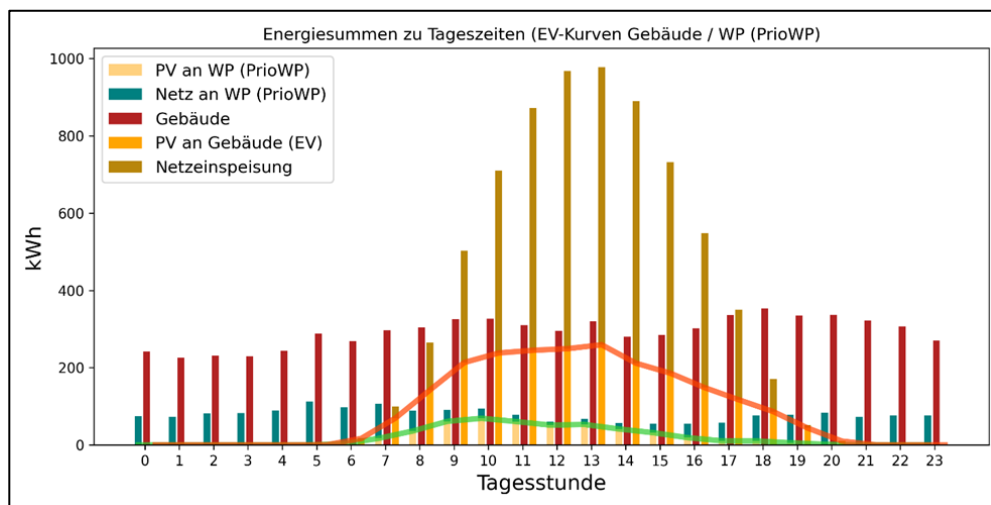


Abbildung 112: Anlage ID 551 Heatmap HPel mit Eigenverbrauch-Optimierung (Speicher TW: 230 l / RH 120 l)

Werden die akkumulierten Energiesummen zu den Tagesstunden betrachtet so zeigen sich bei der Anlage ohne Eigenverbrauch-Optimierung zu den Stunden 12 - 17 tendenziell verringerte WP-Energien (vgl. Abbildung 113).

Bei der Eigenverbrauch-optimierten Anlage wird erfolgreich der WP-Verbrauch mit dem solaren Angebot bis Stunde 12 erhöht und dies erneut bis etwa zu Stunde 17 (vgl. Abbildung 114).



Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Abbildung 113: Anlage ID 512 ohne Eigenverbrauch-Optimierung akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden

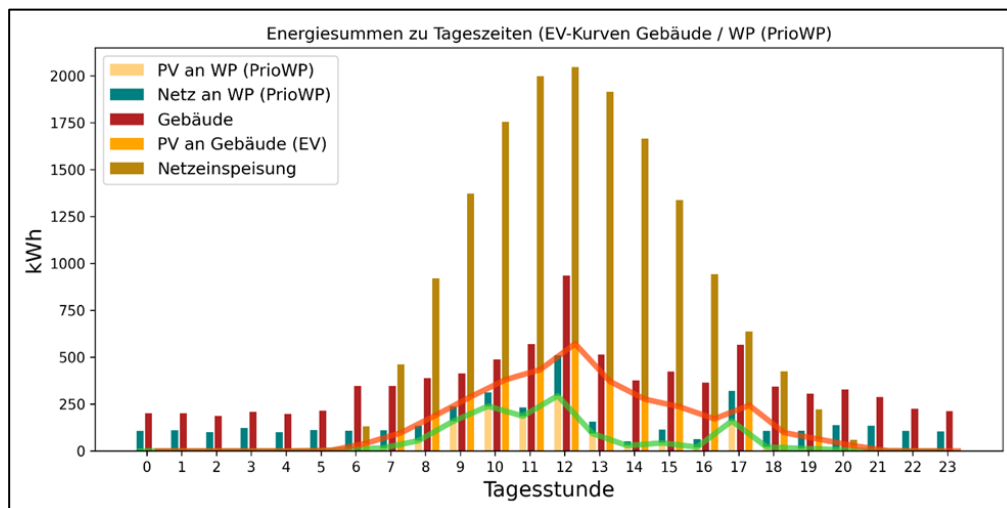


Abbildung 114: Anlage ID 551 mit Eigenverbrauch-Optimierung akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden

In Stunde 14 - 16 wird durch Erreichung von $T_{\max}$ des TW-Speichers bzw. der VL-Erhö-
hung zur Raumheizung eine Sättigung des thermischen Speichers erreicht, wodurch
keine höheren PV-Anteile mehr genutzt werden können. Dies könnte ggf. durch eine
Anpassung der thermischen Speicherkapazität weiterhin verbessert werden.

Die Anlage mit Eigenverbrauch-Optimierung liegt im Wert AUT_{PrioWP} 11 % und im
 EV_{Pr-oWP} 2 % über der Anlage ohne PV-Optimierung. Der geringe Unterschied im Eigen-
verbrauch liegt maßgeblich daran, dass mit höheren Werten für WPPot ($WPPot \geq 3,8$)
grundsätzlich weniger Potenzial für einen hohen WP-Eigenverbrauchsanteil gegeben ist,
während sich der Autarkiegrad mit hohen WPPot eher verbessern kann. Zudem sind wei-
tere technische Eigenschaften der Anlagen unterschiedlich wie z.B. die Wärmequelle:
Luft für die Eigenverbrauch-optimierte Anlage und eine Erdsonde für die Anlage ohne
Eigenverbrauch-Optimierung.

Vergleich von Eigenverbrauchs-Optimierungsstrategien

Im Rahmen der ausgewerteten Anlagen lassen sich qualitativ zwei Anlagen hinsichtlich der unterschiedlichen Eigenverbrauch-Optimierungsstrategien bzw. deren erfolgreicher Umsetzung vergleichen. Anlage ID 527 weist ein WPPot von 2,1 mit einer Batteriespeicherkapazität von 15 kWh, ID 559 ein WPPot von 1,5 mit einer Kapazität von 11,7 kWh auf. Die Situation der thermischen Speicherung ist ähnlich (ID 527 mit 600 l Kombi zu ID 559 mit 650 l TW und 100 l RH Speicher).

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

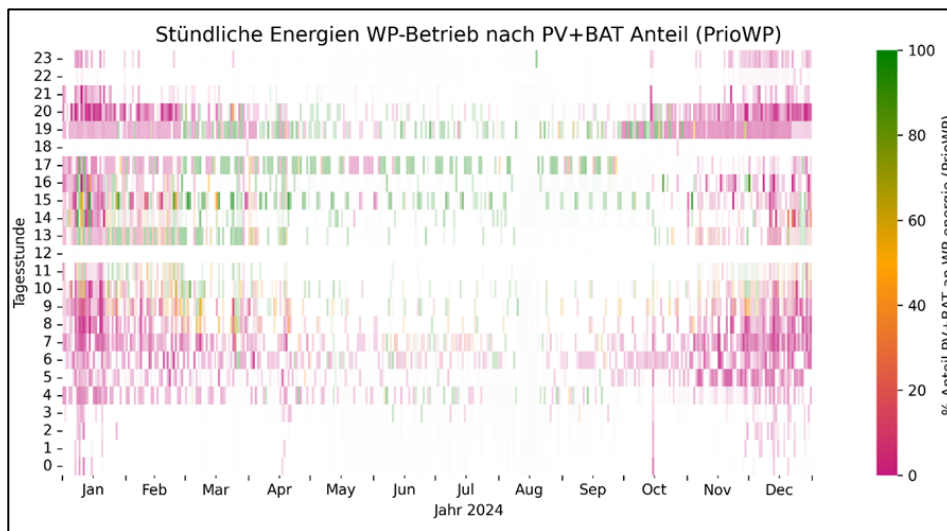


Abbildung 115: Anlage ID 527 Heatmap HPel (Kombispeicher 600 l)

Anlage ID 527 wird zusätzlich mit einer zeitgesteuerten Regelung betrieben mit unterschiedlichen Modi für Werktag/Wochenende. Zudem sind eindeutige Sperrzeiten erkennbar (Tagesstunde 12 und 18). Es werden Werte für EV_{PrioWP} von 11 % und AUT_{PrioWP} von 24 % erreicht.

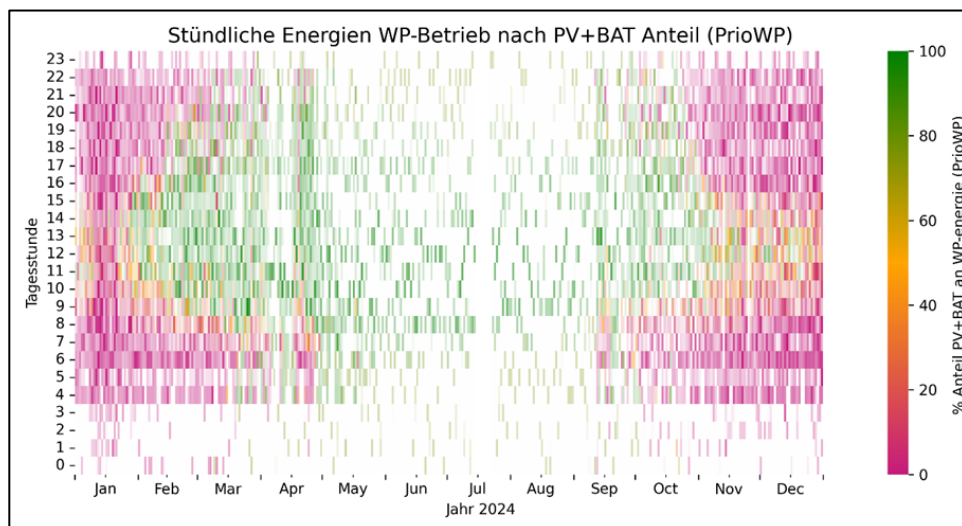


Abbildung 116: Anlage ID 559 Heatmap HPel (Speicher TW: 650 l / RH 100 l)

Beide Anlagen haben eine Nachtabenkung von 21° bis 4°. Ein sehr großer Unterschied besteht in der Beladeaufteilung: Die Anlage ID 527 weist einen atypisch hohen

Beladeanteil der oberen Zone des verbauten Kombispeichers von ca. 70 % im Verhältnis zum Raumheizungsanteil mit geringeren Ladetemperaturen auf und verfügt zusätzlich über eine E-Ladestation. Trotzdem soll ein qualitativer Vergleich gezogen werden. Die Regelungsansätze sind dabei ähnlich (ID 527: Bei PV-Überschuss Erhöhung TW +7 K / RH + 10 K; ID 559: Bei >2 kW PV-Überschuss Erhöhung TW bis +5 K / RH bis + 2 K). In Abbildung 115 und Abbildung 116 ist jeweils die Jahresbetriebscharakteristik als Heatmap dargestellt.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Anlage ID 559 weist keine Sperrzeiten auf und platziert insgesamt den WP-Betrieb im Vergleich sinnvoller im Bereich des solaren Angebots. Es werden jeweils um mehr als 10 %-Punkte höhere Werte für EV_{PrioWP} von 24 % und AUT_{PrioWP} von 36 % erreicht, dies bei einem geringeren WPPot.

Werden die Energiesummen zu den Tageszeiten betrachtet (vgl. Abbildung 117) so sind bei Anlage ID 527 eindeutig die WP-Sperrzeiten zu Stunde 12 und Stunde 18 zu erkennen.

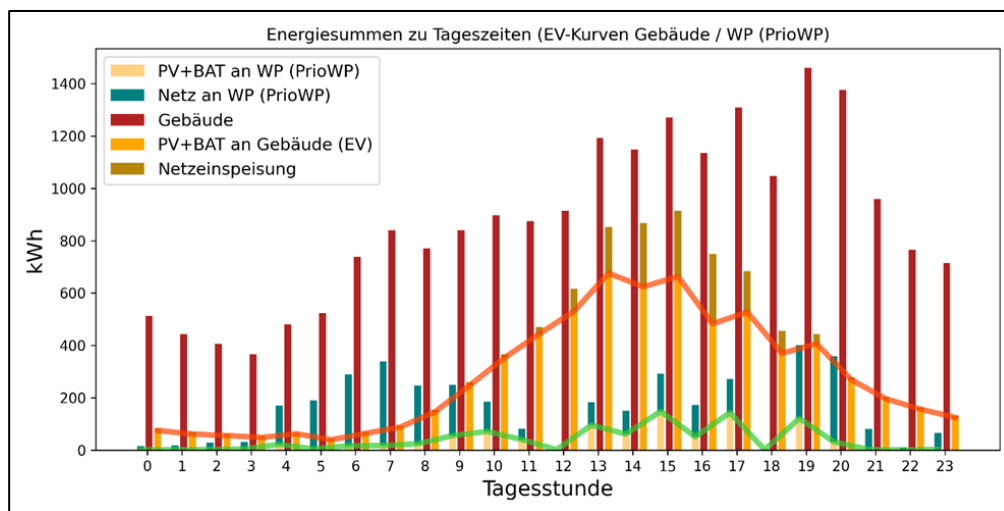


Abbildung 117: Anlage ID 527 akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden

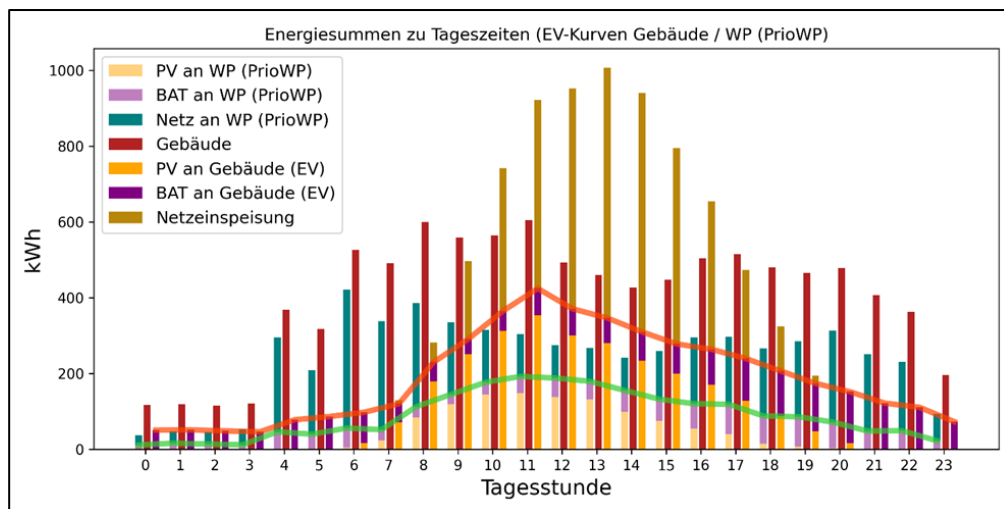


Abbildung 118: Anlage ID 559 akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden

Insgesamt ist der WP-Betrieb zu Zeiten hohen solaren Angebots geringer als in den Morgen- und Abendstunden. Der Gebäudeverbrauch ist vergleichbar hoch (inklusive Ladestation). Das Gebäude weist dabei auch einen auffällig hohen Eigenverbrauch-Anteil von 83 % auf (geringe Einspeiseanteile). Die Priorität der übergreifenden Eigenverbrauch-Optimierung für das Gebäude liegt offensichtlich weniger bei der WP.

Bei Anlage ID 559 bestätigt die Verteilung der Energiesummen über den Tageszeiten ein erfolgreiches Management zur solaren Deckung des WP-Betriebs. (Abbildung 118). Der WP-Betrieb macht dabei im Vergleich zu ID 527 einen wesentlich höheren Anteil am Gebäudeverbrauch aus.

Die Ergebnisse zeigen, dass Eigenverbrauch-Optimierungen nicht alleine für die WP, sondern immer in Bezug auf den Gesamtverbrauch erfolgen sollte, z.B. durch ein Home Energy Management System (HEMS).

8.1.5 Detailanalyse zur Effizienzminderung bei PV-optimierten Betrieb

Die Wärmepumpe ID 559 wurde detailliert mit Blick auf die Minderung der Effizienz infolge des PV-optimierten Betriebs bewertet. Methodik und Ergebnisse sind ausführlich in Kapitel 8.1.2 dargestellt. Nachfolgend wird daraus auszugsweise mit Hilfe der Grafiken in Abbildung 119 eingegangen. Diese Anlage ist ebenso Teil der detaillierte Betriebsanalyse in Kapitel 8.1.4

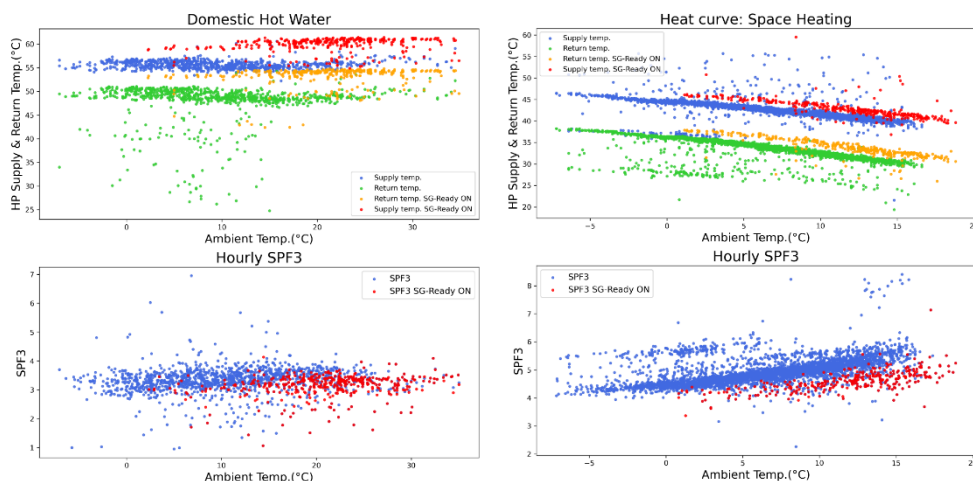


Abbildung 119: Auswirkung des PV-optimierten Betriebs auf die Betriebstemperaturen (oben) und die Effizienz, (unten, Stundenmittelwert der Arbeitszahl) unterschieden nach den Betriebsmodi Trunkwassererwärmung (links) Raumheizung (rechts), wobei jeder Punkt einem Betriebspunkt entspricht

Wie in der Tabelle 7 beschrieben, besteht die Betriebsstrategie zur PV-Eigenstromerhöhung in einer 5 K Anhebung der Solltemperatur im Speicher zur Trinkwassererwärmung und eine 2 K Anhebung der Heizkurve, wenn mehr als 2 KW PV-Überschussstrom zur Verfügung stehen. Links oben in Abbildung 119 werden die mittleren gemessenen Vor- und Rücklauftemperaturen pro Betriebsblock im wärmegeführten sowie im PV-optimierten Betrieb dargestellt. Die Ansteuerung erfolgt über die Schnittstelle des *Smart Grid Ready* - Labels

Entsprechend des PV-Stromangebotes tritt der PV-optimierte Betrieb tendenziell bei wärmeren Außenlufttemperaturen auf. Im Mittel beträgt die gemessene Solltemperaturanhebung zur Trinkwassererwärmung 4,2 K. Unten links werden pro Betriebsblock die

Effizienzwerte dargestellt, die im PV-optimierten Betrieb aufgrund der höheren Betriebstemperaturen geringer ausfallen. Mittels Außenlufttemperaturbezogener Rückrechnung der Effizienzmindering wurde im Trinkwassererwärmungs-Modus eine Verringerung der JAZ infolge des PV-optimierten Betriebes von 6 % ermittelt. Auf der rechten Seite der Abbildung 119 wird die gleiche Betrachtung für den Raumheizmodus angestellt. Im PV-optimierten Betrieb wurden im Mittel um 1,8 K höhere Temperaturen gemessen und es wurde zudem eine unnötige Erhöhung der Heizgrenze um ca. 3 K beobachtet. Die JAZ im Raumheizmodus wurde um ca. 4 % verringert. Hinzu kommen die an dieser Stelle nicht betrachteten Speicherverluste infolge höherer mittlerer Speichertemperaturen.

Bewertung PV-optimierten.....
 Wärmepumpenbetriebes.....

Bei jeder Abweichung vom wärmegeführten Betrieb, sei es zur Optimierung der lokalen PV-Stromnutzung oder des mittleren Strompreises bei dynamischen Tarifen, stellt sich die Frage nach dem Regelansatz für die Wärmepumpenanlage. Dies stellt mit Blick auf die individuellen Randbedingungen eine ebenso individuelle Optimierungsaufgabe dar. Im vorgestellten Fall wurde ein Regelungsansatz gewählt, die zu entsprechend moderaten Effizienzminderingen führt. Mit Blick auf die in 8.1.6 beschriebenen Stromkostenvorteile werden hier trotz Effizienzmindering signifikante Vorteile erzielt. Bei der Wahl forcierter Betriebsstrategien, insbesondere beim Einsatz des Elektroheizstabes, sollte eine Kosten/Nutzen-Betrachtung in jedem Fall angestellt werden.

Tarifmodelle

Die zunehmende Sektorkopplung und der notwendige, schnelle Ausbau von dezentral einspeisenden, fluktuierenden Stromerzeugern führt zu einer höheren Beanspruchung der Verteilnetze und zu einer erheblichen Veränderung der Preise an den Strommarktbörsen. Um lokale Flexibilitätsoptionen besser nutzen zu können und den notwendigen Ausbau der Verteilnetze kostenoptimal gestalten zu können erfolgt eine regelmäßige Anpassung des Strommarktdesigns. Mit der Novelle des §14a EnWG zum 01.01.2024 wurden Veränderungen sowohl bei der Vergütung von eingespeistem PV-Strom als auch bei Strom zum Betrieb einer Wärmepumpe eingeführt. Dies bezieht sich auf Anlagen, die nach Inkrafttreten der Novelle installiert wurden. Die Novelle adressierte unterschiedliche Komponenten des Strompreises: Den Arbeitspreis, Kosten für Zählerinfrastruktur und Netzentgelte.

Für die Analyse der Auswirkungen dieser Novelle auf die Stromkosten der gemessenen Wärmepumpenanlagen wird ein generischer Ansatz gewählt. Die Anteile für PV- und Netzstrom werden für alle Anlagen mit identischen Tarifen bewertet, um eine gute Vergleichbarkeit zu erreichen. Für den Bezug von Netzstrom werden vier Tarife betrachtet: Ein gewöhnlicher Haushaltstarif (HH-Tarif), zwei Wärmepumpentarife (WP-Tarif alt, WP-Tarif neu) sowie ein dynamischer Tarif mit sich stündlich ändernden Strompreisen auf der Basis von Day-Ahead Börsenpreisen (EPEX Spot Marktpreis). Dynamische Netzentgelte wurden nicht betrachtet. Die WP-Tarife werden aufgrund der Novelle des §14a EnWG zum 01.01.2024 unterschieden. Dieses Datum trennt die WP-Tarife alt und neu. Wärmepumpeninstallationen nach dem 01.01.2024 benötigen demnach ausschließlich den WP-Tarif neu. Der WP-Tarif neu geht damit einher, dass die Wärmepumpenleistung durch den Netzversorger vorübergehend auf 4,2 kW begrenzt werden kann (bis zu 2h pro Tag), um Netzüberlastungen vorzubeugen. Für den Nachteil der potenziellen Leistungsbegrenzung der Wärmepumpe gibt es einen gesetzlich vorgesehenen finanziellen Ausgleich. Dieser Ausgleich wird je nach Ausgestaltung als Modul 1, 2 oder 3 beschrieben.

Tabelle 9: „Module“ zur Reduktion der Netzentgelte bei schaltbaren Stromverbrauchern nach §14a EnWG

Modul 1 (Pauschal)	Modul 1 (Prozentual)	Modul 3 (Zeitvariabel)
Pauschale Reduzierung des Netzentgeltes - unabhängig von dem Verbrauch. Kein separater Zähler für das Gerät erforderlich	Senkung des Netzentgelts um 60 %. Das Netzentgelt ist Bestandteil des Strompreises. Die Höhe der Entlastung ist abhängig vom Verbrauch.	Ziel dieses Moduls ist die Reduzierung von Lastspitzen im Netz. Es sind Zeitfenster mit drei Netzentgelttarifen vorgesehen.

Zur relativen Vergleichbarkeit wurden Ökostrom Angebote auf Basis eines Wärmepumpen Stromverbrauchs von ca. 3.500 kWh und einer Laufzeit von 12 Monaten für die Region Hamburg (PLZ: 20095) online recherchiert. Hamburg weist im regionalen Vergleich innerhalb Deutschlands mitunter die höchsten Strompreise auf. Für die Vergleichbarkeit sollten alle Optionen von einem Stromanbieter online angeboten werden, wobei zum Zeitpunkt der Recherche insgesamt weniger als fünf Anbieter mit vollständigem online Angebot aller Optionen verfügbar waren. Hamburg wurde als Region gewählt, weil hier der recherchierte Haushaltstarif inkl. Grundpreis in etwa dem von der BDEW ermittelten

durchschnittlichem deutschen Strompreis inkl. Grundpreis entspricht (Quelle: BDEW Strompreisanalyse vom Juli 2025). Es wurden folgende Tarife gewählt:

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

- **Haushaltstarif, gemeinsamer Zähler für WP und Haushalt:** Unter der Annahme der WP-Installation nach 1.1.2024. Der Grundpreis dieses Tarifs wurde pauschal für 3500 kWh zur Hälfte angesetzt, da kein zweiter Zähler für den Haushalt erforderlich ist. Für die Reduzierung der Stromkosten durch die Steuerbarkeit der WP wurde pauschal Modul 1 für 3500 kWh angesetzt. Andere Module sind bei nicht getrennter Erfassung der WP nicht möglich.
- **WP-Tarif neu, Kaskadenschaltung von zwei Zählern:** Unter der Annahme der WP-Installation nach dem 1.1.2024. Der Grundpreis dieses Tarifs wurde pauschal für den WP-Zähler für 3500 kWh voll angesetzt, da für den Haushalt ein zweiter Zähler erforderlich ist. Für die Reduzierung der Stromkosten durch die Steuerbarkeit wird Modul 2 angesetzt, weil dies durch den getrennten Zähler möglich ist und bei 3500 kWh eine höhere Reduzierung der Kosten bewirkt im Vergleich zu Modul 1.
- **WP-Tarif alt, Kaskadenschaltung von zwei Zählern:** Unter der Annahme der WP-Installation vor dem 1.1.2024. Der Grundpreis des Tarifs wurde pauschal für den WP-Zähler für 3500 kWh für die WP-Stromkosten voll angesetzt, da für den Haushalt ein zweiter Zähler erforderlich ist. Durch das Entfallen der Steuerbarkeit ist keine Reduzierung der Netzentgelte mit Modulen möglich.
- **Dynamischer Tarif mit einem Zähler für WP und Haushalt:** Unter der Annahme der WP-Installation nach 1.1.2024. Der Grundpreis dieses Tarifs wurde pauschal für 3500 kWh für die WP-Stromkosten zur Hälfte angesetzt, da kein zweiter Zähler für den Haushalt erforderlich ist. Für die Reduzierung der Netzentgelte durch die Steuerbarkeit der WP wurde pauschal Modul 1 für 3500 kWh angesetzt. Andere Module sind bei nicht getrennter Erfassung der WP nicht möglich.

Damit wurden folgende Bruttostrompreise der Vergleichsanalyse zu Grunde gelegt:

- **HH-Tarif: 35,4 ct/kWh**
(Arbeitspreis: 36,57 ct/kWh¹
zuzüglich **hälftigem** Grundpreis pauschal: 3,3 ct/kWh
abzüglich Modul 1 pauschal: 4,52 ct/kWh)
- **WP-Tarif neu: 34,28 ct/kWh**
(Arbeitspreis 33,88 ct/kWh²
zuzüglich vollem Grundpreis pauschal: 7,7 ct/kWh
abzüglich Modul 2 pauschal: 7,3 ct/kWh)
- **WP-Tarif alt: 31,65 ct/kWh**
(Arbeitspreis: 26,45 ct/kWh³
zuzüglich vollem Grundpreis pauschal: 5,20 ct/kWh)
- **Dyn. Tarif: 23,8 ct/kWh Fixanteil zuzüglich Day-Ahead Börsenpreis**
(Arbeitspreis: 25,82 ct/kWh⁴
zuzüglich hälftigem Grundpreis pauschal: 2,53 ct/kWh
abzüglich Modul 1 pauschal: 4,52 ct/kWh)

¹ Verivox 2025 (Angebot Ökostrom Pro 12),

² Angebot Wärmepumpe 14a ET

³ Verivox 2025 (Angebot Ökostrom Wärmepumpe ET 12)

⁴ Angebot Ökostrom Dynamic (Dynamische Stromtarife setzen sich zusammen aus dem EPEX Spot Marktpreis sowie einem zusätzlichen Fixanteil, der je nach Anbieter und Region variiert.)

Mit den vorgestellten vier Tarifen wurden die Stromkosten der WP über den betrachteten Jahreszeitraum von 2024 berechnet. Dies zum Vergleich mit und ohne Berücksichtigung des PV-Eigenstromverbrauchs.

Die Kosten für die Produktion von PV-Eigenstrom wird in der Betrachtung der Kostenreduktionspotenziale mit unterschiedlichen Annahmen berücksichtigt:

- In der Ergebnisaufbereitung erfolgte die Betrachtung mit mittleren Kosten in ct/kWh für Strom. D.h. die Gesamtkosten – je nach Szenario reduziert um den PV-Eigenverbrauch bzw. unterschiedliche PV-Kosten – wurden wieder durch die von der WP insgesamt verbrauchten kWh geteilt.

Die Stromkosten der Wärmepumpensysteme mit PV können im Vergleich mit und ohne PV- bzw. PV+BAT-Anteilen sowie unterschiedlichen Stromtarifen bewertet werden. Die nachfolgenden Vergleiche erfolgen auf Basis der Arbeitspreise, Grundpreise einschl. Netzentgelte und Zählergebühren. Ermittelt wird pro Szenario ein mittlerer Strompreis in

ct/kWh für das Betriebsjahr 2024, dies entspricht den gesamten Stromkosten für PV-Strom und Netzstrom im Verhältnis zum Gesamtstromverbrauch. Die solaren Anteile unter der Annahme von PrioHH, bzw. zusätzlich PrioWP bei gemeinsamem Zähler, bewirken dabei eine Reduzierung des mittleren Strompreises, da der PV-Strom für abgeschriebene Anlagen als kostenfrei oder mit spezifischen Kosten für PV- und/oder Batterie-Strom angesetzt wird. Letztere liegen im Allgemeinen unter den üblichen Stromkosten.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Da es um Vergleiche auf Basis von Felddaten realer Anlagen mit entsprechenden individuellen Eigenschaften geht, können die Ergebnisse nicht als repräsentativ für die jeweilige Anlagensituationen gewertet werden, sie stellen lediglich eine vergleichende Einordnung der ausgewerteten Anlagen dar und schließen damit individuelle Eigenschaften und Betriebsweisen vor Ort mit ein.

Einfluss dynamischer Tarife

Legt man für die Ermittlung der Stromkosten den dynamischen Tarif für das Jahr 2024 für 40 ausgewählte Wärmepumpenanlagen ohne Nutzung von lokal erzeugtem PV-Strom zugrunde, ergibt sich eine Bandbreite zwischen 31,4 und 33,4 EURct/kWh. Für Anlagen mit geringeren Stromverbräuchen ist er etwas höher aufgrund des Fixkostenanteils für die Zählerinfrastruktur (Abbildung 120). Im Vergleich zum WP-Tarif neu und dem HH-Tarif liegen die Stromkosten deutlich niedriger, lediglich der WP-Tarif alt (mit Abschluss bis 31.12.2023) liegt niedriger als der Durchschnitt der Stromkosten des dynamischen Tarifs.

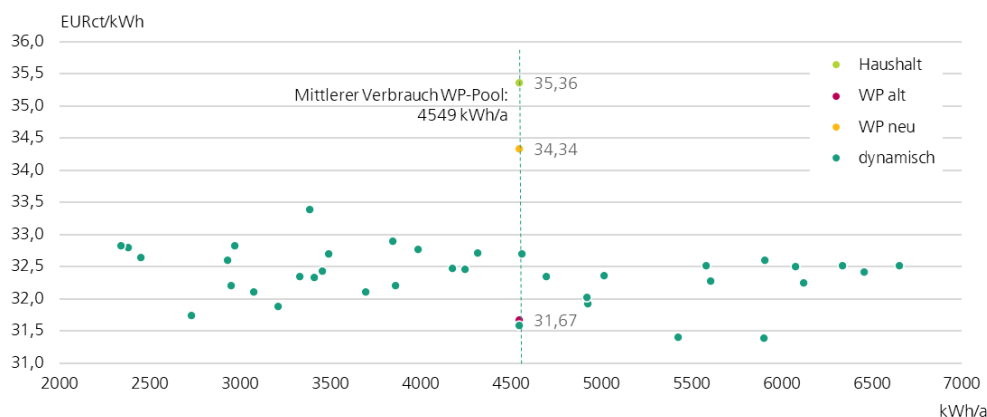


Abbildung 120: Stromkosten für 40 Wärmepumpensysteme für das Jahr 2024 für einen dynamischen Stromtarif, HH-Strom, einen Wärmepumpentarif nach §14a EnWG und einem Wärmepumpen Alt-Tarif ohne Netzeingriffsmöglichkeit in Abhängigkeit der jährlichen Stromverbrauchs der Anlage.

Die folgende Abbildung stellt die Strompreise der Anlagen sortiert nach den Preisen des dynamischen Tarifs dar. Hervorgehoben sind die Anlagen, bei denen die Auswirkung von Eigenstromverbrauch und PV-optimiertem Betrieb im Folgenden analysiert wird.

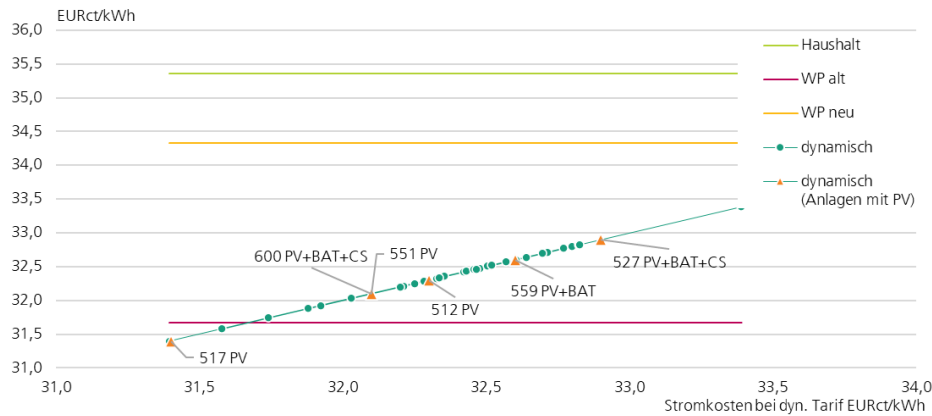
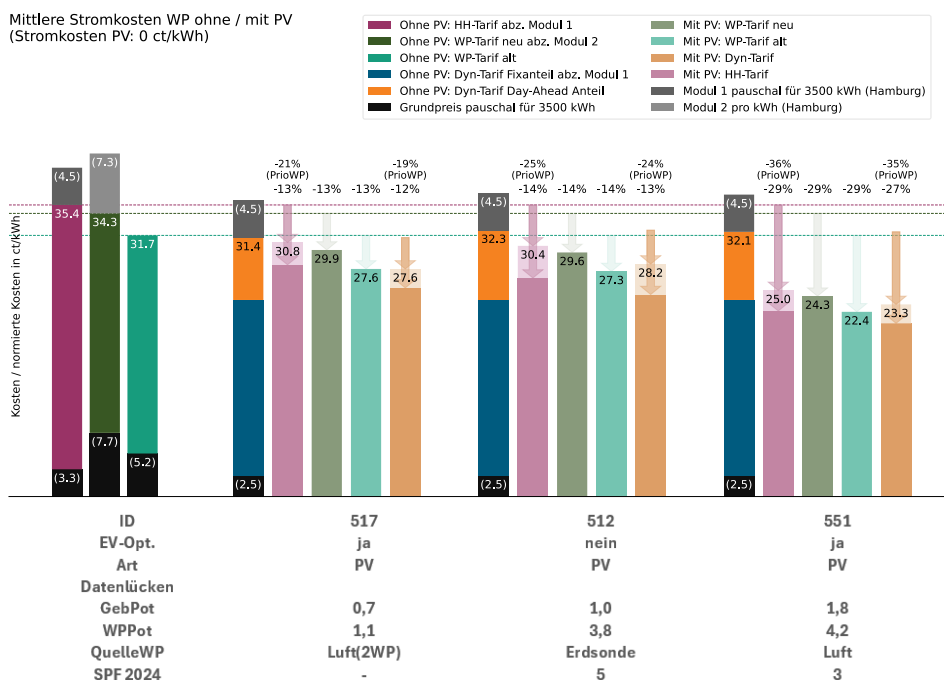


Abbildung 121: Stromkosten für 40 Wärmepumpensysteme für das Jahr 2024 für einen dynamischen Stromtarif, HH-Strom, einen Wärmepumpentarif nach §14a EnWG und einem Wärmepumpen Alt-Tarif ohne Netzeingriffsmöglichkeit sortiert nach den mittleren Stromkosten des dynamischen Tarifs. Die Anlagen mit PV bzw. PV+BAT sind hervorgehoben.

Systeme ohne Batteriespeicher

Die Wärmepumpensysteme ohne Batteriespeicher wurden hinsichtlich der mittleren Stromkosten in ct/kWh über das Betriebsjahr 2024 bewertet. Die mittleren Stromkosten setzen sich zusammen aus den Bruttogesamtstromkosten für das Betriebsjahr geteilt durch die verbrauchten kWh der Wärmepumpenanlage. Abbildung 122 zeigt spezifische Kosten für die vier betrachteten Tarife pro Anlage mit und ohne Berücksichtigung der PV-Eigenstromnutzung. Im ersten Fall wird angenommen, dass der PV-Strom kostenlos zur Verfügung steht, z.B. wenn die Wärmepumpe nachträglich installiert wurde und die PV-Anlage bereits abgeschrieben ist. Die Anlagen sind aufsteigend nach dem Wärmepumpenpotenzial WPPot sortiert (vgl. Erläuterung dazu im Kapitel 8.1.2).

Mittlere Stromkosten WP ohne / mit PV
(Stromkosten PV: 0 ct/kWh)



Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

Abbildung 122: Mittlere Stromkosten der Anlagen ohne Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne Berücksichtigung der PV mit Angabe der Kostenreduktion unter der Annahme, dass der PV-Strom kostenlos zur Verfügung steht, die drei Säulen links stellen die statischen Referenzkosten dar.

Auf der linken Seite der Abbildung 122 werden als Referenz die Preisannahmen für die konstanten Stromtarife HH-Tarif sowie WP-Tarif alt und neu dargestellt. Diese drei Werte (35,4; 34,3; 31,7 ct/kWh) spiegeln jeweils den statischen Strompreis wider, wenn die WP keinen PV-Strom nutzen würde. Die relevanten Strompreise der Referenzen wurden jeweils mit einer horizontalen Linie versehen, um die Ergebnisse unter Berücksichtigung der PV damit zu vergleichen. Die insgesamt 5 Säulen pro Anlagen ID beginnen jeweils links mit dem Referenzwert für den dynamischen Stromtarif. Der Referenzwert für den dynamischen Stromtarif wurde aufgeteilt in den Fixanteil pro kWh in blau, sowie den über das Jahr mittleren dynamischen Anteil pro kWh in orange. Die unteren Beschriftungen in Klammern geben den Anteil des Grundpreises für die Referenzpreise an. Die oberen Beschriftungen in Klammern geben die vom gesamten Arbeitspreis abgezogenen Module auf Grund der Steuerbarkeit der WP an. Rechts neben dem dynamischen Referenzwert sind jeweils die vier mittleren Strompreise für die einzelnen Referenzfälle mit Berücksichtigung des PV-Stroms aufgetragen. Über jeder Säule mit PV ist weiterhin die relative Kostenreduktion in Prozent gegenüber den Kosten ohne PV angegeben. Der Anteil der relativen Kostenreduktion entspricht den Autarkiegraden unter der Annahme das der PV-Strom in erster Instanz dem Haushalt zur Verfügung steht und dann durch die Wärmepumpe genutzt wird (PrioHH). Für die Tarife mit gemeinsamem Zähler wurde zusätzlich der Wert für PrioWP mit angegeben, um die Bandbreite aufzuzeigen.

Wie zu erwarten ist entlang der Autarkiegrade mit steigendem WPPot eine größere Kostenreduzierung durch den Einsatz von PV in allen Tarifen gegeben (12 % bis 29 %).

Die Kostendegression für den dynamischen Tarif fällt dabei durchweg etwas geringer aus. Dies ist grundsätzlich damit zu erklären, dass dynamische Börsenpreise auch dann in der Tendenz günstig sind, wenn deutschlandweit oder in großen Teilen Deutschlands hohe PV-Erträge zur Verfügung stehen. Damit ist die Kosteneinsparung im Vergleich zu statischen Strompreisen durch die Nutzung des PV-Eigenstroms relativ betrachtet

geringer, weil ohnehin zu diesen Zeiten die Strompreise in der Tendenz günstiger sind. Weiterhin ist ersichtlich, dass Anlage ID 512 bei vergleichbarem WPPot gegenüber von Anlage ID 551 ein rund 15 % geringeres Einsparpotenzial aufweist. Dies ist mit der fehlenden PV-Eigenstromoptimierung von Anlage ID 512 zu erklären (vgl. Kapitel 8.1.3.).

In einem nächsten Schritt werden die Kosten für PV-Strom mit **10 ct/kWh** angesetzt, wenn z.B. die PV-Anlage vorwiegend zur PV-Eigennutzung in Kombination mit einer neuen WP installiert wurde. Die Ergebnisse sind in Abbildung 123 dargestellt.

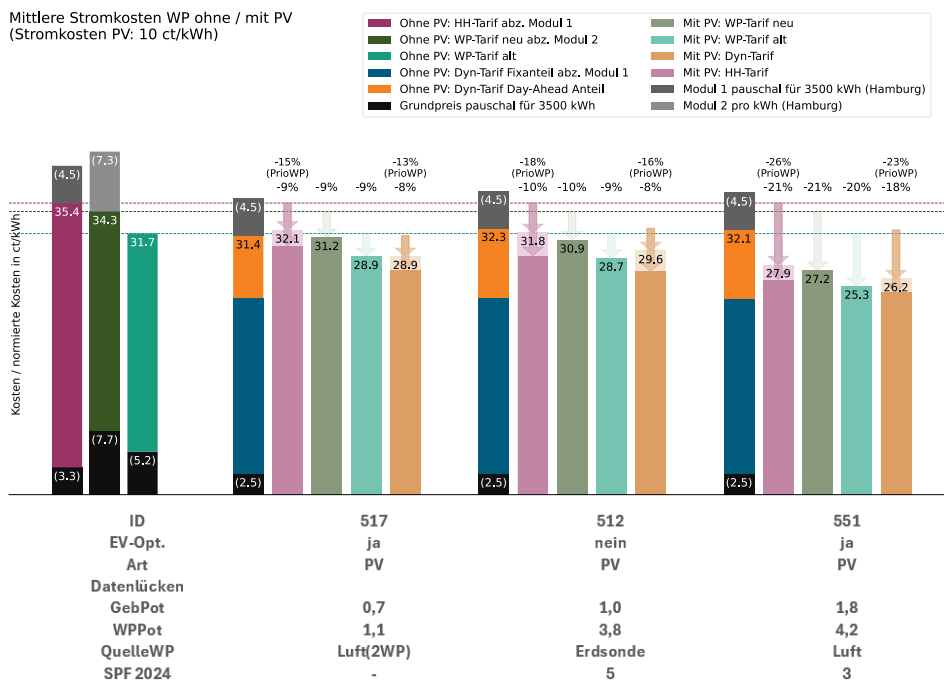


Abbildung 123: Mittlere Stromkosten der Anlagen ohne Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV mit Angabe der Kostenreduktion unter der Annahme, dass die Kosten für PV mit 10 ct/kWh kalkuliert werden

Bei Berücksichtigung von PV-Investitionskosten ergeben sich geringere Einsparpotenziale (rund 32 % reduziert). Die Unterschiede in der finanziellen Einsparung liegen im Bereich von 4 % bis 9 % gegenüber den Kalkulationen ohne PV-Kosten. So weist die Anlage mit dem geringsten WPPot von 1,1 trotz Berücksichtigung von realistischen PV-Kosten jedoch immer noch ein Kostenreduktionspotenzial von 8 % - 15 % auf, je nachdem welche Priorisierung bzw. Zählerkonfiguration für die WP zugrunde gelegt wird.

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

Systeme mit Batteriespeicher

Unter der Annahme von kostenlosem PV-Strom weisen Systeme mit Batteriespeichern erwartungsgemäß wesentlich höhere Kostenreduktionspotenziale auf als ohne Batterie. Bis auf Abweichungen beim dynamischen Tarif, entspricht die Kosteneinsparung dem Autarkiegrad.

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

Mittlere Stromkosten WP ohne / mit PV+BAT
(Stromkosten PV+BAT: 0 ct/kWh)

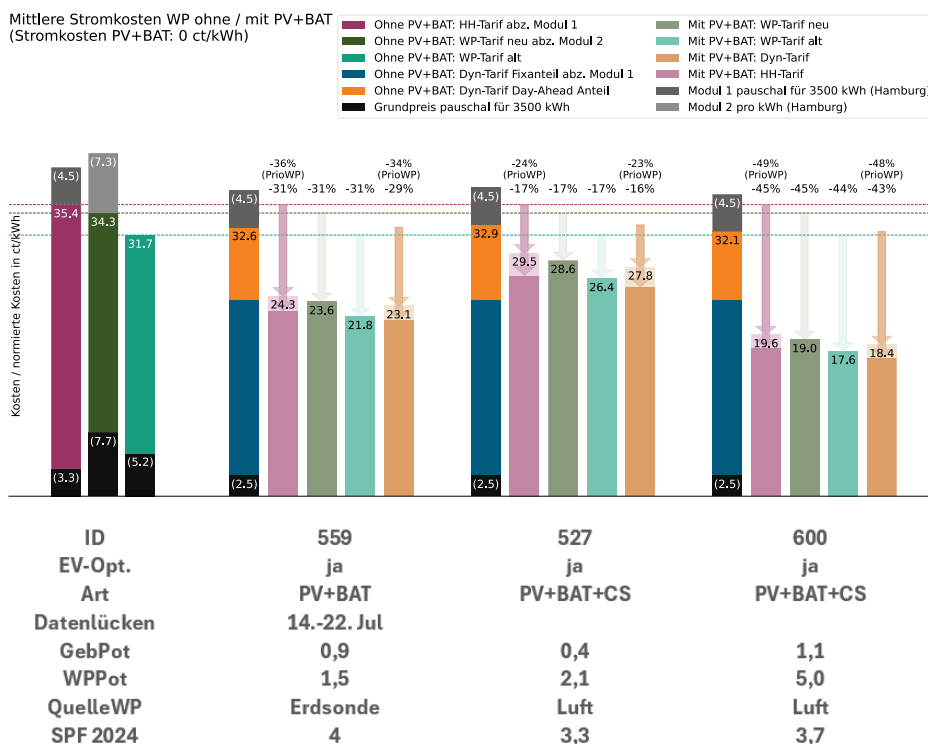


Abbildung 124: Mittlere Stromkosten der Anlagen mit Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV+BAT unter der Annahme, dass Stromgestehungskosten von PV+BAT 0 EUR/ct betragen, die drei Säulen links stellen die statischen Referenzkosten dar.

Die mittleren Kosten für den dynamischen Tarif ohne PV+BAT weisen keine großen Unterschiede zu den Anlagen ohne Batterie auf. D.h. die Betriebszeiten aller Anlagen innerhalb des betrachteten Zeitraums 2024 liegen weder sehr häufig zu hohen Börsenpreisen noch sehr häufig zu Zeiten mit zu besonders geringen Börsenpreisen (vgl. Kapitel Einfluss dynamischer Tarife). Auffällig ist, dass Anlage ID 527 nicht der Einsortierung nach WPPot folgt und im Vergleich ein geringeres Einsparpotenzial durch PV+BAT aufweist. Der Hauptgrund liegt darin, dass durch ungünstige Sperrzeiten (z.B. mittags) die Eigenverbrauch-Optimierung im Verhältnis zu den anderen Anlagen in geringerem Umfang möglich ist.

In einem nächsten Schritt wurden Kosten für den Strom aus PV-Erzeugung in Verbindung mit einem stationären Speicher von **16 ct/kWh** angesetzt. Das Ergebnis zeigt Abbildung 125. Bei Annahme realistischer Kosten pro kWh für PV und Batteriespeicher fällt die Kostenreduktion für die betrachteten Anlagen um rund 50 % geringer aus im Vergleich zur Berechnung mit kostenlosem Strom aus PV und Batteriespeicher.

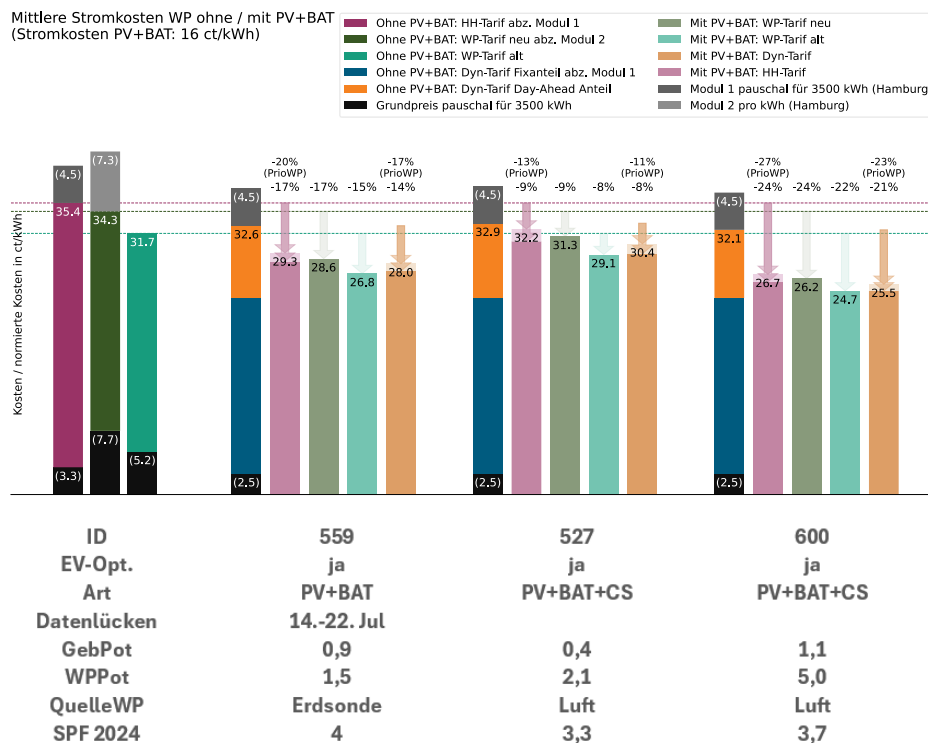


Abbildung 125: Mittlere Stromkosten der Anlagen mit Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV+BAT unter der Annahme, dass die Kosten für PV+BAT mit 16 ct/kWh kalkuliert werden

Kostenreduktionspotenziale durch PV-Eigenstromnutzung

Bei statischen Stromtarifen und kostenlosem PV- bzw. PV+BAT-Strom korrelieren die Kostenreduktionspotenziale direkt mit dem Autarkiegrad. Bei dynamischen Tarifen ohne direkte Optimierung auf günstige Strompreise fallen die Einsparpotenziale durchweg etwas niedriger aus. Werden bei den Stromgestehungskosten die Investitionen für PV bzw. PV+BAT berücksichtigt, so reduzieren sich die Kosteneinsparpotenziale entsprechend. Die Reduktion der Einsparpotenziale beläuft sich bei den Anlagen ohne Batterie auf etwa 32 %, bei den Anlagen mit Batterie auf etwa 50 %.

Tabelle 10 zeigt die Bandbreiten der Stromkosten im Vergleich als Absolutwerte auf. Die dynamischen Tarife weichen ohne Berücksichtigung der PV zwischen Anlagen untereinander nur geringfügig ab (31,4 – 32,9 ct/kWh).

Tabelle 10: Bandbreiten der analysierten Stromkosten zum Betrieb der WP in ct/kWh mit und ohne Batteriespeicher (BAT)

	Ohne PV	Mit PV	Dyn: Ohne PV	Dyn: Mit PV
Ohne BAT				
PV-Strom: 0 ct/kWh	31,7 - 35,4	22,4 - 30,8	31,4 - 32,3	23,3 - 28,2
Ohne BAT				
PV-Strom: 10 ct/kWh	31,7 - 35,4	25,3 - 32,1	31,4 - 32,3	26,2 - 29,6
Mit BAT				
PV+BAT-Strom: 0 ct/kWh	31,7 - 35,4	17,6 - 29,5	32,1 - 32,9	18,4 - 27,8
Mit BAT				
PV+BAT-Strom: 16 ct/kWh	31,7 - 35,4	24,7 - 32,2	32,1 - 32,9	25,5 - 30,4

Für das Betriebsjahr 2024 führen dynamische Stromtarife bei allen analysierten Anlagen zu etwa vergleichbaren, teils leicht erhöhten Durchschnittskosten im Vergleich zu einem alten Wärmepumpentarif. Dabei ist zu beachten, dass in den Auswertungen – mit Ausnahme der nicht optimierten Anlage – die Eigenverbrauchsoptimierung eine ähnliche Kostenfunktion wie eine Optimierung auf dynamische Tarife hat: Je stärker eine Anlage das lokale PV-Angebot durch eine PV-Eigenverbrauchsoptimierung nutzt, desto wahrscheinlicher profitiert sie zu dieser Zeit auch von günstigen Stromkosten im dynamischen Tarif, da landesweit hohe PV-Erträge mit niedrigen Börsenpreisen einhergehen. Dies führt indirekt auch zu geringeren Einsparpotenzialen durch PV-Eigenverbrauch, weil tendenziell günstige Kosten durch PV-Eigenverbrauch mit günstigen Börsenpreisen zusammenfallen. Andererseits war jedoch noch keine der Anlagen direkt auf einen dynamischen Tarif optimiert, was weitere Potenziale mit sich bringen kann. Insbesondere im Winter während der Heizperiode, besteht durch zusätzliche Optimierungen auf Day-Ahead-Börsenpreise noch weiteres Potenzial, da es auch Zeiten mit günstigen Strompreisen unabhängig vom lokalen PV-Angebot gibt. Werden dynamische Tarife genutzt, könnten zudem Batteriespeicher bei absehbar geringem PV-Angebot eine neue Aufgabe erfüllen: Laden der Batterie zu Zeiten günstigen Stroms, Nutzung der Batteriekapazität zu Zeiten teuren Stroms.

8.2 Analyse auf Ebene der elektrischen Niederspannungsverteilnetze

Um die Auswirkungen einer PV-optimierten Wärmepumpenbetriebsführung auf die Niederspannungsnetze bewerten zu können, ist es erforderlich, die gesamte Versorgungsaufgabe der Netze abzubilden, da die Netzbelastung aus dem Zusammenspiel aller Komponenten resultiert. Aus diesem Grund wurden für die in diesem Abschnitt dargestellte Analyse auf Netzebene neben den lokal untersuchten Einzelanlagen (vgl. Abschnitt 8.1) Niederspannungsnetz-Modelle betrachtet, in denen Gebäude mit sämtlichen relevanten Anlagen berücksichtigt wurden.

Abschnitt 8.2.1 beschreibt das Vorgehen bei der Erstellung der für die Untersuchung verwendeten Netzmodelle. Daraufaufgehend wird in Abschnitt 8.2.2 erläutert, wie die Erzeugungs- und Verbrauchsanlagen im Netzmodell Anschlusspunkten zugeordnet wurden und wie Zeitreihen für alle diese Anlagen generiert wurden. Abschnitt 8.2.3 präsentiert schließlich die Auswertung und zeigt auf, welche Effekte die Wärmepumpenbetriebsführung auf das Stromnetz hat.

8.2.1 Methodik zur Netzmodell-Erstellung

Für die Bewertung der Effekte eines PV-optimierten Wärmepumpenbetriebs auf die Stromnetze wurden auf synthetische Niederspannungsnetzmodelle zurückgegriffen. Die Netze wurden basierend auf öffentlich verfügbaren Datenquellen synthetisiert, da Netzdaten von Netzbetreibern Datenschutzrestriktionen unterliegen. Die Erstellung der Modelle basiert auf dem Straßengraphen in Open Street Maps und den dortigen Gebäudepolygonen samt Metadaten. Hinzu kommen sozio-ökonomische Daten aus dem Zensus (John et al., 2023). Die Netze wurden für ganz Deutschland synthetisiert und anschließend in repräsentative Netzgebiet-Cluster gruppiert. Stellvertretend für jedes Cluster steht dann jeweils ein Netz im Clusterzentrum. Die Clusterung wurde über eine Vielzahl relevanter Parameter wie Leitungslänge, Anzahl angeschlossener Lasten, Transformatorleistung, Gebäudeanzahl, Einwohnerzahl sowie Anzahl der Wohnungen durchgeführt. Somit können schließlich Studien für besonders relevante Netzgebiete in Deutschland durchgeführt werden. Hier werden die Ergebnisse anhand eines ausgewählten

Clusterzentrum erläutert, das in Abbildung 126 dargestellt ist. Es handelt sich um ein ländliches Gebiet mit 59 Wohngebäuden, das von einem Transformator gespeist wird.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

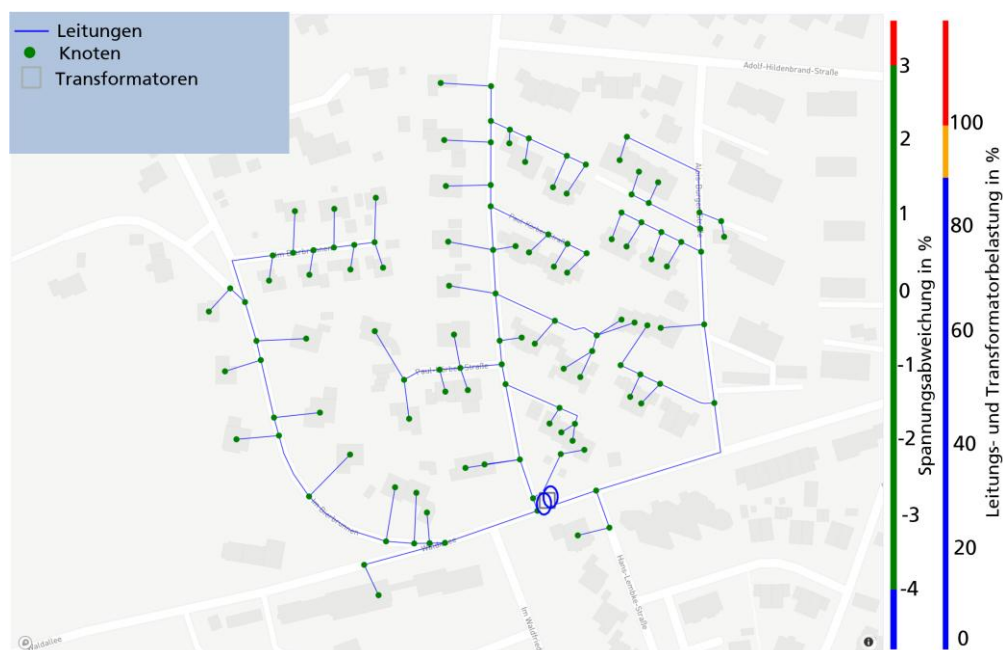


Abbildung 126: Betrachtetes Netzgebiet im ländlichen Raum mit 59 Wohngebäuden und 75 Wohneinheiten

8.2.2 Methodik zur Szenario- und Zeitreihenerstellung

Zunächst muss für eine Netzstudie definiert werden, wie die Versorgungsaufgabe des Netzes aussieht. Dafür wurden im Projekt Szenario-Annahmen disaggregiert. Das heißt, dass je nach Szenario die dazugehörigen Anlagen entsprechend der Prognose auf einzelne Anschlusspunkte im Netz verteilt werden.

Relevante Parameter für die Situation in einem Niederspannungsgebiet sind die Anteile der Schlüsseltechnologien PV-Anlagen, Heimpladesäulen für E-Fahrzeuge, Wärmepumpen und Heimspeicher. In den hier gezeigten Ergebnissen wurden explizit 50 % der Gebäude mit PV-Anlagen ausgestattet und 50 % Wärmepumpen zugeordnet, wobei Wärmepumpen bevorzugt Gebäuden mit PV-Anlagen zugeordnet wurden, um den Effekt der PV-optimierten Betriebsführung zu fokussieren.

Um für ein Netzgebiet eine Aussage über Effekte von Netzbetriebsführungen treffen zu können, müssen Zeitreihen für Netzberechnungen für alle Anlagen im Gebiet vorhanden sein. Diese wurden im Projekt mithilfe der synPRO-toolbox erstellt (Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Freiburg [Germany]). Die Werkzeuge werden zur Erstellung von 15-minütigen Jahreszeitreihen für Haushalts- und Gewerbelasten, Ladevorgänge von E-Fahrzeugen an Heimpladesäulen, PV-Einspeisungen und für Wärmepumpen verwendet. Diese Zeitreihen werden für Lastflussanalysen verwendet. Abbildung 127 zeigt je Netzanschlusspunkt die größte Last und größte Einspeisung in der Jahreszeitreihe. Die Lastflussanalysen geben Aufschluss über den Zustand des Netzes zu jedem berechneten Zeitpunkt. Konkret kann damit die Spannung an Netzknoten sowie die Auslastung von Leitungen und Transformatoren bestimmt werden. Das Überschreiten von Grenzwerten bei thermischen Belastungen von Betriebsmitteln führt zu schneller Alterung. Zu starke Abweichungen von der Nennspannung können vom Netz versorgte Geräte beschädigen.

Der Netzbetreiber vermeidet Grenzwertverletzungen, indem er Netzausbaumaßnahmen ergreift.

Bewertung PV-optimierten
Wärmepumpenbetriebes

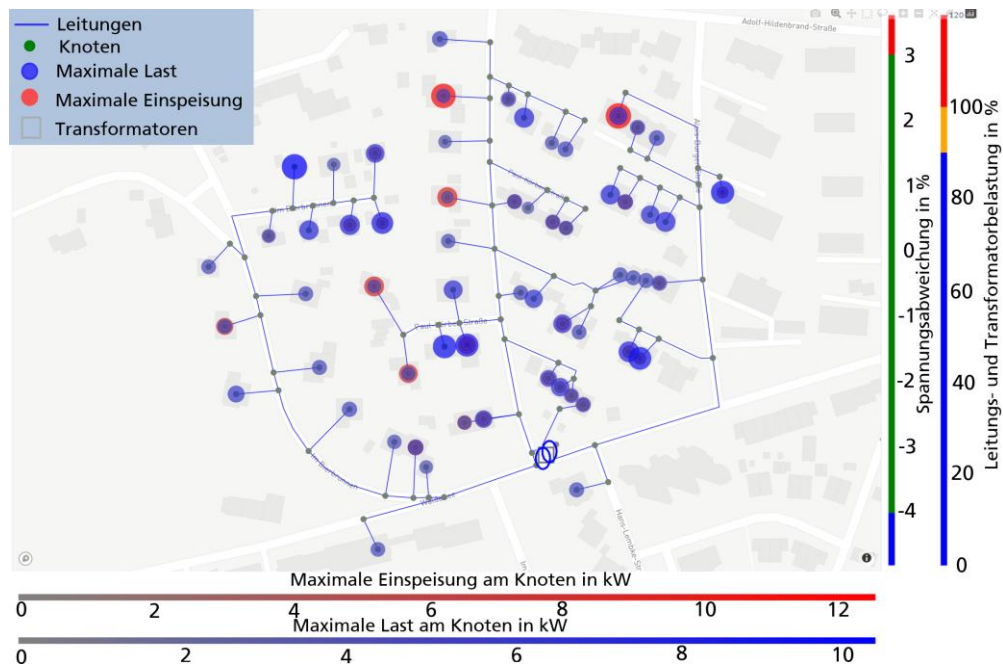
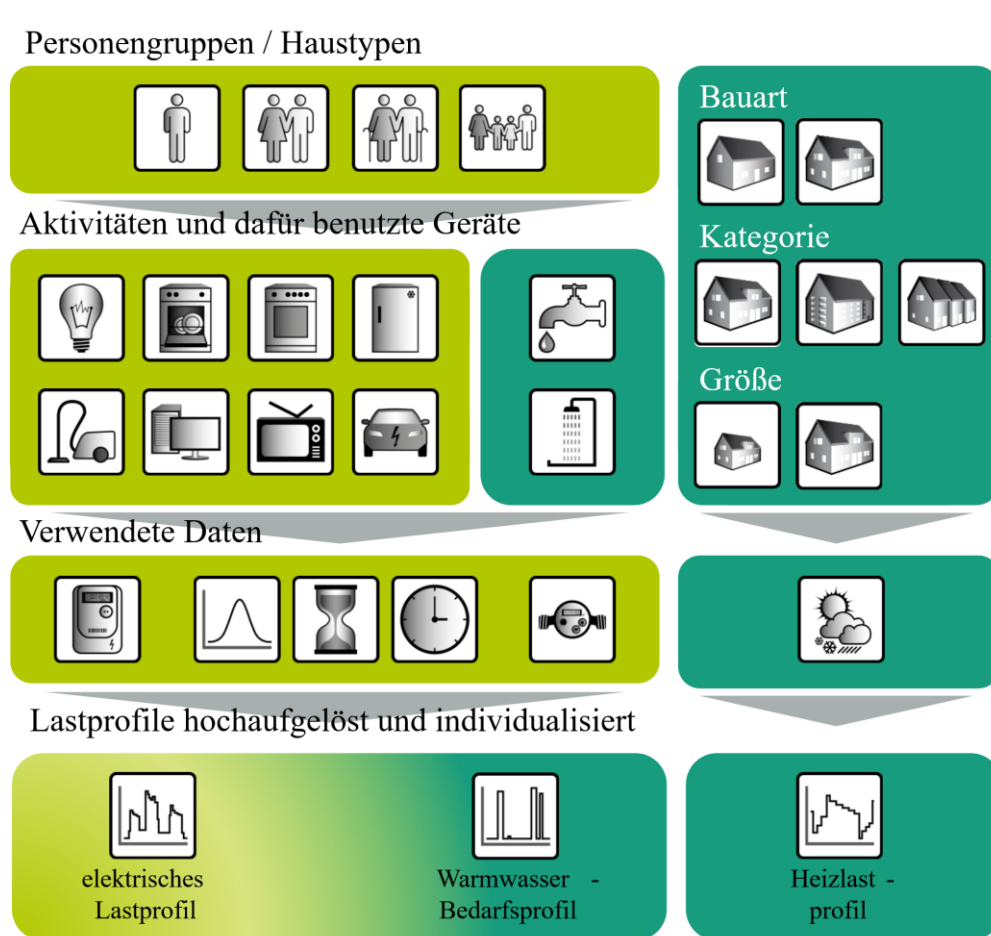


Abbildung 127: Maximale Einspeisung (rot) und maximale Last (blau) je Netzknoten für das betrachtete Szenario

In der Netzstudie lag der Fokus auf den Wärmepumpen-Zeitreihen. Daher werden diese hier detaillierter beschrieben. Die zugrundeliegenden Gebäudemodelle basieren auf Standardgebäuden, abgeleitet aus dem Tabula WebTool und werden in den Netzmodellen individuell über die zugeordneten Gebäudeattribute Baujahr, Grundfläche, Anzahl der Wohnungen und Einwohner sowie über Wetterdaten dimensioniert (TABULA Consortium, 2012). Abbildung 128 zeigt die Abbildung von elektrischen und thermischen Bedarfen in der synPRO-toolbox.



Bewertung PV-optimierten.....
 Wärmepumpenbetriebes

Abbildung 128: Abbildung von elektrischen und thermischen Bedarfen in der synPRO-toolbox

Die Erstellung der Wärmepumpen-Zeitreihen erfolgte auf Basis eines detaillierten Gebäudemodells (5R1C-Modell), das den Wärmebedarf der Gebäude, inklusive Heiz- und Warmwasserbedarf, in Abhängigkeit von Gebäudeeigenschaften, Gebäudetyp, Energieklasse und Nutzerverhalten abbildet. Die Lastprofile für Haushaltsstrom und Wärmepumpen wurden unter Berücksichtigung realer Messdaten validiert. Speichergrößen und Temperaturbänder für verschiedene Wärmeübergabesysteme wurden gemäß aktuellen technischen Standards ausgelegt.

Das Wärmepumpenmodell wurde im Projekt so erweitert, dass zusätzlich zu einem getakteten Betrieb auch ein leistungsgeregelter Betrieb abgebildet werden kann. Für die Modellierung des leistungsgeregelten Betriebs wurde für das Projekt die open-source heatpump-lib implementiert (Hoops et al., 2022).

In der Netzstudie wurde zwischen wärmegeführtem und PV-optimiertem Betrieb unterschieden. Abbildung 129 stellt für den leistungsgeregelten Betrieb die zwei Betriebsführungs-Modi *PV-optimiert* und *wärmegeführt* für einen Tag gegenüber: Die in der obersten Zeile dargestellte Residuallast stellt das Eingangssignal für den PV-optimierten Regler dar. Diese beinhaltet alle Leistungen des versorgten Gebäudes exklusive der Wärmepumpe selbst und ist negativ, wenn es einen PV-Überschuss gibt, der in das Netz eingespeist wird. Für den PV-optimierten Fall (linke Seite) hat das zur Folge, dass die Solltemperatur des Pufferspeichers erhöht wird. Entsprechend ist der Leistungsbezug der

Wärmepumpe auf der linken Seite während der negativen Residuallast gegenüber dem wärmegeführten Betrieb auf der rechten Seite erhöht.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....

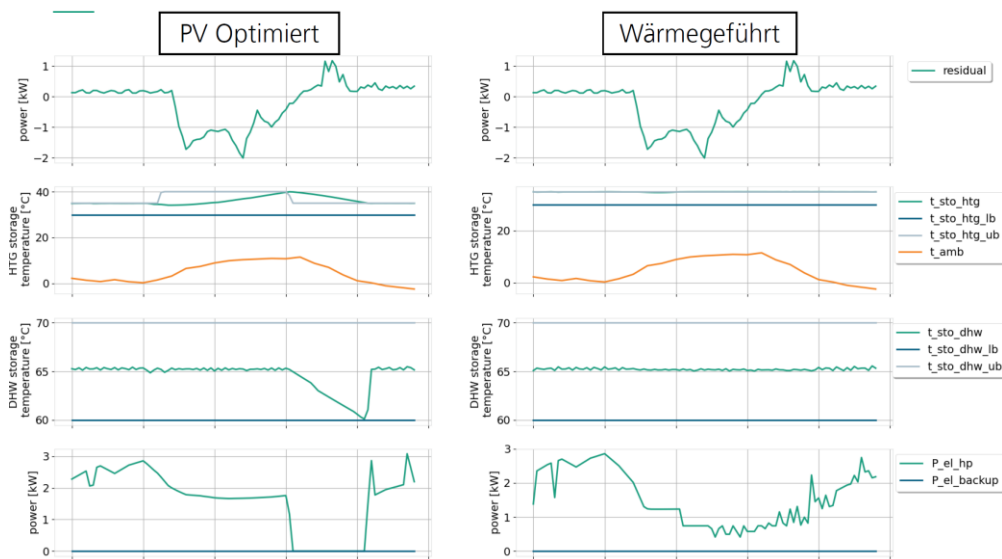


Abbildung 129: PV-Optimierter und wärmegeführter Wärmepumpen-Betrieb in Netzstudien für leistungsgeregelter Wärmepumpen

8.2.3 Auswirkung der Wärmepumpenbetriebsführung auf Niederspannungsverteilnetze

Die Auswirkungen der verschiedenen Wärmepumpenbetriebsführungen wurden anhand von Jahres-Lastflussanalysen für das betrachtete Netzgebiet ausgewertet. Dabei wurden drei Betriebsmodi verglichen: leistungsgeregelter Betrieb mit Eigenverbrauchsmaximierung, wärmegeführter leistungsgeregelter Betrieb und wärmegeführter getakteter Betrieb. Abbildung 130 zeigt die Häufigkeitsverteilung der Transformatorbelastung für das gesamte Jahr. Negative Werte stehen hier für die Einspeisung des Transformators in das Niederspannungsnetz. Positive Werte stellen eine Rückspeisung in das überlagerte Netz durch einen Überschuss an PV-Leistung in der Niederspannung dar.

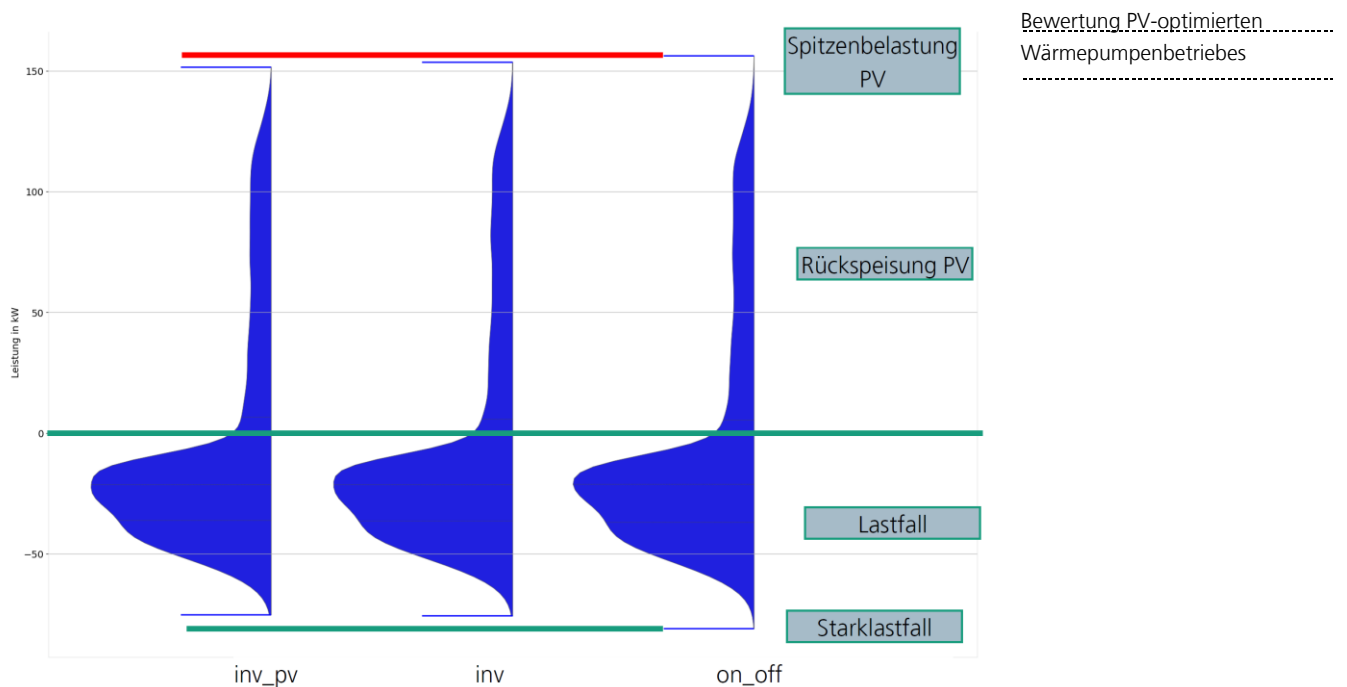


Abbildung 130: Häufigkeitsverteilung der Transformatorbelastung in drei Jahres-Lastflussanalysen für die Wärmepumpenbetriebe leistungsgeregelt & PV-optimiert, leistungsgeregelt, getaktet

Die Ergebnisse zeigen, dass die Umstellung vom getakteten auf den leistungsgeregelten Betrieb die Spitzenbelastung durch PV-Anlagen im Netz geringfügig um etwa 2 % reduziert. Die Eigenverbrauchsmaximierung erhöht diesen Effekt auf ca. 3 %. Im Starklastfall hat die Leistungsregelung einen etwas höheren entlastenden Effekt von 7 %. Die minimalen und maximalen Spannungshöhen im Jahresverlauf spiegeln diese marginalen Verbesserungen wider. Die geringe Ausprägung des netzdienlichen Effektes liegt an der Wärmepumpenbetriebsführung. Diese ist nur dafür optimiert, den Strom der Photovoltaikanlage zu nutzen, jedoch nicht die Rückspeisespitze zu reduzieren.

Ein Vergleich der gemittelten Wärmepumpen-Leistung (siehe Abbildung 131) bestätigt, dass die Eigenverbrauchsoptimierung vor allem zu Beginn der PV-Erzeugungsspitze zu erhöhter Netzauslastung führt, während sie am Nachmittag die Last reduziert. Die Auswertung stellt einen Wintertag dar. Da der thermische Bedarf im Sommer geringer ist, während die PV-Einspeisung größer ist, ist der Effekt auf die Rückspeisespitze wie anhand von Abbildung 130 dargelegt gering.

Die Ergebnisse belegen, dass der PV-optimierte Wärmepumpenbetrieb den Eigenverbrauch und die Autarkie deutlich erhöht – vor allem mit Batteriespeicher. Ohne Batterie erreichen Gebäude typischerweise 25 % – 40 % Autarkie und 22 % – 37 % Eigenverbrauch. WP-spezifisch liegen die Autarkiegrade je nach Stromfluss-Priorisierung bei 13 % – 29 % (Prio Haushalt) bzw. 20 % – 36 % (Prio WP); die WP-Eigenverbrauchsanteile bei 4 % – 11 % bzw. 9 % – 18 %. Mit Batterie steigen die Werte systematisch: Gebäude-Autarkie 32 % – 62 %, Gebäude-Eigenverbrauch 40 % – 83 %, WP-Autarkie 17 % – 45 % (Prio Haushalt) bzw. 24 % – 55 % (Prio WP) und WP-Eigenverbrauch 8 % – 21 % bzw. 10 % – 24 %. Hohe Potenzialfaktoren (viel PV im Verhältnis zum Verbrauch) treiben die Autarkie, drücken aber den Eigenverbrauchsanteil, weil häufiger Überschüsse anfallen.

Zeitliche Muster und Betriebsgrenzen sind klar erkennbar: In den Übergangszeiten (Frühjahr/Herbst) kann die WP häufig weitgehend aus PV und Batterie versorgt werden.

Nachts und in den Morgenstunden (4 – 7 Uhr) limitiert die Batterieleistung insbesondere die Trinkwassererwärmung; Lastspitzen der WP übersteigen die maximal verfügbare Batterieleistung, sodass Netzbezug bleibt. Eigenverbrauchsoptimierung verlagert WP-Lasten erfolgreich in solare Zeitfenster (Mittag / Frühnachmittag). Fallvergleiche zeigen, dass Sperrzeiten und ungünstige Speicherbeladung (z. B. hoher Anteil oberer Zone im Kombispeicher) die PV-Nutzung der WP deutlich mindern, während konsequente Optimierung ohne Sperrzeiten die WP-bezogenen Eigenverbrauchs- und Autarkiewerte um mehr als 10 Prozentpunkte steigern kann. In einem direkten Vergleich stieg der WP-Autarkiegrad durch Optimierung um 11 %, der WP-Eigenverbrauch um 2 % gegenüber einer nicht optimierten Anlage.

Bewertung PV-optimierten.....
Wärmepumpenbetriebes.....
.....

Die Effizienzauswirkungen der Optimierung sind moderat: Eine Anhebung der TWE-Solltemperatur um rund 5 K und der Heizkurve um etwa 2 K bei PV-Überschuss reduzierte die JAZ im Trinkwassermodus um ca. 6 % und im Heizmodus um ca. 4 %; zusätzliche Speicherverluste durch höhere mittlere Speichertemperaturen kommen hinzu, bleiben im Gesamtergebnis aber begrenzt.

Kostenseitig senkt PV-Eigenstrom in allen Tarifmodellen den mittleren WP-Strompreis. Ohne Ansatz von PV-Gestehungskosten ergaben sich bei Systemen ohne Batterie Reduktionen um etwa 12–29 %, mit realistischen PV-Kosten (10 ct/kWh) verbleiben noch 8 % – 21 % an Strompreisreduktion. Mit Batterie sind die Einsparungen deutlich höher, schrumpfen aber bei Ansatz von 16 ct/kWh für PV + Speicher. Dynamische Tarife verringern den Zusatznutzen von PV-Eigenverbrauch, weil niedrige Börsenpreise oft mit hoher PV-Erzeugung zusammenfallen; zugleich wurde keiner der Fälle gezielt preisgeführt betrieben, sodass zusätzliche Potenziale durch dynamikoptimierte Betriebsführung – insbesondere im Winter – bestehen.

Netzseitig bleiben die Effekte begrenzt: Gegenüber getaktetem Betrieb senkt leistungsgeregelter bzw. PV-optimierter Betrieb die PV-Rückspeisespitzen am Transformator nur um etwa 2 % – 3 %; im Starklastfall entlastet Modulation um rund 7 %. Da die Strategien auf Eigenverbrauch und nicht auf Netzdienlichkeit zielen, wären deutlichere Netzvorteile erst durch Anreizinstrumente wie variable Netzentgelte oder Flexibilitätsmärkte zu erwarten. Insgesamt gilt: PV-Optimierung sollte stets gebäudeweit über ein Home Energy Management System (HEMS) erfolgen. Batteriespeicher steigern die Autarkie und senken die Kosten deutlich – bei überschaubaren Effizienzverlusten; wie groß der reale Nutzen ausfällt, entscheidet letztlich eine sorgfältige Regelungs- und Speicherstrategie.

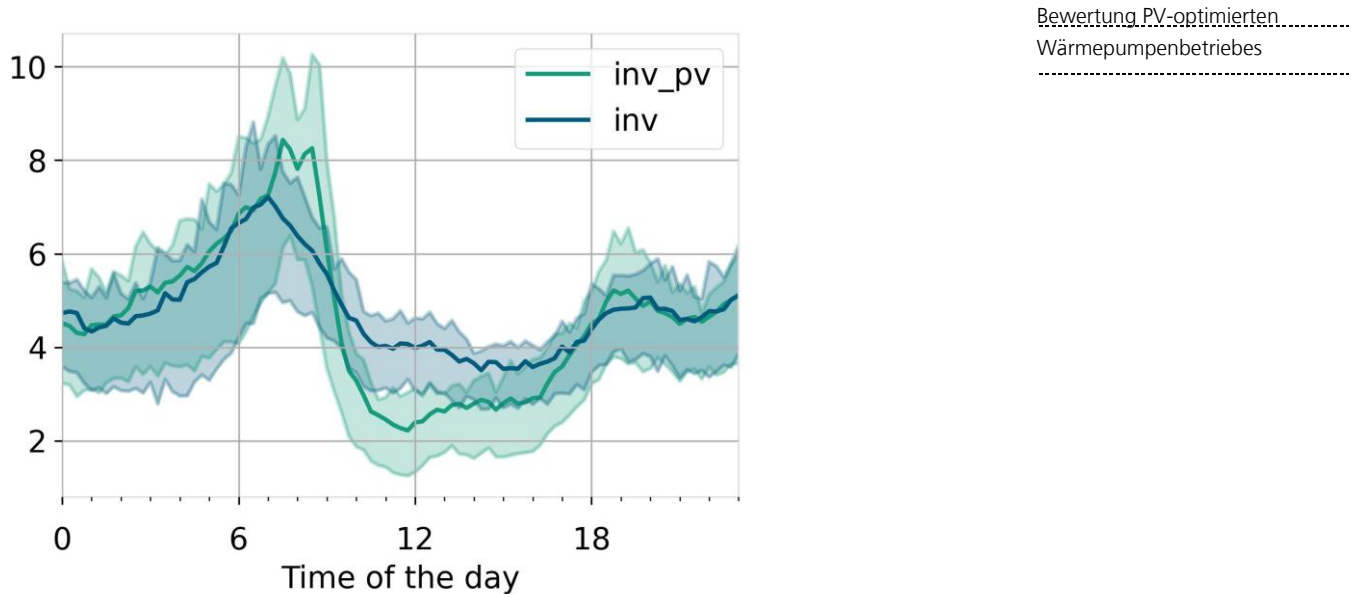


Abbildung 131: Vergleich der Wärmepumpen-Leistung für einen durchschnittlichen Wintertag für den leistungsgeregelten Wärmepumpenbetrieb mit und ohne Eigenverbrauchsmaximierung. Die transparenten Flächen reichen vom 25 %-Quantil bis zum 75 %-Quantil.

Insgesamt bleibt der Effekt für das Stromnetz hier begrenzt. Da die untersuchten Betriebsführungs-Modi nicht darauf abzielen, könnte eine deutliche Verbesserung der Netzdienlichkeit durch Instrumente wie variable Netzentgelte oder Flexibilitätsmärkte erreicht werden. Die erwähnten Instrumente würden ein tatsächlich netzdienliches Verhalten und nicht nur Eigenverbrauchsmaximierung anreizen. Die im Rahmen des Projektes implementierten und validierten Erweiterungen des Wärmepumpenmodells für Netzbe-rechnungen sind ein wichtiger Beitrag für die Betrachtung von Zukunftsszenarien in Netzstudien und zeigen auf, dass die aktuellen Netzentgelte netzdienliches Verhalten nicht anreizen.

9 Schallmessung bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen

9.1 Beschreibung der Messobjekte

Die akustischen Messungen wurden in fünf zufällig ausgewählten Gebäuden mit Außenluft/Wasser-Wärmepumpen untersucht. Die wichtigsten Merkmale sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Zusätzlich zeigt Abbildung 132 die Positionen der Wärmepumpe, der Mikrofone und der zu bewertenden Immissionsorte an den Messobjekten.

Tabelle 11: Kenndaten der 5 Monitoringobjekte

	Gebäudetyp	Heiz- Leistung [kW] ^[1]	Schallleistungspegel laut Datenblatt [dB(A)]		Immissionsricht- werte nach TA Lärm [dB(A)] ²	
			EN 12102	Max	Tag	Nacht
Standort 1	Einfamilienhaus	4,8	50	55	50	35
Standort 2	Reihenhaus	6,3	53	N/A	55	40
Standort 3	Einfamilienhaus	6,9	48	N/A	50	35
Standort 4	Doppelhaushälfte	11,1	59	60	55	40
Standort 5	Einfamilienhaus	12,0	58	62	50	35

¹ Heizleistung bei einer Lufttemperatur von -7 °C und einer Wassertemperatur von 35 °C

² informativ; die angewandte Methode erlaubt keine TA Lärm-konforme Bewertung

An den fünf Standorten ist jeweils eine kontinuierliche Schallmessung – bestehend aus Mikrofonen an zwei Positionen - umgesetzt. Mikrofon 1 erfasst Geräusche der Wärmepumpe und Mikrofon 2 der Umgebung (vgl. Kapitel 3.6.1).

Die Mikrofone 1 und 2 wurden an allen Standorten in einer Höhe von 0,5 Meter bis 1,5 Meter über dem Boden installiert, mit Ausnahme von Standort 4, wo keine geeignete Installationsposition vorhanden war. Dort wurde Mikrofon 2, das die Umgebungsgeräusche an Standort 4 misst, auf dem Dach des Gebäudes installiert.

Ein Ziel dieser Studie war die Erfassung potenzieller Hintergrundgeräusche wie Verkehrslärm und menschliche Aktivitäten, um den Betrieb der Wärmepumpen unter diesen Randbedingungen einzuordnen. So tragen Geräte, die Geräusche mit einem niedrigeren Schalldruckpegel als der Hintergrundgeräuschpegel abgeben, nicht wahrnehmbar zum Hintergrundgeräuschpegel bei. Am Standort 1, wo sich die Wärmepumpe in der Nähe der Straße befand, würde der Verkehrslärm die Messungen erheblich beeinflussen. An den Standorten 2 und 3 gab es Außenbereiche wie einen Spielplatz in der Nähe der Wärmepumpe und der Messstellen. Daher ist in den wärmeren Jahreszeiten der Hintergrundlärm höher als im Winter. Darüber hinaus kann es am Standort 4 aufgrund seiner exponierten Installationsposition zu erhöhten Umgebungsgeräuschen durch Wind kommen.

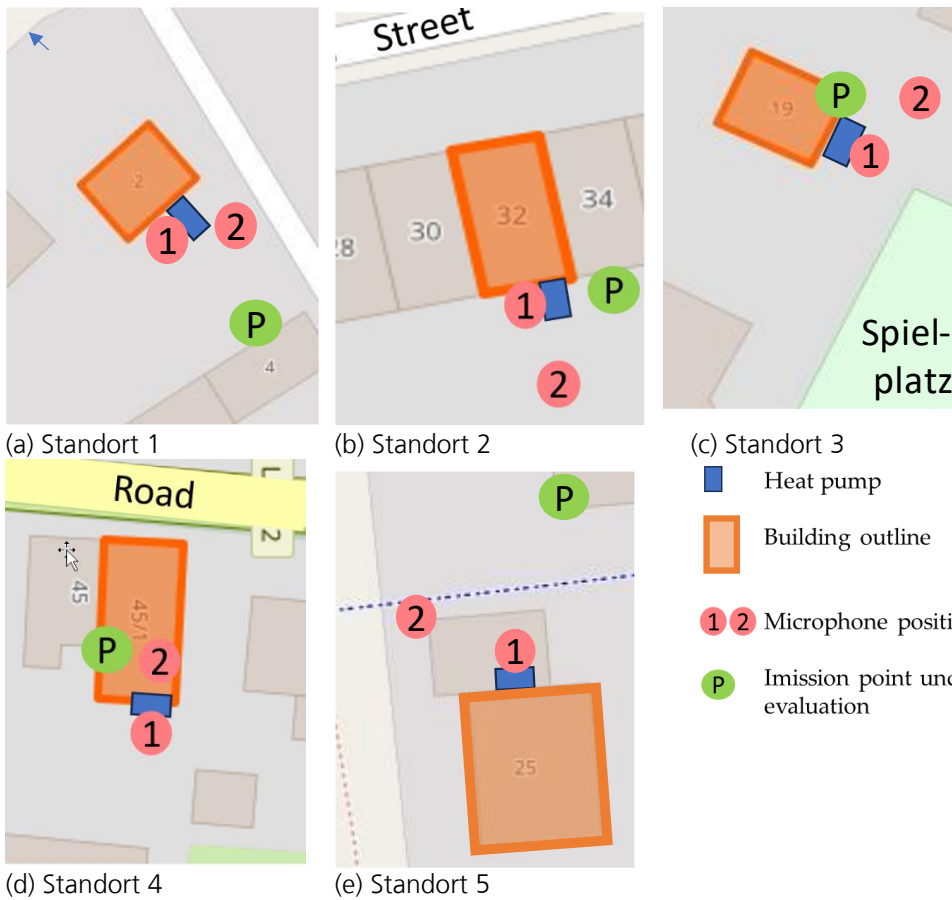


Abbildung 132: Grundrisse der Versuchsstandorte

9.2 Ansatz zur Datenauswertung



Abbildung 133: Versuchsmessung an einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe (kein Messobjekt in WP-QS im Bestand); im Vordergrund zu sehen ist das wärmepumpennahe Mikrofon, im Detail das zweite Mikrofon zur Erfassung der Umgebungsgeräusche



Abbildung 134: Beurteilungspegel nahe der Wärmepumpe (M1), der Umgebung (M2) und am Bewertungspunkt (IMs) sowie elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters über einen Beispielzeitraum von 4 Stunden

Der für die Datenauswertung verwendete Ansatz wird im Folgenden anhand eines Beispielzeitraums von 4 Stunden an einem der Standorte erläutert: Abbildung 134 zeigt die

gemessene Kompressorleistung, die Beurteilungspegel¹ an beiden Mikrofonen und den abgeleiteten Beurteilungspegel am Immissionspunkt in einer Auflösung von 30 Sekunden. Zwischen etwa 0:30 und 2:00 Uhr ist die Wärmepumpe ausgeschaltet. Der Beurteilungspegel an M1 und M2 oszilliert übereinstimmend entsprechend der Umgebungsgeräusche zwischen 35 und 55 dB(A). M2 bestimmt daher den Immissionsbemessungspegel. Während der Betriebszeiten der Wärmepumpe (vor 0:30 Uhr und nach 2:00 Uhr) steigt der Beurteilungspegel an M1 auf ca. 60 dB(A) an. Der Pegel an M2 schwankt weiterhin im gleichen Bereich wie bei ausgeschalteter Wärmepumpe. In Momenten mit geringer Umgebungslärmbelastung, z. B. im blau markierten Zeitraum, wird der Immissionspegel von M1 dominiert und unter Abzug des bei der Installation des Systems als Übertragungsfunktion ermittelten Offsets (in diesem Fall 13 dB(A)) berechnet. In Zeiten mit lauterer Umgebungsgeräuschen wird der Immissionswert wieder durch den an Mikrophon M2 (Umgebung) ermittelten Beurteilungspegel bestimmt.

Da für jeden Standort bis zu einem Jahr Messdaten vorliegen, wird eine Methode zur Datenaggregation verwendet. Zu diesem Zweck werden die ermittelten Beurteilungspegel am Immissionspunkt P (s. Abbildung 132) - nach dem Ein-/Aus-Zustand der Wärmepumpe getrennt - in Bins von jeweils 1 dB(A) Breite unterteilt und als kumulative Häufigkeitsverteilung dargestellt, wie in Abbildung 135 für den Beispielzeitraum dargestellt. Während des Betriebs der Wärmepumpe liegt der Immissionsbeurteilungspegel zwischen 38 und 65 dB(A). Oberhalb von 49 dB(A) ist der Trend für beide Zustände der Wärmepumpe vergleichbar. Unterhalb dieses Wertes führt der Betrieb der Wärmepumpe zu einem höheren Beurteilungspegel am Immissionspunkt.

Der Datenauswertung ist eine Plausibilitätsprüfung vorgeschaltet. Diese ist ausführlich in einer separaten Veröffentlichung beschrieben (Sangsinsorn & Nienborg, 2025).

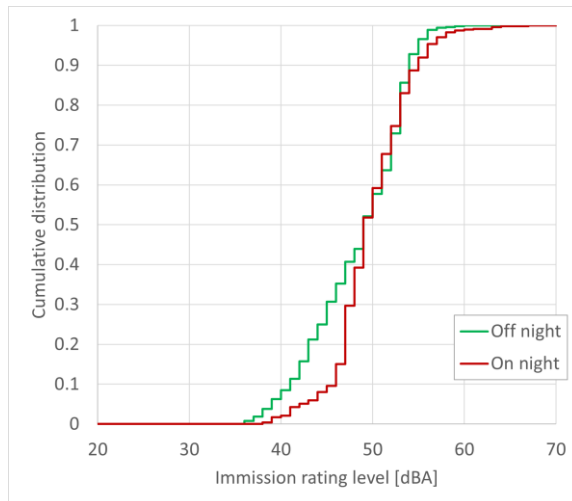


Abbildung 135: Kumulative Verteilung des Beurteilungspegels im Beispielzeitraum

¹ Der Beurteilungspegel setzt sich in Anlehnung an die Rechenvorschrift nach TA Lärm zusammen aus dem gemessenen Schalldruckpegel und Zuschlägen für Tonhaltigkeit, Impulshaltigkeit und Tageszeiten mit erhöhter Empfindlichkeit. Die im folgenden gezeigten Beurteilungspegel sind grundsätzlich in dieser Form berechnete Werte.

9.3 Ergebnisse

Versuchsstandort 1

Abbildung 136 zeigt den für den Immissionspunkt P ermittelten Beurteilungspegel von Standort 1 für Ein- und Aus-Zustände der Wärmepumpe zu verschiedenen Tages- und Jahreszeiten: Tag (6-22 Uhr) | Nacht (22-6 Uhr) sowie 12 Monate | ein Wintermonat | ein Frühlingsmonat

In der Darstellung ist tagsüber ein geringfügiger Unterschied zwischen den Beurteilungspegeln der Wärmepumpe im eingeschalteten und ausgeschalteten Zustand zu beobachten. Im Wintermonat liegt der Versatz im Mittel bei 2 dB(A), eine mögliche Ursache ist die höhere Leistung, die die Wärmepumpe hier erbringen muss. Nachts ist der Unterschied zwischen den Beurteilungspegeln am Immissionspunkt zu Zeiten mit und ohne Wärmepumpenbetrieb etwas ausgeprägter. Dazu trägt unter anderem der geringere Umgebungslärm bei. Auch der Unterschied in der nächtlichen Immissionsbewertung zwischen Winter und Frühjahr ist auf mehr Umgebungsgeräusche zurückzuführen, insbesondere auf Vogelgesang in den frühen Morgenstunden. In Kombination mit einer Zwangsbeladung des Warmwasserspeichers vor 6 Uhr morgens ergibt sich ein unterschiedlicher Trend zwischen den Betriebszuständen der Wärmepumpe.

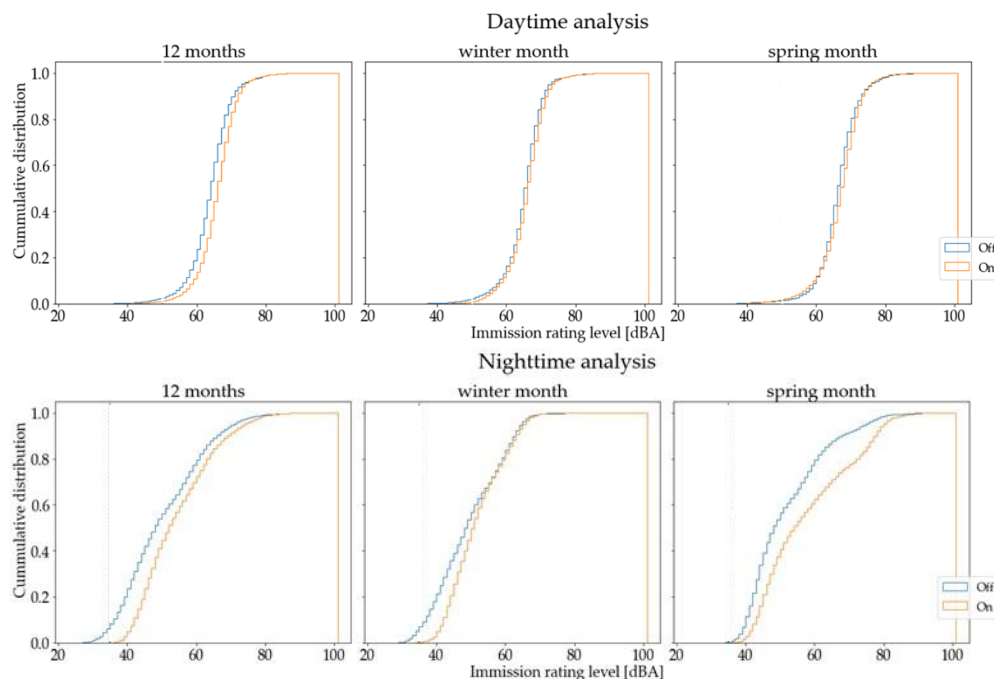


Abbildung 136: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 1.

Versuchsstandort 2

Abbildung 137 zeigt die Beurteilungspegel am Immissionspunkt für Ein- und Aus-Zustände zu verschiedenen Tages- und Jahreszeiten. Wieder ist tagsüber nur ein geringer Einfluss des Wärmepumpenbetriebs erkennbar.

Nachts dagegen liegt der Beurteilungspegel bei ausgeschalteter Wärmepumpe zeitweise unter 30 dB(A). Zu Betriebszeiten der Wärmepumpe liegt er immer über 35 dB(A), meist über 40 dB(A). Anzumerken ist, dass die Wärmepumpe in diesem Fall auf der Terrasse eines Reihenmittelhauses aufgestellt ist und der Immissionspunkt vor dem

nächstgelegenen Fenster des Nachbarhauses nur rund 4m von der Ansaugseite der Wärmepumpe entfernt ist.

Im Winter ist der Unterschied ausgeprägter als im Frühjahr. Mögliche Gründe sind einerseits die höhere Leistung, die die Wärmepumpe im Winter bereitstellen muss und andererseits ein Anstieg des Umgebungslärms im Frühjahr, mutmaßlich eine Folge der erhöhten Aktivitäten im Außenbereich sein (z. B. Vögel, Bewohner, ...). Der größere Anteil der Betriebszeit der Wärmepumpe mit reduziertem Geräuschpegel im Frühjahr kann mit der geringeren Heizleistung zusammenhängen, die zu einer niedrigeren Kompressor- und Lüfterdrehzahl führt.

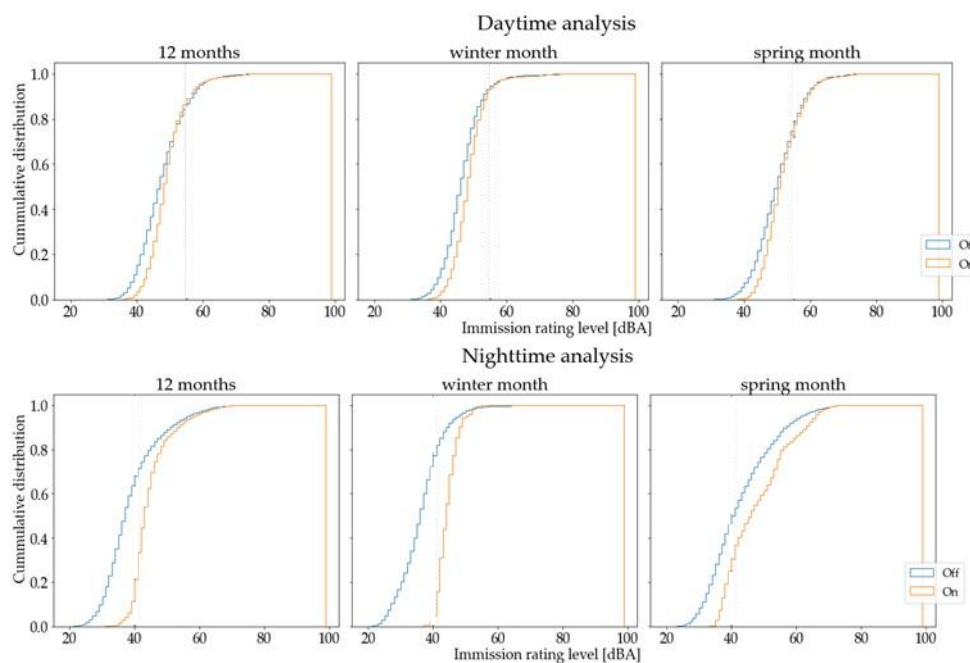


Abbildung 137: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 2

Versuchsstandort 3

An diesem Standort gibt es zwei Besonderheiten: zum einen ist die Entfernung zum Nachbarhaus so groß, dass dort kein Wärmepumpengeräusch messbar ist. Daher wurde die Immission durch die Wärmepumpe am ersten Obergeschoss des beheizten Gebäudes selbst bewertet, um den fiktiven Fall einer Vermietung zu betrachten. Zum anderen wurde ein Mikrofonkabel im Sommer beim Rasenmähen durchtrennt. Daher stehen lediglich Messdaten von der Inbetriebnahme im März bis Juli zur Verfügung.

Die Analyse wird daher nur für zwei verschiedene Zeiträume durchgeführt: die gesamten 5 Monate und einen einzelnen Frühlingsmonat, wie in Abbildung 138 dargestellt. Tagsüber beeinflusst der Wärmepumpenbetrieb den Beurteilungspegel am Immissionspunkt nicht signifikant. Nachts fällt der Beurteilungspegel bei ausgeschalteter Wärmepumpe bis auf ca. 20 dB(A) ab, bei eingeschalteter Anlage beträgt der Minimalwert rund 30 dB(A). Ca. 30 % der Zeit liegt der Beurteilungspegel nachtsüber bei ~35 dB(A). Der Kurvenverlauf ist jedoch annähernd unabhängig vom Betriebszustand, folglich sind diese Werte nicht auf die Wärmepumpe zurückzuführen.

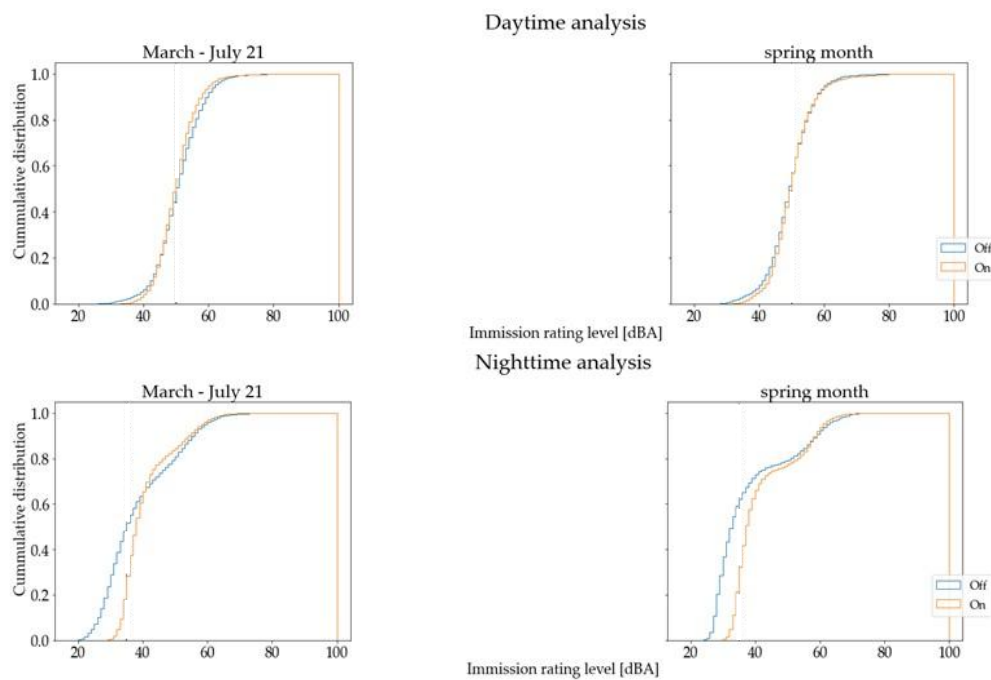


Abbildung 138: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 3

Versuchsstandort 4

Die Analyse des Beurteilungspegels am Immissionspunkt wird am Versuchsstandort wieder für drei verschiedene Zeiträume durchgeführt: 12 Monate, einen Wintermonat und einen Frühlingsmonat. Tagsüber sind die Verläufe in allen untersuchten Zeiträumen unabhängig vom Wärmepumpenbetriebszustand.

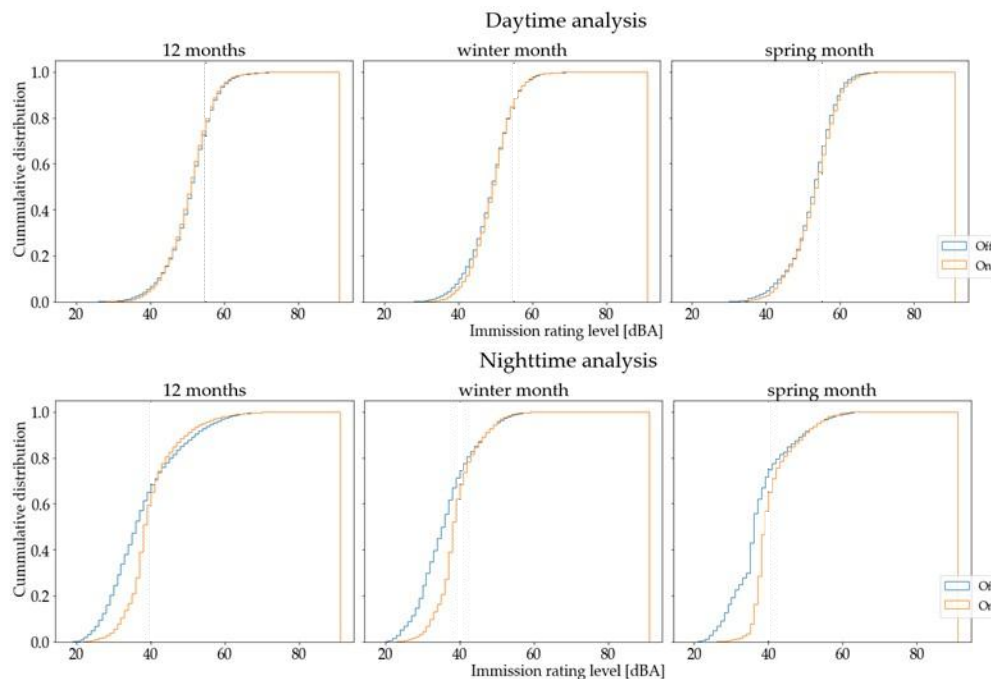


Abbildung 139: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 4

Nachts ist unterhalb von 40 dB(A) ein leichter Einfluss des Wärmepumpenbetriebs auf den Beurteilungspegel ersichtlich. Während der rund 30 % der Zeit zu denen höhere Beurteilungspegel am Immissionsort ermittelt werden, ist kein deutlicher Einfluss des Wärmepumpenbetriebs ersichtlich.

Versuchsstandort 5

An diesem Standort gab es wiederholt Probleme mit der Akustik-Messtechnik, deshalb ist der Zeitraum, für den auswertbare Daten vorliegen, auf zwei Monate von Februar bis April 2022 begrenzt. Darüber hinaus ergaben die Plausibilitätsprüfungen der akustischen Messungen an diesem Standort, dass häufig Umgebungsgeräusche auftraten, die insbesondere die Messungen am zweiten Mikrofon (M2) beeinträchtigten. Bei Anwendung der in Kapitel 3.6.1 beschriebenen Bewertungsmethode würde dies zu einer häufigen Überschätzung des Beurteilungspegels am Immissionsort führen: Der hohe Schalldruckpegel am Umgebungsmikrofon würde den niedrigeren Immissionswert ersetzen, der aus dem Schalldruckpegel am Wärmepumpenmikrofon abzüglich der Immissionsfunktion berechnet wurde.

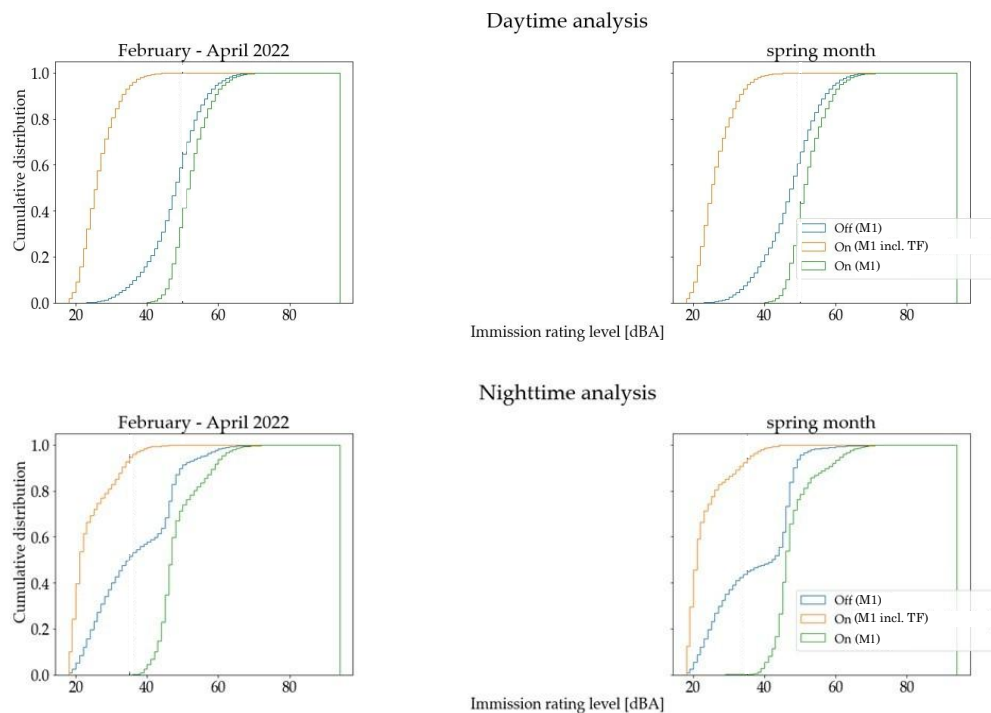


Abbildung 140: Beurteilungspegel am Versuchsstandort Nr. 5 ;TF: Übertragungsfunktion

Daher wird für diesen Standort eine reduzierte Bewertungsmethode angewendet: Alle angegebenen Werte basieren ausschließlich auf dem Wärmepumpenmikrofon (M1). Das Umgebungsmikrofon wird bei der Bewertung nicht berücksichtigt. Bei ausgeschalteter Wärmepumpe entspricht der angegebene Beurteilungspegel am Immissionspunkt daher dem neben der Wärmepumpe bestimmte Beurteilungspegel. Bei eingeschalteter Wärmepumpe wird der am Nachbarhaus zu erwartende Beurteilungspegel bestimmt, indem die Übertragungsfunktion von dem an der WP (M1) bestimmten Beurteilungspegel abgezogen wird (in der Grafik als „M1 incl. TF“ bezeichnet). Da die Übertragungsfunktion aufgrund der großen Entfernung zum Immissionspunkt einen hohen Wert von -26 dB(A) hat, führt dieser Ansatz zu entsprechend geringen Beurteilungspegeln. Die resultierenden Werte liegen deutlich unter den nahe während der Ausschalzeiten der Wärmepumpe bestimmten. Daher kann davon ausgegangen werden, dass der

Wärmepumpenlärm die Lärmwahrnehmung am Immissionspunkt mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht beeinflusst.

9.4 Diskussion und Schlussfolgerungen zu den Schallmessungen

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass mit diesem Arbeitspaket die Entwicklung und Demonstration einer Methode zur Durchführung von Langzeit-Schallfeldmessungen an Außenluft/Wasser-Wärmepumpen gelungen ist. Die Methode erlaubt es, zeitaufgelöst den Beurteilungspegel an einem entfernten Immissionspunkt abzuleiten, ohne dass dort dauerhafte Messungen erforderlich sind.

Die Ergebnisse zeigen, dass die akustischen Auswirkungen von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen erheblich von umgebenden Umweltfaktoren, insbesondere den Hintergrundgeräuschen sowie den Aufstellbedingungen, beeinflusst werden. An zwei der vermessenen Anlagen (Standorte 4 und 5) war der Umgebungslärm am Nachbargebäude so stark, dass er alle messbaren akustischen Auswirkungen der Wärmepumpen über-tönte. Auch an Standort 3 gab es am Nachbargebäude keine messbaren Immissionen durch die Wärmepumpe, daher wurde ein fiktiver Immissionspunkt am eigenen Gebäude definiert.

An drei anderen Standorten (Standort 1, 2 und 3) konnte nachts ein höherer Beurteilungspegel während der Betriebszeiten der Wärmepumpen ermittelt werden. Es überrascht nicht, dass der stärkste Anstieg bei einer Wärmepumpe auf der Terrasse eines Reihennittelhauses verzeichnet wurde.

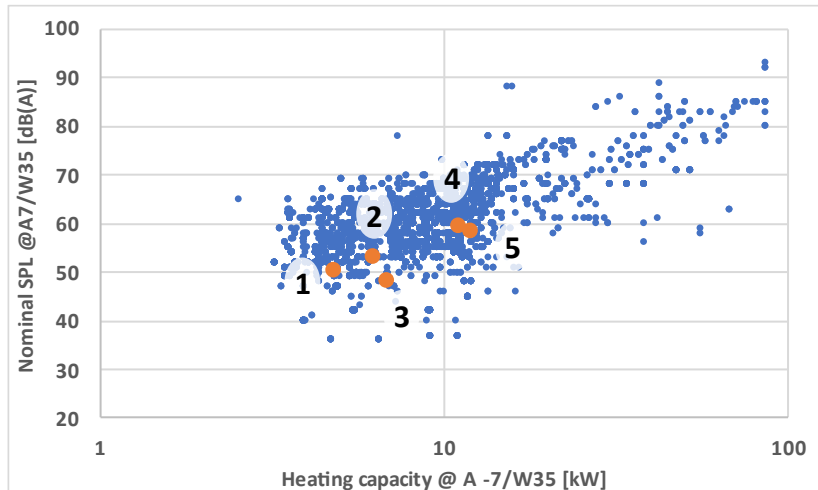


Abbildung 141: Nominaler Schalleistungspegel nach DIN EN 12012-1 im Vergleich zur Heizleistung für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen mit dem HP Keymark-Label bei A-7/W35 (blau, Stand: Juni 2024) und Messobjekte dieser Studie (orange); die Zahlen beziehen sich auf die Standortnummer der gemessenen Wärmepumpen

Dies deutet darauf hin, dass Risiken einer Störung durch Außenluft/Wasser-Wärmepumpen eher für die Nachtstunden bestehen. Die Daten zeigen, dass die Beurteilungspegel in den untersuchten Immissionspunkten zu Betriebszeiten der Wärmepumpe höchstens 15 dB(A), meist weniger als 10 dB(A), über denen im ausgeschalteten Zustand liegen. Dies bedeutet auch, dass Schallschutzmaßnahmen, wie z. B. Schallschutzhauben, die eine Reduzierung um bis zu 15 dB(A) ermöglichen, jede messbare Veränderung des

Beurteilungspegels an den Immissionspunkten vermeiden könnten. In der Planungsphase ist es unerlässlich, auch die Randbedingungen für die Auswahl einer Wärmepumpe im Hinblick auf ihre Geräuschemissionen zu berücksichtigen. Dass die Streuung hier groß ist, verdeutlicht Abbildung 141. Sie vergleicht die in dieser Studie untersuchten Wärmepumpen mit Produkten, die das Heat Pump Keymark-Label erhalten haben (CEN Keymark, 2025). Für alle 5 Wärmepumpen hätte es teils mehrere Geräte vergleichbarer Leistung mit signifikant niedrigeren nominalen Schallleistungspegel auf dem Markt gegeben.

Schallmessung bei.....
Außenluft/Wasser-Wärmepumpen
.....

10.1 Prozessdarstellung

Die Qualitätssicherung von Wärmepumpen gewährleistet ihre dauerhafte Funktionsfähigkeit, Leistungsstabilität und Wirtschaftlichkeit. Unzureichend geprüfte oder fehlerhaft installierte Anlagen weisen geringere Effizienzwerte und verkürzte Lebensdauern auf, was Betriebskosten und THG-Emissionsbilanzen verschlechtert. Für ausführende Betriebe und Hersteller führt eine lückenhafte Qualitätssicherung zu mehr Reklamationen, höherem Serviceaufwand und einem Imageschaden. Nutzerinnen und Nutzer sehen sich neben steigenden Energiekosten auch mit vermindertem Komfort, möglicher Hygieneproblematik und erhöhtem Wartungsaufwand konfrontiert. Übergreifend schwächt eine Häufung von Qualitätsmängeln das Vertrauen in Wärmepumpen als zukunftsfähige Technologie und gefährdet damit die Erreichung klimapolitischer Ziele.

Der Planungs- und Einbauprozess von Wärmepumpen in Ein- und Zweifamilienhäusern gliedert sich in mehrere Arbeitsphasen, die wiederum unterschiedliche Prozessschritte umfassen. In Tabelle 12 findet sich ein vereinfachtes Schema des Ablaufs von der ersten Kundenberatung bis zum Betrieb der Wärmepumpe, welches die Phasen, Prozessschritte und Akteure darstellt.

Die *Phase A „Beratung, Planung & Angebot“* beinhaltet alle planerischen und administrativen Arbeiten der Auftragsanbahnung und Planungstätigkeiten. *Phase B „Installation“* adressiert die Montagetätigkeiten vor Ort (und ggf. in der Werkstatt). *Phase C „Inbetriebnahme & Einweisung“* umfasst die Tätigkeiten ab der Installation, bis die Anlage in Betrieb ist. Mit *Phase D „Wartung & Betrieb“* werden alle nachgelagerten Prozessschritte zusammengefasst, nachdem die Anlage in Betrieb ging.

Die Abfolge innerhalb der Phasen kann je nach Bauvorhaben und beteiligter Betriebe variieren. Insbesondere die Mitarbeit externer Betriebe wie Elektro-Fachunternehmen oder Energieberatenden ist optional und hängt häufig von der personellen Besetzung des SHK-Betriebs ab. Die Übergänge zwischen den Akteuren und den gezeigten übergeordneten Schritten sind fließend und durch einen kontinuierlichen Informationsaustausch geprägt.

Als Akteure sind nur die direkt involvierten Akteure dargestellt. Wärmepumpenhersteller und Großhändler sind in diesem Schema nicht explizit aufgeführt, da sie nur indirekt in den Installationsprozess eingreifen. Dennoch spielen sie insbesondere in der technischen Planung und in der Beratung der Planenden eine wichtige Rolle. So bieten viele Hersteller Standard-Hydraulikschemen für typische Anlagenkonfigurationen, auf welche die Planenden zurückgreifen können. Auch in der *Phase C „Inbetriebnahme“* stehen die Wärmepumpenhersteller den Handwerksbetrieben bei Bedarf dem Werkskundendienst unterstützend zur Seite. Je nach Hersteller sowie vereinbarten Wartungs- bzw. Servicevertrag sind Werkskundendienste bei der Inbetriebnahme auch verpflichtend vor Ort.

Tabelle 12: Vereinfachte Darstellung der wichtigsten Prozesse beim Wärmepumpeneinbau. Prozessschritte nach Phasen (chronologisch) und direkt beteiligten Akteuren.

Qualitätssicherung effizienter.....
Wärmepumpenbetrieb
.....

Akteure / Phase	1 Anlagenbetreibende	2 SHK: Planende	3 SHK: Montierende	4 Ggf. Energieberatende	5 Ggf. Externe
A Beratung, Planung & Angebot	Anfrage, Zusammenstellen Unterlagen, Angebotsprüfung inkl. Service- bzw. Wartungsverträge, Auftragerteilung	Bestandsaufnahme, Beratung, Heizlastberechnung, Angebotserstellung, Auslegung der Komponenten, Hydraulikschema, Berechnung hydraulischer Abgleich, Administration		iSFP, Beratung, Heizlastberechnung, Berechnung hydraulischer Abgleich, Antrag Förderung	Quellerschließung
B Installation	Sichtkontrolle	Technische Beratung, Übergabe Planung	Demontage, Aufstellung, Montage, Verrohrung, Anbindung Bestand, Elektroarbeiten, Umsetzung hydraulischer Abgleich		Quellerschließung, Erdarbeiten, Fundamente, Elektroarbeiten, Kältetechnik, Isolierung
C Inbetriebnahme & Einweisung	Einweisung, Abnahme	Inbetriebnahme, Einstellung Regelung, Einweisung	Inbetriebnahme, Einstellung Regelung, Einweisung		Inbetriebnahme, Einweisung (Werkskundendienst)
D Wartung & Betrieb	Umstellen Sommer-/Winterbetrieb, Betriebskontrolle	Wartung, Einstellung der Anlage, Mängelbeseitigung	Wartung, Einstellung der Anlage, Mängelbeseitigung		

Anlagenmängel können ihren Ursprung in verschiedenen Arbeitsschritten der Planungs- und Installationsphase haben. In den folgenden Kapiteln sind verschiedenartige Einflüsse auf die Qualität von Wärmepumpenanlagen und Maßnahmen zur Qualitätssicherung aufgeführt. Für die bessere Einordnung in den Gesamtprozess werden diese – sofern möglich - mit der in Tabelle 12 aufgeführten Codierung der Phasen und Akteure versehen: bspw. B3 für Prozessschritte, die von Monteuren in der Installationsphase durchgeführt werden.

10.2 Maßnahmen der Qualitätssicherung – Ableitung aus den Messungen

Das Monitoring von 77 im Feld installierten Wärmepumpenanlagen ermöglicht wertvolle Einblicke in potenzielle Ursachen für Qualitätsminderungen.

Zwar ist die Stichprobe in Anzahl und Anlagenkonfigurationen zu heterogen, um belastbare, statistisch signifikante Aussagen zu treffen – hierfür bräuchte es jeweils deutlich

mehr Einheiten bei weitgehend identischer Konfiguration und vergleichbaren Umgebungsbedingungen. Diese Heterogenität der Anlagen in „WP-QS im Bestand“ birgt jedoch zugleich ein Potenzial: Sie erlaubt die gleichzeitige Analyse zahlreicher System- und Parameterkombinationen sowie ihrer gegenseitigen Wechselwirkungen.

Auf Basis der Analyse der Messdaten lässt sich nachvollziehen, welche Planungs- oder Installationsfehler in dem betrachteten Anlagenpool besonders häufig auftreten, wo sich ineffiziente Betriebszustände zeigen. Die im Folgenden beschriebenen Beobachtungen entstammen einem nicht statistisch auswertbaren Erfahrungsschatz, können dennoch aufgrund ihrer Häufung als typische Fehlerquellen gedeutet werden.

Im nachfolgenden Kapitel werden diese häufigen Ursachen für Betriebsfehler und Ineffizienzen dargestellt und Empfehlungen gegeben, mit welchen Maßnahmen eine Qualitätssicherung dieser Aspekte umgesetzt werden kann.

Angebotsprüfung

Um ein möglichst effizientes Heizsystem zu erhalten, ist das Fabrikat der Wärmepumpe mitentscheidend. Die vorliegenden Angebote sollten darum sorgfältig geprüft und verglichen werden. Für fachkundige Personen ist die Einordnung der angebotenen Anlagen schwer zu beurteilen. Ein Hinweis auf die Anlagengüte geben die COP-Werte der Wärmepumpen an vorgegebenen Betriebspunkten.

Maßnahme

A1 Der Vergleich der COP-Werte auf den technischen Datenblättern kann auch von Laien durchgeführt werden und als Hinweis für den Gütegrad der angebotenen Wärmepumpen dienen. Die COP-Werte für verschiedene Betriebspunkte sollten – falls nicht im Angebot enthalten - beim anbietenden Betrieb erfragt werden.

Auslegung Heizkörper

Die Wärmeübergabesysteme haben Einfluss auf die erforderliche Heizkreistemperatur. Der sogenannte „ungünstigste Heizkörper“ beeinflusst die erforderliche Heizkreistemperatur.

Die Messungen zeigen, dass Auslegungstemperaturen von 55 °C und deutlich weniger nicht nur mit Flächenheizungen, sondern auch mit Heizkörpern funktionieren können. Ein teurer und aufwändiger Umbau auf Flächenheizungen ist deshalb nicht nötig.

Maßnahme

A2/A4 Beratung über Wärmeübergabesysteme. Anlagenbetreibende sollten über die Möglichkeit des selektiven Heizkörperaustauschs informiert werden. Auch eine Erläuterung – zum Beispiel durch Energieberatende -, dass die raumweise Heizlastberechnung nach DIN 12831 für sehr selten vorkommende, außergewöhnlich kalte Außentemperaturen erfolgt, kann für die Entscheidungsfindung hilfreich sein.

Dimensionierung der Wärmepumpe

Die Messungen zeigen für viele Anlagen einen monovalenten Betrieb und bezogen auf die Verbrauchswerte eine großzügige Dimensionierung (vgl. Abschnitt 6.1), die aber nicht hauptsächlich für ein extrem häufiges Schalten („Takten“) waren.

Maßnahme

Bei der Ermittlung der Heizlast gilt es größtmögliche Sorgfalt mit Blick auf die Eingangsdaten walten zu lassen, die Ergebnisse eines Rechenverfahren mit den Ergebnissen verbrauchabhängiger Verfahren zu plausibilisieren und keine „ausgedachten“ Sicherheitszuschläge zu berücksichtigen. Ferner sind vergangene und zukünftig geplante Nutzerverhalten bei der Ermittlung der Gebäudeheizlast mit in Betracht zu ziehen.

Einsatz der Zirkulation

Zirkulationsleitungen sind in Ein- und Zweifamilienhäusern zur Wahrung der Trinkwasserhygiene nicht vorgeschrieben. In vielen der Messobjekte ist aus diesem Grund keine Trinkwasserzirkulation verbaut. Dort, wo sie jedoch eingebaut ist und lange tägliche Laufzeiten vorweist, sind die Auswirkungen auf die Treibhausgasemissionen nicht zu vernachlässigen. So kann der durch Zirkulationsverluste verursachte Energiebedarf ähnliche Größenordnungen wie derjenige der Warmwasserzapfung erreichen.

Maßnahme

A2/A4 Eine Beratung über die Zusammenhänge der Zirkulationsverluste durch die Installationsbetriebe bzw. Planungsbüros, um für die Anlagenbetreibenden eine Entscheidungshilfe zu bieten.

Konstruktion der Kombispeicher

Es gibt Kombispeicherkonstruktionen, die im realen Betrieb weitestgehend robust eine klare Trennung der Temperaturniveaus zwischen dem Bereich für Raumheizung und für die Trinkwassererwärmung ermöglichen. Hingegen gibt es Kombispeicher, deren Konstruktion keine zuverlässige Trennung der Temperaturniveaus ermöglichen und damit zu mehr Wärmebereitstellung auf „WW-Temperaturniveau“ führen, als notwendig wäre (vgl. Kapitel 6.1). Dies führt zu Effizienzeinbußen der Wärmepumpenanlage.

Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Bauweisen und Mangels klar definierter Qualitätskriterien ist für die planenden Fachbetriebe eine Einschätzung der Energieeffizienz der marktverfügbaren Kombispeicher schwierig.

Maßnahme

A2 Als Arbeits- und Bewertungshilfe für Planende sollte ein Katalog an Qualitätskriterien für Kombispeicher erarbeitet werden. Mögliche Kriterien stellen die Kennwerte der Schichtungseffizienz nach dem SPF-Verfahren dar (SPF Institut für Solartechnik, 2025). Ob diese Methode der Effizienzbewertung die reale Betriebsweise in der Praxis ausreichend abbildet, ist den Autorinnen und Autoren dieses Berichts jedoch nicht bekannt. Eine Übernahme des SPF-Verfahrens als alleiniges Kriterium für die Bewertung von Speichern kann darum nicht empfohlen werden – es kann aber durchaus als eines unter mehreren Aspekten hilfreich sein.

Hydraulik

In der Planungsphase und bei der Installation von Wärmepumpenanlagen treten verschiedene Fehlerarten in der Hydraulik auf. So kann bereits der Hydraulikplan Fehler enthalten, die dann zwar plangerecht aber im Ergebnis falsch eingebaut werden. Oder die Planung ist korrekt, die Umsetzung entspricht dieser jedoch nicht und ist somit fehlerhaft. Insbesondere (jedoch nicht ausschließlich) bei komplexeren Anlagen, wie bspw.

bivalenten Systemen, treten sowohl in der Planung als auch in der Installation gehäuft Fehler auf. Beispiele für typische Hydraulikfehler sind:

- Fehlenden Rückschlagklappen
- Abzweige / Zuleitungen sind in einer „falschen Reihenfolge“ an eine Leitung angeschlossen

Neben Fehlern, die bspw. zu Fehlströmungen führen, gibt es in Bezug auf die Effizienz und dem Betriebsverhalten (bspw. der Schalthäufigkeit) günstigere und ungünstigere Systemkonzepte und Komponentendimensionierungen.

Maßnahmen

Aufgrund der Vielfalt der Fehlerquellen und Auswirkungen der Hydraulik auf den Anlagenbetrieb gibt es Empfehlungen zur Qualitätssicherung, die verschiedene Akteure und Handlungsfelder adressieren:

- **B3** Einfache Konzepte sind für alle Beteiligten leichter zu verstehen und zu installieren. Sie bestehen oft aus weniger Bauteilen und reduzieren so das Risiko einer falschen Verrohrung.
- **A2** Die Verwendung von Herstellerschemen anstatt individuell erstellter Schemen verringert die Wahrscheinlichkeit von Planungsfehlern
- **A2 / B3** Das Spezialisieren auf wenige Typenschemen, die für alle Bauvorhaben weitgehend identisch ausgeführt werden, steig die Installationsroutine
- **A2 / B3** Zurückgreifen auf vorgefertigte Hydraulikbauteile/-module
- **A2 / B3** Steigern der Qualifikation durch gezielte Schulungen
- **A2 / A4 / B3** Durchführen des hydraulischen Abgleichs unterstützt die gleichmäßige Wärmeverteilung in den einzelnen Räumen

Heizstab

Der unerwünschte (Dauer-)Betrieb von Heizstäben tritt in der Praxis selten auf, ist aber möglich. Der häufige Betrieb geht mit starken Effizienzeinbußen und daraus resultierend hohen Betriebskosten für die Anlagenbetreibenden einher. Als Grund kann eine ungünstige Parametrierung beobachtet oder die Nutzung als Backup bei temporärem Ausfall der Wärmepumpe sein.

Maßnahmen

- **A2 / C2** Eine gesonderte Ausweisung der Betriebsstunden und/oder des Strombezuges des Heizstabes und der Wärmepumpe in der Effizienzanzeige lässt (hohen) Heizstabbetrieb schnell erkennen
- **D1** Automatisierte Benachrichtigungen an die Anlagenbetreibenden, wenn es zu einem unplanmäßigem Heizstabeinsatz kommt
- Eine Betriebssperre für den Heizstab oberhalb des Bivalenzpunktes

Bivalente Anlagen

Die Regelungsparameter eines bivalenten Wärmepumpensystems bestimmen in erheblichem Maße den Anteil (Deckungsbeitrag), den der Kessel übernimmt. Je nach Hersteller sind unterschiedliche Regelungsansätze und Parameter im Wärmepumpenmanager oder Energiemanagementsystem hinterlegt. Die konkreten Auswirkungen auf den Deckungsbeitrag sind für die Person, welche die Inbetriebnahme durchführt, anhand der Bedienungsanleitung teilweise nicht ableitbar. Insbesondere, wenn sich Regelungsparameter in ihren Auswirkungen überlagern.

Maßnahmen

C / D Um unerwünscht hohe Kesselbetriebszeiten zu vermeiden, sollten Hersteller und ausführende Betriebe gezielt Informationen bereitstellen und die Umsetzung entsprechend begleiten.

- Hersteller könnten eine umfassende Parameterübersicht erstellen, in der alle Einstellungen, die den Deckungsbeitrag des Kessels beeinflussen, systematisch aufgeführt werden. Dabei ist zu beachten, dass es sich nicht um monokausale Einflussgrößen handelt, sondern um ein Zusammenspiel verschiedener Regelparameter. Die Übersicht sollte daher jede Einstellung qualitativ beschreiben, typische Wirkungsrichtungen benennen und quantitative Bandbreiten angeben. Diese Transparenz soll Planenden, Betreibern und Servicepersonal ermöglichen, die Auswirkungen von Parameteränderungen abzuschätzen. Zur Veranschaulichung der Größenordnungen bieten sich Beispielrechnungen an, die etwa den Deckungsbeitrag bei rein ökonomisch vs. ökologisch geführter Regelung darstellen.
- Parametrierungen, die mit einer hohen Wahrscheinlichkeit zu einem nicht GEG-konformen Deckungsbeitrag führen, sollten herstellerseitig unterbunden werden. Dies könnte beispielsweise durch Regelungsparameter gewährleistet werden, welche (außer im Havariefall) den Kesselbetrieb zur Heizungsunterstützung nur unterhalb bestimmter Außentemperaturen zulassen.
- Eine weitere Maßnahme, welche die Kontrolle der Anlage durch die Anlagenbetreibenden erlaubt, ist das Etablieren einer Effizienzanzeige mit Angaben über den Wärmebeitrag der einzelnen Anlagenkomponenten (Wärmepumpe, Heizstab, Kessel). Diese könnte ggf. durch eine Warnung ergänzt werden, wenn der Kesselanteil - abhängig von der Außentemperatur – definierte Deckungsanteile übersteigt.

Heizkurveneinstellung

Die Messungen zeigen, dass die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe mit steigender Außenlufttemperatur höher ausfallen als man dies nach typischen Heizkurven erwartet (siehe Kapitel 4.7). Flache Heizkurven auf einem „hohem“ Temperaturniveau sollten vermieden werden.

Maßnahmen

C2 / C5 / D2 / D5 Überprüfen der Parametrierung der Heizkurve

C5 / D5 Hilfreich wären automatisierte Hinweise vom Regler der Wärmepumpe an die Person, die Parametrierungen vornimmt, wenn eine Parametrierung sich möglicherweise ungünstig auf die Anlageneffizienz oder das Taktverhalten auswirkt.

Schalthäufigkeit

Der Startvorgang eines Verdichters ist mit einer Belastung der Bauteile verbunden; die Anzahl der Starts wirkt sich auf die Lebensdauer des Verdichters aus. Sehr kurze Betriebsphasen von wenigen Minuten können mitunter direkte Schäden verursachen. Hohe Schalthäufigkeiten sind vorzubeugen und auch hinsichtlich der Effizienz sind längere Betriebsphasen anzustreben. Ursachen für hohe Schalthäufigkeiten sind in Kapitel 6.3 aufgeführt.

Maßnahmen zur Vermeidung von häufigem Takten

- **C / D** Anpassung des Regelungsalgorithmus: Der Hersteller sollte sicherstellen, dass die Wärmepumpe im Normalbetrieb nicht in Kurzzyklen mit Laufzeiten von nur zwei bis drei Minuten betrieben wird, es sei denn, durch eine Ausnahmebedingung (z. B. drohende Hochdruckabschaltung) lässt sich ein Schaden oder ein sicherheitsrelevantes Ereignis nur so verhindern
- **C / D** Erfassung und Ausweisung der Schalthäufigkeit: In der Effizienzanzeige – sei es in der Benutzer-App oder dem Betriebsdisplay – sollte die Schalthäufigkeit der Wärmepumpe als weiterer Parameter hinterlegt sein. Betriebszyklen mit besonders kurzen Laufzeiten (z. B. < 10 Minuten; genaue Grenze ist nach Expertenempfehlung festzulegen) werden gesondert ausgewiesen, um sie systematisch beobachten und analysieren zu können.
- **C / D** Kritische Schalthäufigkeiten und Warnmeldungen: Überschreitet die dokumentierte Schalthäufigkeit vordefinierte Schwellenwerte („kritische Schalthäufigkeit“), löst das System automatisch eine Warnung aus. Diese Meldung informiert Betreiber und Servicepersonal rechtzeitig über den möglichen Wartungsbedarf oder eine notwendige Optimierung der Regelparameter.

Defekt an Wärmepumpe, Kältemittelverlust o.ä.

Zwei der untersuchten Anlagen wiesen über die Dauer von über einem Jahr eine sehr geringe Effizienz auf, bevor die Ursache behoben wurde (vgl. Kapitel 6.7.6 Auffälligkeiten Betriebsverhalten).

Maßnahmen

- **C** Als Maßnahme zur Qualitätssicherung ist die Einweisung der Anlagenbetreibenden zum Wärmepumpensystem und eine Erläuterung zum Erkennen möglicher Alarmzeichen zweckdienlich. Technisch unterstützend kann eine Effizienzanzeige, z.B. als Effizienzcontroller, über eine App oder am Display der Wärmepumpe fungieren.
- **C1** Ein klassischer Wartungsvertrag hat jährliche Intervallzeiten; es kann je nach Hersteller jedoch auch eine kontinuierliche Fernüberwachung in Auftrag gegeben werden.

Raumheizung in den Sommermonaten

Eine Freigabe der Wärmepumpe zur Raumheizung in den Sommermonaten bewirkt, dass die Wärmepumpe den Heizungsspeicher immer „warmhält“. Auch in Systemen ohne Heizungsspeicher wird die Wärmepumpe ohne Umschaltung von „Wintermodus“ auf „Sommermodus“ oftmals kurzzeitig in Betrieb genommen, wenn die Außenlufttemperatur (weit) über der Heizgrenze des Gebäudes liegt. Hiermit wird zum einen nicht notwendige Wärme bereitgestellt und somit unnötig elektrische Energie aufgewendet. Zum anderen könnten diese Verdichterstarts, die aufgrund der fehlenden Wärmeabnahme oftmals mit kritisch kurzen Betriebsphasen verbunden sind, vermieden werden.

Maßnahmen zur Vermeidung des Betriebes der Wärmepumpe im Raumheizung außerhalb der Heizperiode

C Einweisung der Anlagenbetreibenden im Rahmen der Inbetriebnahme in die Einstellungsmöglichkeiten zum Sommerbetrieb und deren Auswirkungen. Einstellung der zugehörigen Parameter durch das Fachunternehmen in Abstimmung mit den Anlagenbetreibenden im Rahmen der Inbetriebnahme.

10.3 Normative Grundlagen und Methoden der Beratung

Bei der Planung der Wärmepumpenanlage sind folgende Themenkomplexe für die Qualitätssicherung relevant, die Auswirkung auf die Effizienz der Anlage in Bestandsgebäuden haben: Die Ermittlung der Heizlast, die Aufnahme der vorhandenen Wärmeübergabesysteme und ggf. dessen Optimierung, die Dimensionierung der Leistung der Wärmepumpe und die Auswahl der hydraulischen Verschaltung einschließlich Dimensionierung der Speicher. Maßgeblich sind die zugrunde gelegten Berechnungsmethoden und Normen sowie bei Verteilung der Aufgaben auf unterschiedliche Akteure deren Zusammenarbeit und Schnittstellen (hier Prozessschritte A2 und A4).

10.3.1 Abgleich mit Normen

Wichtige Normen zur Auslegung von Wärmepumpenanlagen sind vor allem:

- die DIN EN 12831-1: *Energetische Bewertung von Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast-Teil 1: Raumheizlast*, die VDI 4650: Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen, die DIN EN 14825: *Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Prüfung und Leistungsbeurteilung unter Teillastbedingungen und Berechnung der jahreszeitbedingten Leistungszahl* sowie
- VDI 4645: *Heizungsanlagen mit Wärmepumpen in Ein- und Mehrfamilienhäusern - Planung, Errichtung, Betrieb*.

Das Monitoring der Anlagen kann zur Plausibilisierung der den Normen zugrunde liegenden Standardannahmen genutzt werden, indem das in der jeweiligen Norm beschriebene Rechenmodell entsprechend parametrisiert wird. Mögliche Auswirkungen dieser modellbasierten Analyse auf Normen werden im Folgenden beschrieben und diskutiert.

Heizlast und Dimensionierung

Zur Ermittlung der Heizlast bestehender Gebäude werden in der DIN/TS 12831-1:2020-04 je ein vereinfachtes Verfahren zur Ermittlung der raumweisen Heizlast sowie der Gebäudeheizlast beschrieben. Beide Verfahren berücksichtigen weder interne noch solare Gewinne, was je nach Gebäude, Standort und Nutzung zu einer Überschätzung der Heizlast in unterschiedlicher Ausprägung führt. Ferner schlägt die DIN/TS 12831-1:2020-04 zwei auf Verbrauchswerte basierende Verfahren zur Schätzung der Gebäudeheizlast vor. Die VDI 4645 zur Planung, Errichtung, Betrieb von Heizungsanlagen mit Wärmepumpen verweist bei der Ermittlung der Heizlast auf die in der DIN/TS 12831-1:2020-04 beschriebenen Verfahren.

Für die ausgewerteten Außenluft/Wasser-Wärmepumpen liegt die Wärmeleistung im Betriebspunkt A-7/W35 im Mittel etwa 50% über der Heizlast, die in Anlehnung an das Verfahren der DIN EN 12831-1 Abschnitt 7.2 „Bestimmung des Wärmeverlustkoeffizienten aus Einzelwerten der Erzeugerleistung und der Außentemperatur“ ermittelt wurde (vgl. Kapitel 6.1). Es besteht somit eine faktische (auf den realen Wärmeverbrauch bezogene) Überdimensionierung, sei es aufgrund der Unterschiede des realen Heizwärmeverbrauchs gegenüber der Heizlastberechnung oder aufgrund der Auslegung der Wärmepumpe. Auswirkungen einer faktischen Überdimensionierung auf Effizienz und Schalthäufigkeit lassen sich auf Basis der Feldmessungen nicht explizit ableiten. Die Anlagen unterscheiden sich zu stark in Bezug auf weitere einflussreiche Anlagen- und Betriebsbedingungen. Die Auslegung der Wärmepumpe führt in Verbindung mit in den letzten 20 Jahren zunehmend milderer Wintern zu einem fast ausschließlichen monovalenten Betrieb bei den meisten der untersuchten Außenluft/Wasser-Wärmepumpen.

Mögliche hohe Lastspitzen für das Stromnetz an sehr kalten Tagen infolge des Einsatzes des Heizstabes werden so reduziert.

Qualitätssicherung effizienter.....
Wärmepumpenbetrieb
.....

Bestimmung der Energieeffizienz

Die zur Bestimmung des SCOP verwendete DIN EN 14825:2023-10 verwendet drei klimatische Zonen (Wärmer, Mittel und Kälter) und kennt vier Temperaturniveaus der Wärmeübergabesysteme, jeweils bezogen auf die Auslegungstemperatur (35 °C, 45 °C, 55 °C und 65 °C). Die Kennwerte für das intermediäre und das höchste Temperaturniveau werden in der Regel nicht angegeben. Hinterlegt ist für die unterschiedlichen Niveaus der Übergabesysteme eine idealisierte Heizkurve. Die Auswertungen der Messungen zeigen, dass die Vorlauftemperatur mit steigender Außenlufttemperatur nicht so weit reduziert ist wie in der idealisierten Heizkurve. So liegt bei vielen Anlagen, die im Auslegungspunkt mit Vorlauftemperaturen zwischen 45 °C und 55 °C betrieben werden, bei 10 °C Außenlufttemperatur die Vorlauftemperatur 5 K bis 10 K höher als die entsprechende Heizkurve der Norm. Die Analyse der Außenlufttemperaturen zeigt, dass die Häufigkeitsverteilung der Stunden zwischen der des mittleren und des wärmeren Klimas liegen. Für die Weiterentwicklung der Norm weisen die Analysen der Messwerte darauf hin, dass ggf. die Heizkurve anzupassen ist.

Die DIN V 18599-5:2018-09 enthält im Anhang C (Tabellen C.1 bis C.9) Standardwerte für die Leistungszahlen (COP) und die Heizleistungen von elektrisch betriebenen Wärmepumpen. Diese Werte werden verwendet, wenn keine spezifischen Herstellerangaben vorliegen oder zur Vereinfachung der energetischen Bewertung. Die Tabellen enthalten die COP für unterschiedliche Quellen und den Vorlauftemperaturen 35 °C, 45 °C und 55 °C. Die analysierten Anlagen weisen unterschiedliche Charakteristika der Gütegrade in Abhängigkeit des Temperaturverlaufs auf. Die in Anhang C.4 gegebenen Korrekturfaktoren für Teillastbetrieb f_{pint} bilden daher nur einen Teil des Verhaltens der Anlagen ab. Die in der DIN V 18599-5:2018-09 definierten Standardwerte für die COP sollten regelmäßig dem aktuellen Stand der Technik angepasst werden.

10.3.2 Integration in die Beratung

Für die Qualitätssicherung von Wärmepumpensystemen im Sanierungsprozess sind zunächst zwei Fragen zu beantworten:

- Wie verläuft der Prozess von der Bestandsaufnahme der existierenden Wärmeversorgung über die Konzeptionierung und Auswahl des Wärmeversorgungssystems bis zur Inbetriebnahme der Anlage; welche Qualitätsdefizite treten dabei auf, welche Risiken bestehen infolge dieser Qualitätsmängel und welche Maßnahmen können zur Vermeidung getroffen werden?
- Wie können standardisierte Prozesse in Beratungskonzepten wie den gebäudeindividuellen Sanierungsfahrplan integriert werden?

Das in Deutschland etablierte Beratungsinstrument für Gebäudeeigentümer ist der sogenannte „individuelle Sanierungsfahrplan“ iSFP. Er zeigt schrittweise und verständlich sinnvolle Maßnahmen zur energetischen Sanierung eines Gebäudes auf – individuell angepasst, zeitlich gestaffelt und mit Kostenschätzung. Er hat zum Ziel, Eigentümer*innen zu motivieren und zu befähigen, Sanierungen sinnvoll und schrittweise umzusetzen – nachvollziehbar und gefördert. Der iSFP bietet Energieberatern*innen eine Hilfestellung für die Erarbeitung von Sanierungskonzepten und standardisiert bundesweit die Darstellung der Ergebnisse einer Energieberatung. Er ist als Instrument in die Fördersystematik der Bundesförderung energieeffiziente Gebäude eingebunden. Der Prozess des iSFP sieht zunächst eine Gebäudeanalyse vor, auf deren Basis Maßnahmen und deren Energieeinsparpotenziale und Kosten ermittelt werden. Der iSFP wird damit Teil der

Grundlagenermittlung und der Planung eines Wärmepumpensystems, insbesondere bei der korrekten Auslegung des Systems (Leistung, Speichergrößen). Der iSFP wird oft noch im Vorfeld der eigentlichen Wärmepumpen-Planung als erster Schritt von Sanierungsmaßnahmen erstellt und im Prozessschema in den Bereich **A4** eingeordnet.

Grundlage der Beratung: Klimadaten und Nutzung

Um eine Vergleichbarkeit zu erreichen, basieren die Bilanzierungsansätze des iSFP auf den Vorgaben des Gebäudeenergiegesetzes (GEG) und der DIN V 18599. Sie gewährleisten eine einheitliche, nachvollziehbare und vergleichbare energetische Bewertung von Gebäuden und Sanierungsmaßnahmen, die als Grundlage für die Empfehlungen und Fördermöglichkeiten im Rahmen des iSFP dienen. Das Bilanzierungsverfahren der DIN V 18599 hat primär die Aufgabe, einen rechtssicheren Nachweis der Erfüllung der Anforderungen des GEG zu erbringen. Aufgrund dieser Anforderung werden hierfür normierte Standardrandbedingungen verwendet. Dies betrifft insbesondere die Klimadaten, die Nutzungsprofile und die technische Charakterisierung der Wärmepumpen (Kennlinien), die sich auf die Dimensionierung auswirken. Im Folgenden werden diese Aspekte erörtert.

Aus Gründen der Vergleichbarkeit werden auch in der Beratung für die Berechnungen im iSFP sehr oft Standardbedingungen angenommen. Die individuellen Sanierungsfahrpläne dienen zwei unterschiedlichen Zwecken:

- der Beratung der Eigentümer*innen. Hier ist es zweckmäßig, zulässig und empfohlen, die Klimadaten des realen Standortes und – soweit dies in der Bestandsaufnahme zum iSFP zuverlässig ermittelt werden kann - die Nutzungsbedingungen der Bewohnenden als Randbedingung für Berechnungen zu setzen.
- als Voraussetzung für die Inanspruchnahme eines zusätzlichen Bonus von 5 % bei der Förderung von Maßnahmen aus dem iSFP nach der Bundesförderung für effiziente Gebäude (BEG). Nach den Förderbedingungen der BEG ist es notwendig, dass die energetische Bewertung und die vorgeschlagenen Maßnahmen im iSFP objektiv und nachvollziehbar und für alle Antragstellenden gleich sind. Deshalb werden für die Antragstellung die in DIN V 18599 hinterlegten Standard-Nutzungsbedingungen herangezogen. Außerdem ist festgelegt, dass unabhängig vom realen Standort bundeseinheitlich für die energetischen Berechnungen die Klimadaten für den Standort Potsdam eingesetzt werden.

Entsprechend kann es in vorkommen, dass in iSFPs, auch wenn diese als Instrument zur Beratung eingesetzt werden, die Berechnungen der THG-Einsparung und der Wirtschaftlichkeit mit Standardbedingungen (Klimadaten Potsdam und Nutzungsbedingungen aus DIN V 18599) vorgenommen werden und aufgrund dessen ggf. eine zu hohe oder zu geringe Einsparung in Aussicht gestellt wird.

Grundlage der Beratung: **Kenndaten Gebäudetechnischer Anlagen**

Die Bilanzierung des Ist-Zustandes erfolgt auf Basis des tatsächlichen Anlagenbestands, in der Regel jedoch mit standardisierten Betriebszeiten und Wirkungsgraden bzw. im Einzelfall mit den Nutzungsbedingungen, die mit Blick auf den gewünschten zukünftigen Betrieb individuell erhoben worden sind (siehe vorherigen Abschnitt). Wenn ein individueller Sanierungsfahrplan (iSFP) erstellt wird, um (erstmalig) eine Energieberatung durchzuführen wird für den Zielzustand mit einer Wärmepumpe für diese typischerweise mit standardisierten Werten für die jeweilige Wärmepumpenart aus der DIN V 18599 gerechnet. Dies schon deshalb, weil zu diesem frühen Zeitpunkt, in dem vor allem den Eigentümer*innen eine Orientierung vermittelt wird, in der Regel noch kein bestimmtes Produkt für die Installation ausgewählt wird. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die

aktuelle Norm relativ niedrige COP in den jeweiligen Arbeitspunkten ansetzt (siehe Kapitel 10.3.1). Gemäß der Richtlinie für die Bundesförderung für effiziente Gebäude – Einzelmaßnahmen (BEG EM) Vom 21. Dezember 2023, Abschnitt 3.4.6 sind „Wärmepumpen [...] so auszulegen, dass mindestens eine Jahresarbeitszahl von 3,0 erreicht wird“. Die Richtlinie wurde im Bundesanzeiger am 29. Dezember 2023 veröffentlicht und gilt somit ab dem Jahr 2024 (Banz AT 29.12.2023 B1).

Bei der Erstellung eines individuellen Sanierungsfahrplans (iSFP) bieten Berechnungsprogramme die Möglichkeit, die Jahresarbeitszahl (JAZ) für eine Wärmepumpe gezielt manuell anzupassen oder festzulegen, ohne dass zwingend eine detaillierte Berechnung auf Basis der COP-Kennwerte und Temperaturrendbedingungen erfolgen muss. Diese manuelle Eingabe dient der flexiblen Planung und ist für den iSFP zulässig, da der Sanierungsfahrplan keine Förderanträge ersetzt und zum Zeitpunkt der Erstellung noch keine abschließende technische Detailprüfung verlangt wird. Für die spätere Förderung (z. B. BEG-Antrag) ist dennoch eine normgerechte JAZ-Berechnung (z. B. nach VDI 4650) erforderlich. Wie in Kapitel 10.3.1 beschrieben, ist bei Verwendung der Standardwerte für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen aus der DIN V 18599 Teil 5 Anhang C nicht gewährleistet, dass, insbesondere bei höheren Vorlauftemperaturen, die Jahresarbeitszahl den seit 2024 geltenden Mindestwert für förderfähige Anlagen erreicht. Wenn es das Ziel der im iSFP niedergelegten Sanierungsplanung allerdings ist, bei der späteren Umsetzung durch die Auswahl geeigneter Komponenten die Förderfähigkeit zu gewährleisten, liegt es nahe, sozusagen im Vorgriff auf zukünftige förderfähige Lösungen die Mindestjahresarbeitszahl von 3,0 manuell einzugeben.

Die JAZ, die in den Feldmessungen beobachtet wurden, werden mit den sich aus den in der DIN V 18599 festgelegten Standardwerten ergebenden JAZ verglichen. Für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen wurden dabei Werte für die Jahresarbeitszahl zwischen 2,6 und 4,9 ermittelt. Die Standardwärmepumpe, die in der DIN V 18599 hinterlegt ist, repräsentiert den unteren Bereich der untersuchten Anlagen. Es ist daher naheliegend, anstelle der Standardwerte für Wärmepumpen aus der DIN V 18599 beim Erstellen eines iSFP eine geeignete marktverfügbare Wärmepumpe auf dem Stand der Technik heranzuziehen. Im Sinne einer umfassenden Beratung der Sanierungsinteressierten kann es hilfreich sein, die Auswirkungen unterschiedlicher Jahresarbeitszahlen insbesondere auf die Wirtschaftlichkeit der Sanierungsmaßnahmen aufzuzeigen. Dazu kann die manuelle Eingabefunktion der JAZ genutzt werden.

Individualisierung der Berechnung

Es wird daher empfohlen, dass die sowohl im Verfahren des iSFP gegebene Möglichkeit der Individualisierung durchgängig genutzt und das darauf geachtet wird, dass bei der Beratung die im Anhang E.1 der DIN V 18599 Teil 10 formulierte Anpassung zur Anwendung kommt: „Für den Fall der Energieberatung, nicht der Berechnungen für die Nachweisführung nach geltendem Energieeinsparrecht, können diese Strahlungsdaten und Außenlufttemperaturen je nach Standort/Region an Stelle des Referenzklimas nach Abschnitt 7 Anwendung finden“. Das gilt gleichermaßen für die Nutzungsprofile. Grundsätzlich wird auch bei der Anwendung von Nutzungsprofilen unterschieden zwischen den Zwecken „Energieberatung“ und „Nachweis der Förderfähigkeit von Maßnahmen“. Entsprechend können individualisierte Nutzungsprofile oder die standardisierten aus der DIN V 18599 Teil 10 für die Berechnungen herangezogen werden. Im Leitfaden Energetische Gebäudebilanzierung nach DIN V 18599, steht auf Seite 18: „Bei der Energieberatung können [...] die in Teil 10 der Norm [DIN V 18599, d. Verf.] genannten Nutzungsrandbedingungen wie z. B. Nutzungszeiten, Raumtemperaturen oder Luftwechselraten an die tatsächlichen Gegebenheiten des betrachteten Gebäudes angepasst werden.“ Die Ergebnisse der Anpassung sollten mit den aus Energieverbräuchen der Bestandsanlage abgeglichen werden.

10.4 Zusammenfassung der Qualitätssicherungsansätze

Die Auswertung von 77 real betriebenen Wärmepumpenanlagen zeigt wiederkehrende Qualitätshebel und typische Fehlerquellen über alle Prozessphasen hinweg. Planerisch sind niedrige Vorlauftemperaturen vielfach auch mit Heizkörpern erreichbar; ein flächen-deckender Umbau auf Fußbodenheizung ist nicht nötig, ein selektiver Heizkörperaustausch ist jedoch aufgrund des Hebels in Betracht zu ziehen. Die Heizleistung der Wärmepumpe ist in der Praxis häufig – im Vergleich zum realen Wärmeverbrauch – überdimensioniert (vgl. Kapitel 6.1), monovalenter Betrieb dominiert. Negative Effekte zeigen lange Laufzeiten von Trinkwasserzirkulationen bei einigen Anlagen: deren Verluste können in die Größenordnung des eigentlichen Zapfenergiebedarfs reichen und sollten durch Beratung und angepasste Betriebsstrategien vermieden werden. Bei Kombispeichern variiert die Schichtungseffizienz stark; ungünstige Konstruktionen erzwingen unnötig hohe Temperaturen und mindern die Effizienz – ein Kriterienkatalog wird als Planungs- und Bewertungshilfe empfohlen. In der Hydraulik treten wiederholt vermeidbare Fehler auf (bspw. fehlende Rückschlagklappen/Umschaltventile, falsche Rohrführungen); Abhilfe schaffen einfache, standardisierte Schemata, vorgefertigte Baugruppen, gezielte Schulungen sowie der konsequente hydraulische Abgleich. Unerwünschter Heizstabbetrieb ist selten, kann aber durch unglückliche Parametrierung auftreten; separate Ausweisung, automatische Warnungen und Sperren oberhalb des Bivalenzpunktes werden empfohlen. In bivalenten Systemen beeinflussen kleiner Änderungen der Regelungsparameter den Kesselanteil teils stark; zweckmäßig wären transparente Parameterübersichten inkl. Beschreibung derer Einflüsse der Hersteller, Schutz vor nicht konformen Einstellungen und Effizienzanzeigen mit Komponentenbeiträgen und Warnschwellen. Häufig bestehen vergleichsweise hohe Vorlauftemperaturen in der Übergangszeit; eine systematische Parameterprüfung und Controller-Hinweise auf ineffiziente Einstellungen können helfen. Zur Lebensdauersteigerung sollen Regelalgorithmen Kurzzyklen vermeiden, Schalthäufigkeit sichtbar gemacht und bei Grenzwertüberschreitung gewarnt werden. Dass einzelne Anlagen jahrelang mit Defekten liefen, unterstreicht den Bedarf an leicht verständlichen Effizienzanzeigen (App) mit Einordnung der Istwerte in Bezug auf Erwartungsbereiche und Warnhinweisen sowie Verträge zur Wartung sowie Fernüberwachung.

Normativ deutet das Monitoring an: Häufig treten vergleichsweise hohe Vorlauftemperaturen in der Übergangszeit auf; Klimastunden verteilen sich zwischen „mittel“ und „warm“ – eine Weiterentwicklung der Normen (Heizkurvenvorgaben/klimatische Interpolation) erscheint sinnvoll. Die in DIN V 18599-5 hinterlegten Standard-COP (inkl. Teillastfaktor) repräsentieren eher den unteren Technikstand und sollten aktualisiert werden. Für die Beratung im iSFP wird empfohlen, standortbezogene Klima- und Nutzungsdaten zu verwenden (Individualisierung gemäß DIN V 18599-10 zulässig) und die wirtschaftlichen Effekte unterschiedlicher JAZ transparent zu machen. Feldwerte der JAZ lagen zwischen 2,6 und 4,9; da Standardwerte teils niedrige Effizienzen ansetzen, kann im iSFP (vor Förderung) eine realistische JAZ auch manuell gesetzt werden, während für BEG-Anträge weiterhin normgerechte Nachweise erforderlich sind. Insgesamt zeigen die Ergebnisse: Effizienz- und Qualitätsgewinne entstehen vor allem durch saubere Auslegung, einfache und robuste Hydraulik, angepasste Speicherwahl, bedachte Regelparametrierung und transparente (sowie im besten Fall kontinuierliche) Betriebsüberwachung.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prozessschritte des Monitoringvorhabens für Messobjekte, die im Rahmen von „WP-QS im Bestand“ mit Messtechnik ausgestattet wurden	19
Abbildung 2: Kategorisierung der U-Werte der Bauteile und des Gebäudekennwertes	23
Abbildung 3: Wechsel- (links) von KDK Dornscheid und Drehstromzähler (rechts) von EMU Elektronik AG (Quelle: KDK Dornscheid GmbH / EMU Electronic AG)	25
Abbildung 4: oben: Wärmezähler Kompaktgeräte Amtron sonicD und Multical 603 (Quelle: Integra Metering AG / Kamstrup A/S) unten: Integra Hydrus + Calec St3 und Superstatic 440 (Quelle: Integra Metering AG / Sontex Deutschland GmbH)	26
Abbildung 5: Gaszähler mit Reedkontakt als Impulsgeber	27
Abbildung 6: schematische Darstellung der Kommunikation zwischen Messtechnik, Messdatenerfassungssystem und Institutsserver	30
Abbildung 7: Stromzählerkasten	31
Abbildung 8: Messdatenerfassungssystem	31
Abbildung 9: (a) Anordnung der kontinuierlichen Schallmessung. (b) Aufbau zur Messung der Übertragungsfunktion zu dem zu bewertenden Immissionsort mit einer künstlichen Schallquelle während der Installation	32
Abbildung 10: Messkonzept PV-optimierte Anlagen	33
Abbildung 11: Beheizte Fläche der Messobjekte gruppiert nach der Art des Gebäudes (EFH: Einfamilienhaus; ZWE: Zweifamilienhaus, in dem nur eine Wohneinheit (WE) oder beide WE von der Wärmepumpenanlage (WPA) beheizt werden; Mehrfamilienhaus (hier 3-Familienhaus), in dem alle drei WE des Gebäudes von der WPA beheizt werden	34
Abbildung 12: spezifischer Wärmeverbrauch der Gebäude für Raumheizung pro m ² beheizter Wohnfläche und Jahr für 2024 (*2023)	35
Abbildung 13: spezifischer Wärmebedarf der Gebäude für Raumheizung und Trinkwassererwärmung pro m ² beheizter Wohnfläche und Jahr für 2024 (*2023)	36
Abbildung 14: Baualter der Gebäude: Zuordnung gemäß den Baualtersklassen (BAK) nach (Loga et al., 2015); *Kommentar vgl. Fußnote ¹	37
Abbildung 15: Legende - Markierung Originalzustand/Sanierung und Farbskala vgl. 3.2	38
Abbildung 16: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der Dächer im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)	39
Abbildung 17: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der Außenwände im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)	39
Abbildung 18: Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) der Fenster im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der U-Wert-Klassen im heutigen Zustand (Tortendiagramm)	39
Abbildung 19: Gebäudekennwert im Originalzustand und im heutigen Zustand, sortiert nach Baualter, sowie die Verteilung der Gebäudekennwerte (U-Wert-Klassen) im heutigen Zustand (Tortendiagramm)	40
Abbildung 20: Anteil der Bauteile mit nachträglich angebrachter Wärmedämmung im Gebäudebestand des Projektes „WP-QS im Bestand“ und Gesamtgebäudebestand (nur Ein- und Zweifamilienhäuser) Deutschland	40
Abbildung 21: Wärmequellen bzw. Wärmequellenanlagen der untersuchten Wärmepumpen	41
Abbildung 22: Angaben zur Leistungsregelung unterschieden nach Wärmequelle: Außenluft (links) und Erdreich (rechts).	42
Abbildung 23: Einbaujahr der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen mit Normleistungszahl nach DIN EN 14511 bei A2/W35 und Angaben zur Leistungsregelung	43

Abbildung 24: Einbaujahr der Erdwärme-Wärmepumpen mit Normleistungszahl nach DIN EN 14511 bei B0/W35 und Angaben zur Leistungsregelung.....	44
Abbildung 25: Verteilung der verwendeten Kältemittel.....	44
Abbildung 26: Spezifizierung der Wärmeübergabesysteme	45
Abbildung 27: Spezifizierung der Wärmeübergabesysteme mit Mischsystem: Verteilung der Arten der Raumbeheizung je Gebäude (gekennzeichnet durch die Anlagen-ID), sowie Kategorisierung hinsichtlich der Anforderungen an die Betriebstemperatur der Wärmepumpe im Raumheizmodus.....	47
Abbildung 28: Kategorisierung der in den Messobjekten vorhandene Konzepte zur hydraulischen Einbindung der Raumheizung, sowie Kennzeichnung der in der VDI 4645 und dem Schweizer WPSM vorgesehenen Grundschemaen	49
Abbildung 29: Schema eines Wärmepumpensystems ohne Heizungsspeicher in direkter Heizkreis Einbindung (Bei der Verwendung von je einer Pumpe für Raumheizung und Trinkwassererwärmung sind je eine Rückschlagklappen im hydraulischen Kreis zur Raumheizung (vor dem Überströmventil) sowie zur Trinkwassererwärmung notwendig; diese sind nicht dargestellt)	49
Abbildung 30: Schema eines Wärmepumpensystems mit hydraulischer Weiche	50
Abbildung 31: Schema eines Wärmepumpensystems mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher in 4-Punktanbindung	51
Abbildung 32: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenen Heizungsspeicher in direkter Einbindung der Raumheizung	52
Abbildung 33: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenem Heizungsspeicher und Bypass mit Rückschlagklappe „nach“ dem Heizungsspeicher	52
Abbildung 34: Schema eines Wärmepumpensystems mit seriell eingebundenem Heizungsspeicher und hydraulischer Entkopplung durch Bypass mit Rückschlagklappe vor und nach dem Speicher.....	53
Abbildung 35: Varianten der hydraulischen Einbindung der Raumheizung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen.....	54
Abbildung 36: Klassifikation der Varianten zur Trinkwassererwärmung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen	55
Abbildung 37: Varianten zur Trinkwassererwärmung, die im Projekt „WP-QS im Bestand“ zum Einsatz kommen	56
Abbildung 38: Anteile der zusätzlichen Wärmeerzeuger	57
Abbildung 39: Außenlufttemperaturen als durchschnittliche Stundenwerte für Gesamtdeutschland, für die Messzeiträume 07/2021 – 12/2024. Stundenwerte unter -5 °C sind jeweils rot dargestellt. Eigene Darstellung auf Grundlage der Quelle: (Deutscher Wetterdienst [DWD])	59
Abbildung 40: Klimafaktoren im Messzeitraum als Mittelwert Deutschland sowie als Mittelwert der Regionen der Projektobjekte. Eigene Darstellung auf Grundlage der Quelle: (DWD)	60
Abbildung 41: Einflussfaktoren auf die wärmesenkseitige Betriebstemperatur der Wärmepumpe im Betriebsmodus Raumheizung	61
Abbildung 42: Bandbreite der Vorlauftemperatur von 72 Anlagen (basierend auf Tagesmittelwerten) sowie die energetisch gewichtete Mitteltemperatur des Vorlaufes. Datenbasis: 2024	63
Abbildung 43: Kurvenschaar der Heizkurve für Flächenheizsysteme und flächenheizungsgeführte Mischsystem (n=21, 16 nur Flächenheizung, 5 flächenheizungsgeführte Mischsystem) Datenbasis: 2024.....	65
Abbildung 44: Kurvenschaar der Heizkurve für Radiatoren und Mischsysteme (n=54, 15 nur Radiatoren, 39 Mischsysteme, die nicht flächenheizungsgeführt sind) Datenbasis: 2024	65
Abbildung 45: Darstellung der Bilanzgrenzen zur Ermittlung der JAZ 3 und 5 am Beispiel eines vereinfachten Schemas einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpenanlage	68

Abbildung 46: Messergebnisse und Eigenschaften von 52 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen für die Auswertungsperiode 2024 (ID 516: Ergebnisse 2023, ID 581 (ID 527) Gebäude BJ. 2006 (2009)).....	70
Abbildung 47: Vergleich der mittleren Ergebnisse der Außenluft/Wasser-Wärmepumpen für unterschiedlich definierte Anlagengruppen.....	72
Abbildung 48: Verteilung der JAZ gemäß Bilanzgrenze 3 für alle 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen (links); für Anlagen mit mittlerer Temperatur zur Raumheizung unter (Mitte) und über 35 °C (rechts)	76
Abbildung 49: JAZ 3 über die mittlere Temperatur zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung von 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen.....	77
Abbildung 50: Bilanzgrenze 3 (Erzeugerarbeitszahl) getrennt nach Betriebsmodus Raumheizung und Trinkwassererwärmung	78
Abbildung 51: JAZ 3 RH und JAZ 3 TWE über die mittlere Temperatur zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung von 25 (17) Außenluft/Wasser-Wärmepumpen RH (TWE)	79
Abbildung 52: Messergebnisse und Eigenschaften von 16 Erdreich-Wärmepumpen für die Auswertungsperiode 2024 (ID 566: Ergebnisse für 2023, ID 593 (ID 512) Gebäude von 2005 (2009)).....	80
Abbildung 53: Vergleich der mittleren Ergebnisse der Erdreich-Wärmepumpen für unterschiedlich definierte Anlagengruppen.....	81
Abbildung 54: Jahresarbeitszahl 3 und 5 sowie Abweichungen bei Q _{RH} und Q _{TWE}	83
Abbildung 55: Abweichung thermische Energie für Raumheizung (oben) und Trinkwarmwasser (unten) AZ 3 vs. AZ 5.....	84
Abbildung 56: Effizienzanalyse Außenluft/Wasser-WP über den Zeitraum 2022 bis 2024....	86
Abbildung 57: ID 510, Arbeitszahl 2 (ohne Heizstab) und Vorlauftemperatur im Raumheizmodus für den Zeitraum 1.1.2022 bis 4.4.2023 und 6.4.2023 bis 31.12.2024	87
Abbildung 58: Mittelwert Monatliche AZ 3 sowie weitere Betriebsgrößen von Juli 21 bis Juni 24.....	88
Abbildung 59: JAZ3 vor dem Hintergrund der Gebäudeeigenschaften im Ur- und im Istzustand von 49 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen gruppiert nach Baualtersperioden und sortiert nach Effizienzwerten	90
Abbildung 60: JAZ 3 vor dem Hintergrund der Gebäudeeigenschaften im Ur- und im Istzustand von 14 Erdreich-Wärmepumpen gruppiert nach Baualtersperioden und sortiert nach Effizienzwerten (ID 566: Messwerte von 2023 aufgrund Datenlücken in 2024)	92
Abbildung 61: Beispiel der Bestimmung der Heizlast eines Gebäudes für Raumheizung und Trinkwassererwärmung	95
Abbildung 62: Verhältnis der nominalen Heizleistung der Wärmepumpe im Betriebspunkt A-7/W35 (EN 14511) zu der – aus dem Verbrauch ermittelten - Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung RH+TWE; bzw. nur Raumheizung RH) für 42 monovalenten bzw. monoenergetischen Außenluft/Wasser-Wärmepumpen	96
Abbildung 63: Anzahl der Verdichterstarts von 51 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Jahr 2024.....	99
Abbildung 64: Anzahl der Verdichterstarts von 51 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen im Jahr 2024.....	100
Abbildung 65: Anzahl der Verdichterstarts von 42 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über dem Verhältnis der Leistung der Wärmepumpe (Betriebspunkt A-7/W35) zur Heizlast des Gebäudes (Raumheizung und Trinkwassererwärmung) im Jahr 2024.....	102
Abbildung 66: Anzahl der Verdichterstarts von 20 Außenluft/Wasser-Wärmepumpen über dem spezifischen Volumen des Heizungsspeichers im Jahr 2024. Bei der Anlage, die mit einer nicht ausgefüllten Markierung dargestellt ist, wird nur der obere Teil des Speichervolumens von dem Wärmepumpenkreis erschlossen; das real nutzbare spezifische Volumen dieser Wärmepumpe ist somit geringer als dargestellt	102

Abbildung 67: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis, während die Wärmepumpe an ist.....	105
Abbildung 68: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist. VS = Volumenstrom. (Datenbasis: Januar 2024).....	106
Abbildung 69: Wärmepumpenanlagen mit parallel eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist (Datenbasis: Januar bis März 2024)	107
Abbildung 70: Wärmepumpenanlagen mit seriell im Vorlauf eingebundenem Heizungsspeicher. Verhältnis des Volumenstromes im Wärmepumpenkreis zu dem Volumenstrom im Heizkreis, während die Wärmepumpe an ist.	109
Abbildung 71: Wärmepumpenanlagen mit seriell im Vorlauf eingebundenem Heizungsspeicher. Differenz der Vorlauftemperatur im Wärmepumpenkreis und Heizkreis in Betriebsphasen, wenn die Wärmepumpe an ist (Datenbasis: Januar bis März 2024)	110
Abbildung 72: Vereinfachtes Hydraulikschema einer Wärmepumpenanlage mit Rohrwärmeübertrager im Kombispeicher.....	112
Abbildung 73: Acht Anlagen mit Kombispeichern: Wärmebereitstellung der Wärmepumpe in die untere Speicherzone (abzüglich der Wärmeentnahme zur Abtauung) sowie die obere Speicherzone, Wärmenutzung des Heizkreises, energetisch gewichtete Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe während der Beladung der unteren sowie der oberen Speicherzone und Vorlauftemperatur des Heizkreises (Zeitraum: Januar, Februar, März, November, Dezember 2024).....	115
Abbildung 74: Deckungsanteil der Wärmepumpe bzw. des Kessels für die Betriebsmodi Raumheizung und Trinkwassererwärmung. Datenbasis: 2024.....	118
Abbildung 75: Bilanzgrenze für AZ 2	123
Abbildung 76: Jahresgütegrad Raumheizung von Erdreich/Wasser- und Außenluft/Wasser-Wärmepumpen. Datenbasis November 2023 bis März 2024	124
Abbildung 77: Jahresgütegrad Raumheizung von Außenluft/Wasser-Wärmepumpen aufgetragen über dem mittleren Temperaturhub während des Heizbetriebes. Optisch unterschieden sind die COP-Kennwerte im Arbeitspunkt A2/W35 sowie unterschiedliche Leistungsregelungen der Wärmepumpe. Datenbasis November 2023 bis März 2024.....	124
Abbildung 78: Gütegrade für drei ausgewählte Anlagen (Scroll-Verdichter; R410 A) aufgetragen über dem Temperaturhub (obere Grafiken) und dazu gehörige Quellen- und Senkentemperaturen sowie die Heizleistung (untere Grafik). Datenbasis November 2023 bis März 2024.....	125
Abbildung 79: Exemplarische Darstellung der THG-Emissionseinsparung bei Einsatz von Wärmepumpen anstelle eines Gaskessels. Quellen: (Icha & Lauf, 2024; Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien [IINAS], 2023; Jagnow & Wolff, 2004).	130
Abbildung 80: Ablaufdiagramm zur Berechnung der THG-Emissionen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren.	132
Abbildung 81: Energiemengen einzelner Kraftwerkstypen, von Import/Export sowie Emissionsfaktoren statisch gesamt und für Importstrom	133
Abbildung 82: Jahresdauerlinien der Emissionsfaktoren des Stromes der Jahre 2017 bis 2024	134
Abbildung 83: Heatmaps der stromseitigen Emissionsfaktoren von 2017 und 2024.....	135
Abbildung 84: Heatmaps der Anteile von Wind- und PV-Strom an der gesamten Strombereitstellung in 2024.....	135
Abbildung 85: Heatmaps der Außentemperatur und der elektrischen Leistung des WP-Pools für 2023 und 2024.....	136
Abbildung 86: Vergleich der statischen und dynamischen THG-Emissionen für 2017 - 2024	137

Abbildung 87: Vergleich der statischen und dynamischen THG-Emissionen für 2017-2024 im Kontext der Veränderung des statischen Emissionsfaktors und des Stromverbrauchs des WP-Pools.....	138
Abbildung 88: Strommix der Erzeugung und durch WP-Pool genutzter Strommix für das Jahr 2024.....	138
Abbildung 89: Abweichung pro Primärenergieträgertyp zwischen allgemeinen Strommix und WP-Strommix	139
Abbildung 90: Vergleich des Anteils der Erneuerbaren im Erzeugungs- und WP-Strommix	140
Abbildung 91: Nutzenergiebezogene Emissionsfaktoren des WP-Pools auf Basis der Messdaten 2023 und 2024 im Vergleich zum Gaskessel.....	141
Abbildung 92: Darstellung der hier ermittelten THG-Emissionsfaktoren des Stromes („WP-QS im Bestand“) sowie Vergleichswerte des UBA (Petra Icha, Dr. Thomas Lauf, 2025), von GGC („Green Grid Compass,“ 2025), Electricity Maps (Electricity Maps, 2025) und Agora (Agora Energiewende, 2025)	142
Abbildung 93: Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP) und WP ohne Batteriespeicher für die beiden Prioritäten Haushalte und Wärmepumpen	149
Abbildung 94: Eigenverbräuche von Gebäude (inkl. WP) und WP ohne Batteriespeicher ...	150
Abbildung 95: Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP) und WP mit Batteriespeicher	151
Abbildung 96: Eigenverbräuche von Gebäude (inkl. WP) und WP mit Batteriespeicher.....	152
Abbildung 97: Links: Heatmap der PV-Leistung (stündliche Mittelwerte); Rechts: Heatmap der PV-Leistung abzgl. Laden der Batterie (BATladen) und zzgl. Batterieentladung)	153
Abbildung 98: Stromquellen und Stromsenken mit jeweiligen Anteilen	154
Abbildung 99: PV-Eigenverbrauch Gebäude monatlich	155
Abbildung 100: Monatlicher Stromverbrauch und Autarkiegrad des Gebäudes	155
Abbildung 101: Heatmap stündlicher WP-Stromverbrauch eingefärbt nach Stromquelle (Strategie PrioWP)	156
Abbildung 102: Energiesummen mit Autarkie / Eigenverbrauch-Kurven für Gebäude / WP über Tagesstunden.....	157
Abbildung 103: Energiesummen für Gebäude / WP über Tagesstunden zu Warmzeiten: Tagesmitteler Temperatur > 16 °C.....	158
Abbildung 104: Energiesummen mit Autarkie / Eigenverbrauch-Kurven für Gebäude / WP über Tagesstunden Zeiten mit Tagesmitteler Temperatur <= 16 °C	158
Abbildung 105: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen Sommer (T_{amb} : Umgebungstemperatur)	159
Abbildung 106: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen in der Übergangszeit (T_{amb} : Umgebungstemperatur)	161
Abbildung 107: Stromquellen und Stromsenken an 3 typischen Tagen im Winter (T_{amb} : Umgebungstemperatur)	162
Abbildung 108: Korrelationen zwischen PV+BAT Anteilen und Vorlauftemperaturen für Trinkwasserbereitung (oben) und Raumheizung (unten).....	163
Abbildung 109: Histogramme Vorlauftemperaturen nach Energieanteilen/SGR Signal (PrioWP).....	164
Abbildung 110: Jahresdauerlinie aufgeteilt nach Netz, Batteriespeicher und PV-Anteil (PrioWP).....	165
Abbildung 111: Anlage ID 512 Heatmap HPel ohne Eigenverbrauch-Optimierung (Speicher TW: 300 l / RH 120 l)	166
Abbildung 112: Anlage ID 551 Heatmap HPel mit Eigenverbrauch-Optimierung (Speicher TW: 230 l / RH 120 l)	166
Abbildung 113: Anlage ID 512 ohne Eigenverbrauch-Optimierung akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden.....	167
Abbildung 114: Anlage ID 551 mit Eigenverbrauch-Optimierung akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden.....	167
Abbildung 115: Anlage ID 527 Heatmap HPel (Kombispeicher 600 l)	168

Abbildung 116: Anlage ID 559 Heatmap HPel (Speicher TW: 650 l / RH 100 l).....	168
Abbildung 117: Anlage ID 527 akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden.....	169
Abbildung 118: Anlage ID 559 akkumulierte Energiesummen zu Tagesstunden.....	169
Abbildung 119: Auswirkung des PV-optimierten Betriebs auf die Betriebstemperaturen (oben) und die Effizienz, (unten, Stundenmittelwert der Arbeitszahl) unterschieden nach den Betriebsmodi Trunkwassererwärmung (links) Raumheizung (rechts), wobei jeder Punkt einem Betriebspunkt entspricht.....	170
Abbildung 120: Stromkosten für 40 Wärmepumpensysteme für das Jahr 2024 für einen dynamischen Stromtarif, HH-Strom, einen Wärmepumpentarif nach §14a EnWG und einem Wärmepumpen Alt-Tarif ohne Netzeingriffsmöglichkeit in Abhängigkeit der jährlichen Stromverbrauchs der Anlage.	175
Abbildung 121: Stromkosten für 40 Wärmepumpensysteme für das Jahr 2024 für einen dynamischen Stromtarif, HH-Strom, einen Wärmepumpentarif nach §14a EnWG und einem Wärmepumpen Alt-Tarif ohne Netzeingriffsmöglichkeit sortiert nach den mittleren Stromkosten des dynamischen Tarifs. Die Anlagen mit PV bzw. PV+BAT sind hervorgehoben.	176
Abbildung 122: Mittlere Stromkosten der Anlagen ohne Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne Berücksichtigung der PV mit Angabe der Kostenreduktion unter der Annahme, dass der PV-Strom kostenlos zur Verfügung steht, die drei Säulen links stellen die statischen Referenzkosten dar.	177
Abbildung 123: Mittlere Stromkosten der Anlagen ohne Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV mit Angabe der Kostenreduktion unter der Annahme, dass die Kosten für PV mit 10 ct/kWh kalkuliert werden.....	178
Abbildung 124: Mittlere Stromkosten der Anlagen mit Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV+BAT unter der Annahme, dass Stromgestehungskosten von PV+BAT 0 EURct betragen, die drei Säulen links stellen die statischen Referenzkosten dar.....	179
Abbildung 125: Mittlere Stromkosten der Anlagen mit Batteriespeicher im Betriebsjahr 2024 mit/ohne PV+BAT unter der Annahme, dass die Kosten für PV+BAT mit 16 ct/kWh kalkuliert werden.....	180
Abbildung 126: Betrachtetes Netzgebiet im ländlichen Raum mit 59 Wohngebäuden und 75 Wohneinheiten.....	182
Abbildung 127: Maximale Einspeisung (rot) und maximale Last (blau) je Netzknoten für das betrachtete Szenario.....	183
Abbildung 128: Abbildung von elektrischen und thermischen Bedarfen in der synPRO-toolbox.....	184
Abbildung 129: PV-Optimierter und wärmegeführter Wärmepumpen-Betrieb in Netzstudien für leistungsgeregelter Wärmepumpen.....	185
Abbildung 130: Häufigkeitsverteilung der Transformatorbelastung in drei Jahres-Lastflussanalysen für die Wärmepumpenbetriebe leistungsgeregelt & PV-optimiert, leistungsgeregelt, getaktet.....	186
Abbildung 131: Vergleich der Wärmepumpen-Leistung für einen durchschnittlichen Wintertag für den leistungsgeregelten Wärmepumpenbetrieb mit und ohne Eigenverbrauchsmaximierung. Die transparenten Flächen reichen vom 25 %-Quantil bis zum 75 %-Quantil.	188
Abbildung 132: Grundrisse der Versuchsstandorte.....	190
Abbildung 133: Versuchsmessung an einer Außenluft/Wasser-Wärmepumpe (kein Messobjekt in WP-QS im Bestand); im Vordergrund zu sehen ist das wärmpumpennahe Mikrofon, im Detail das zweite Mikrofon zur Erfassung der Umgebungsgeräusche	191
Abbildung 134: Beurteilungspegel nahe der Wärmepumpe (M1), der Umgebung (M2) und am Bewertungspunkt (IMs) sowie elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters über einen Beispielzeitraum von 4 Stunden.....	191
Abbildung 135: Kumulative Verteilung des Beurteilungspegels im Beispielzeitraum	192
Abbildung 136: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 1. ...	193

Abbildung 137: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 2	194
Abbildung 138: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 3	195
Abbildung 139: Beurteilungspegel am Immissionspunkt P des Versuchsstandorts Nr. 4	195
Abbildung 140: Beurteilungspegel am Versuchsstandort Nr. 5 ;TF: Übertragungsfunktion	196
Abbildung 141: Nominaler Schallleistungspegel nach DIN EN 12012-1 im Vergleich zur Heizleistung für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen mit dem HP Keymark-Label bei A-7/W35 (blau, Stand: Juni 2024) und Messobjekte dieser Studie (orange); die Zahlen beziehen sich auf die Standortnummer der gemessenen Wärmepumpen.....	197
Abbildung 142: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauftemperatur zur Raumheizung der Anlage ID 548 (Datenbasis 2024). Beispiel für eine Kombination aus außenlufttemperaturabhängiger Heizkurve und Maximalwert.....	231
Abbildung 143: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauftemperatur zur Raumheizung der Anlage ID 505 (Datenbasis 2024). Die Anlagen mit der größten Änderung der Heizkreistemperatur	231
Abbildung 144: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauftemperatur zur Raumheizung der Anlage ID 545. Datenbasis 2024. Beispiel für eine signifikante Heizkurvenänderung ...	232
Abbildung 145: ID 580.....	232
Abbildung 146: Anlage ID 562	233
Abbildung 147: ID 517.....	233
Abbildung 148: Anlagenschema ID 528 mit Darstellung der Strömungswege während der Trinkwassererwärmung der Wärmepumpe	235
Abbildung 149: Anlagenschema ID 577; zur Vereinfachung ist der Solarthermiekreis nicht eingezeichnet	235
Abbildung 150: Anlagenschema ID 583 mit Darstellung der Strömungsfade während der Trinkwassererwärmung	236
Abbildung 151: Anlagenschema ID 580 mit Darstellung der Strömungsfade während der Trinkwassererwärmung des Kessels	237
Abbildung 152: Anlagenschema ID 505 mit Darstellung der Strömungspfade während der Fehlströmung	238
Abbildung 153: Anlagenschema ID 505 mit Darstellung der Strömungspfade während der Fehlströmung 2	239
Abbildung 154: Volumenstrom und Temperatur des Wärmepumpen- und des Kesselkreises am Heizungsspeicher sowie des Heizkreises (16.12.2024).....	240
Abbildung 155: Anlagenschema ID 588. In Schwarz ist der Unterschied der Installation zur Planung dargestellt (schwarze Strichlinie und schwarzes Kreuz. Mit Darstellung der Strömungsfade im Raumheizmodus	240

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Aufgetretene Positionen für den Einsatz von Wärmemengenzählern.....</i>	<i>24</i>
<i>Tabelle 2: Aufgetretene Positionen für den Einsatz von Stromzählern</i>	<i>24</i>
<i>Tabelle 3: Für die Fehlerrechnung angenommene Bedingungen.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabelle 4: Ausgangswerte sowie die Ergebnisse für relative und absolute Fehler der Teilgrößen- sowie der Arbeitszahl 3.....</i>	<i>29</i>
<i>Tabelle 5: Übersicht über die zur Bestimmung der Arbeitszahl für die jeweilige Bilanzgrenze berücksichtigten Komponenten bzw. Messpunkte</i>	<i>67</i>
<i>Tabelle 6: Abweichung pro Primärenergieträgertyp zwischen allgemeinen Strommix und WP-Strommix</i>	<i>139</i>
<i>Tabelle 7 Wesentliche Eigenschaften der ausgewerteten Anlagen mit PV bzw. PV+BAT und Eigenverbrauchsoptimierung (n.b.: nicht bekannt, *¹ wegen Defekt nicht im Einsatz)</i>	<i>146</i>
<i>Tabelle 8: Bandbreiten der Eigenverbräuche und Autarkiegrade von Gebäude (inkl. WP und Ladestation) und WP mit und ohne Batterie aller untersuchten Anlagen</i>	<i>152</i>
<i>Tabelle 9: „Module“ zur Reduktion der Netzentgelte bei schaltbaren Stromverbrauchern nach §14a EnWG.....</i>	<i>172</i>
<i>Tabelle 10: Bandbreiten der analysierten Stromkosten zum Betrieb der WP in ct/kWh mit und ohne Batteriespeicher (BAT)</i>	<i>180</i>
<i>Tabelle 11: Kenndaten der 5 Monitoringobjekte</i>	<i>189</i>
<i>Tabelle 12: Vereinfachte Darstellung der wichtigsten Prozesse beim Wärmepumpeneinbau. Prozessschritte nach Phasen (chronologisch) und direkt beteiligten Akteuren.</i>	<i>200</i>
<i>Tabelle 13: Qualitativ vergleichende Betriebscharakteristika Anlagen ohne BAT:</i>	<i>228</i>
<i>Tabelle 14: Qualitativ vergleichende Betriebscharakteristika Anlagen mit BAT:.....</i>	<i>229</i>

Abkürzungsverzeichnis

AL	Außenluft
AUT	Autarkie bzw. Autarkiegrad durch PV bzw. PV+BAT
AW	Außenwand
BAFA-Liste	Liste der Wärmepumpen mit Prüf- / Effizienznachweis, Hrsg.: Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle
BAT	Batteriespeicher
Bims	Bimsstein
CO ₂ -eq	Kohlendioxidäquivalente
DG	Dachgeschoss
Dyn	dynamisch
EE	Erneuerbare Energie
EF	Emissionsfaktor(en)
EG	Erdgeschoss
EM	Emissionen
EV	PV-Eigenverbrauch bzw. Eigenverbrauchsanteil
Exp	Export
EPS	Expandiertes Polystyrol
EWS	Erdwärmesonde
FBH	Fußbodenheizung
GHP	Greenhouse Potential, Treibhauspotenzial
GW	Grundwasser
HEMS	Home Energy Management System
HK	Heizkörper
HS	Heizstab
HWL	Holzwohle-Leichtbau
Imp	Import
JAZ	Jahresarbeitszahl (für Einzahl als auch für Mehrzahl verwendet)
k.A.	keine Angabe
KG	Kellergeschoss
LCOE	Levelized costs of electricity
MW	Mineralwolle
NE	Nutzenergie
OG	Obergeschoss
OGD	Obere Geschossdecke
PIR	Polyisocyanurat
Prod	Produktion
PV	Photovoltaik
PS	Pumpspeicher(kraftwerk)
PUR	Polyurethan
RH	Raumheizung
Stat	statisch
SW	Steinwolle
T	Temperatur
TA Lärm	Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm
THG	Treibhausgas
TWE	Trinkwassererwärmung
TWS	Trinkwasserspeicher
WDVS	Wärmedämmverbundsystem
WE	Wohneinheit

WLG	Wärmeleitfähigkeitsgruppe
WP	Wärmepumpe
WSchV	Wärmeschutzverordnung
WÜ	Wärmeübertrager
WÜS	Wärmeübergabesystem
ZWE	Zusätzlicher Wärmeerzeuger
μ	Mittelwert

.....
Abkürzungsverzeichnis
.....

Literaturverzeichnis

- Agora Energiewende. (2025). *Agorameter*. <https://www.agora-energiewende.de/daten-tools/agorameter>
- BITZER Kühlmaschinenbau GmbH. (12.2023). *KT-420-6: Einsatz von externen Frequenzumrichtern bei BITZER Hubkolbenverdichtern*.
- CEN Keymark. (2025). *Heat Pump KEYMARK Certificates*. <https://keymark.eu/en/products/heatpumps/certified-products>
- Cischinsky, H. & Diefenbach, N. (2018). *Datenerhebung Wohngebäudebestand 2016: Datenerhebung zu den energetischen Merkmalen und Modernisierungsraten im deutschen und hessischen Wohngebäudebestand*. Institut Wohnen und Umwelt GmbH (IWU). https://www.iwu.de/fileadmin/publikationen/gebaeudebestand/2018_IWU_CischinskyEtDiefenbach_Datenerhebung-Wohngeb%C3%A4udebestand-2016.pdf
- Copeland Europe GmbH. (2024). *Copeland scroll compressors for air conditioning: ZR18K* to ZR380K* ZP24K* to ZP485K*
- Gebäudeenergiegesetz (2024).
- Deutscher Wetterdienst. *Klimadaten Deutschland - Stundenwerte*.
- Deutscher Wetterdienst. *Klimafaktoren (KF) für Energieverbrauchsausweise*.
- Diefenbach, N., Clausnitzer, K.-D., Cischinsky, H. & Rodenfels, M. (2010). *Datenbasis Gebäudebestand: Datenerhebung zur energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand*. Institut Wohnen und Umwelt GmbH (IWU). https://datenbasis.iwu.de/dl/Endbericht_Datenbasis.pdf
- Electricity Maps. (2025). *Electricity Maps*. <https://www.electricitymaps.com/>
- Emerson Climate Technologies GmbH. (2019). *Copeland™ Scroll Compressors for Comfort, Precision and Process Cooling ZR24KRE to ZR190KRE: Application Guidelines*. www.climate.emerson.com/en-gb
- Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Freiburg. *synPRO Tool [Computer software]*.
- Fraunhofer IWES/IBP. (2017). *Wärmewende 2030. Schlüsseltechnologien zur Erreichung der mittel- und langfristigen Klimaschutzziele im Gebäudesektor. Studie im Auftrag von Agora Energiewende*.
- Green Grid Compass [Computer software]. (2025). 50Hertz Transmission GmbH. https://www.greengrid-compass.eu/zone/DE_LU
- Günther, D., Miara, M., Langner, R., Helmling, S. & Wapler, J. (Juli 2014). „WP Monitor“ *Feldmessung von Wärmepumpenanlagen*.
- Günther, D., Wapler, J., Langner, R., Helmling, S., Miara, M., Fischer, D., Zimmermann, D., Wolf, T. & Wille-Hausmann, B. (2020). *Wärmepumpen in Bestandsgebäuden: Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt "WPsmart im Bestand": Abschlussbericht*. https://wp-monitoring.ise.fraunhofer.de/wp-smart-im-bestand/download/Berichte/BMWi-03ET1272A-WPsmart_im_Bestand-Schlussbericht.pdf
- Günther, D., Wapler, J., Neels, V. & Moll, J. (2025). Bewertung der Treibhausgasemissionen durch den Betrieb von Wärmepumpen unter Berücksichtigung zeitvariabler Faktoren. In VDE ETG (Hrsg.), *ETG-Fachbericht 176 ETG Kongress 2025: Voller Energie – heute und morgen*. (S. 676–683). VDE Verlag. <https://www.etg-kongress.com/de>
- Hoops, H., Tjaden, T. & Rösken, K. (2022). *RE-Lab-Projects/hplib: v1.8: Python-Bibliothek*.

- Icha, P. & Lauf, T. (2024). *Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2023* (Climate Change). Umweltbundesamt.
- Institut Wohnen und Umwelt GmbH. (2025). *Gradtagszahlen Deutschland*. https://www.iwu.de/nachricht/?tx_ttnews%5Btt_news%5D=366&cHash=401912521565b81bc1e8f6ed8b6f79ad
- Internationales Institut für Nachhaltigkeitsanalysen und -strategien. (2023). *GEMIS 5.1: Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme*. <https://iinas.org/downloads/gemis-downloads/>
- Jagnow, K. (2003). *Handbuch zur Bestimmung von Außenbauteile*. <https://www.delta-q.de/export/sites/default/de/-downloads/bauteilhandbuch.pdf>
- Jagnow, K. & Wolff, D. (2004). *Felduntersuchung: Betriebsverhalten von Heizungsanlagen mit Gas Brennwertkesseln*. <http://bosy-online.de/brennwert-heizwert/Betriebsverhalten-Brennwert.pdf>
- John, R., Montalbano, J. & Biener, W. (2023). *Synthetisierung von Niederspannungsnetzen auf Basis öffentlicher Datenquellen zur Bestimmung des Verteilnetzausbaubedarfs durch die Energie- und Wärmewende*.
- Klauß, S., Kirchhof, W. & Gissel, J. (2009, 20. Oktober). *Katalog regionaltypischer Materialien im Gebäudebestand mit Bezug auf die Baualtersklasse und Ableitung typischer Bauteilaufbauten*. Zentrum für Umweltbewusstes Bauen e.V.
- Kost, C., Müller, P., Schweiger, J. S., Fluri, V. & Thomsen, J. (2024). *Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien*. https://www.ise.fraunhofer.de/content/dam/ise/de/documents/publications/studies/DE2024_ISE_Studie_Stromgestehungskosten_Erneuerbare_Energien.pdf
- Loga, T., Diefenbach, N. & Born, R. (2004, 2. November). *Energetische Bewertung von Bestandsgebäuden: Arbeitshilfe für die Ausstellung von Energiepässen*. https://www.iwu.de/fileadmin/user_upload/dateien/energie/prj/2004-11_dena-IWU_ArbeitshilfeEnergiepass.pdf
- Loga, T., Diefenbach, N., Knissel, J. & Born, R. (2005, 8. April). *Entwicklung eines vereinfachten, statistisch abgesicherten Verfahrens zur Erhebung von Gebäudedaten für die Erstellung des Energieprofils von Gebäuden*. Institut Wohnen und Umwelt GmbH (IWU).
- Loga, T., Stein, B., Diefenbach, N. & Born, R. (2015). *TABULA - Deutsche Wohngebäudetypologie: Beispielhafte Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz von typischen Wohngebäuden*. Institut Wohnen und Umwelt GmbH (IWU). https://episcopes.eu/fileadmin/tabula/public/docs/brochure/DE_TABULA_TypologyBrochure_IWU.pdf
- Petra Icha, Dr. Thomas Lauf. (2025). *Entwicklung der spezifischen Treibhausgas-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990-2024*. https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/11850/publikationen/13_2025_cc.pdf
- RIES GmbH. (2025). *Rotary Compressors: Installation Manual WHP13300PSDPC8FQ*. <https://ries-gmbh.de/produkt/rotary-dc-wp-kompressor-whp13300psd>
- Russ, C., Miara, M., Platt, M., Günther, D., Kramer, T., Dittmer, H., Lechner, T. & Kurz, C. (August 2010). *Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand: Kurzfassung zum Abschlussbericht*. Fraunhofer ISE.
- Sangsinsorn, S. & Nienborg, B. (2025). Noise immissions by air source heat pumps: A case study in Germany. *Building and Environment*. Vorab-Onlinepublikation. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2025.113037>
- SPF Institut für Solartechnik. (2025). *Schichtungseffizienz von Speichern*. <https://www.ost.ch/de/forschung-und-dienstleistungen/technik/erneuerbare-energien-und-umwelttechnik/spf-institut-fuer-solartechnik/testing/speicher-schichtung>

- Statistisches Bundesamt. (2025, 4. Juni). *Mehr als zwei Drittel der im Jahr 2024 errichteten Wohngebäude heizen mit Wärmepumpen* [Pressemitteilung]. https://www.destatis.de/DE/Presse/Pressemitteilungen/2025/06/PD25_N031_31_51.html
- TABULA Consortium. (2012). *TABULA WebTool* [Computer software].
- Thelen, C., Nolte, H., Kaiser, M., Jürgens, P., Müller, P., Senkpiel, C. & Kost, C. (2024). *Wege zu einem klimaneutralen Energiesystem: Bundesländer im Transformationsprozess*. Fraunhofer ISE.
- Wolff, D. & Jagnow, K. (o.D.). *Auswertung von Verbrauchswerten*. <https://www.delta-q.de/wp-content/uploads/Auswertung-von-Verbrauchswerten.pdf>
- Zottl, A., Nordman, R., Coevoet, M., Riviere, P., Miara, M., Benou, A., Riederer, P., Andersson, K. & Lindahl, M. (2011). SEPAMO: D4.1. / D2.3. Guideline for heat pump field measurements for hydronic heating systems.
- Zottl, A. & Nordmann, R. (2012, 1. Januar). *SEPAMO: D4.2. /D 2.4. Concept for evaluation of SPF Version 2.2*.

Abkürzungsverzeichnis

Anhang

A1 Kriterien für die Auswahl von Messobjekte im Forschungsvorhaben „WP-QS im Bestand“

Die nachfolgenden Kriterien wurden auf dem Kickoff-Treffen zwischen allen Partnern vereinbart. In Bezug auf einige Kriterien wurden Kompromisse eingegangen, insbesondere hinsichtlich der zusätzlichen Wärmeerzeuger wie Kamin- oder Kachelöfen aufgrund der hohen Verbreitung.

Vorgesehene Gebäude und Wärmenutzungsanlagen

- Baujahr: bis 1995 mit folgenden Ausnahmen
 - Messobjekte mit PV/WP-Kombinationen
 - Jüngere Gebäude, sofern diese keinen „Neubaucharakter“ aufweisen; hierzu individuelle Ansprache zwischen Projektpartner und Fraunhofer ISE
- Gebäudetyp: Ein- / Zweifamilienhaus
- Wohnfläche: keine Einschränkungen
- Sanierungsstand und spez. Heizenergiebedarf: Einschränkung nur dahingehend, dass die Gebäude keinen „Neubaucharakter“ aufweisen dürfen
- Heizkreistemperatur: Einschränkung nur dahingehend, dass die Gebäude keinen „Neubaucharakter“ aufweisen dürfen
- Wärmenutzung: Raumheizung und Warmwasser
- Raumwärmeübergabe: keine Einschränkungen
- Speichereinbindung: keine Einschränkungen

Vorgesehenes Heizungssystem

- Betriebsmodi der Wärmepumpe: Raumheizung und Trinkwassererwärmung oder je ein Gerät pro Betriebsmodus
- Zulässige Wärmequellen: Außenluft, Erdreich (Erdwärmesonden, Eisspeicher)
- Produktreife: Marktverfügbare Seriengeräte
- Betriebsarten: monovalent, monoenergetisch oder bivalent
- Zu monoenergetischen Systemen: Von Anlagen mit direktelektrischer Trinkwassererwärmung ist abzusehen.
- Zusätzliche Wärmeerzeuger (individuelle Rücksprache mit Fraunhofer ISE)
 - Keine Solarthermie (in Ausnahmefällen Solarthermie nur für Trinkwassererwärmung)
 - Keine Kaminöfen etc. (in Ausnahmefällen unter Nennung der vorgesehenen Deckung des Heizwärmebedarfs)

Projektfokus „Bivalente Anlagen“

- Kombiniert in einem Gehäuse oder zwei separate Geräte
- Systemregelung erforderlich (keine Anlage mit manueller Umschaltung)
- System muss auch bivalent betrieben werden (kein System mit Kessel lediglich als Backup)

- Wärmepumpe wird für Raumheizung und Trinkwassererwärmung eingesetzt
- Anzahl der bivalenten Anlagen gemäß Vorhabenbeschreibung

Anhang

Projektfokus „PV/WP-Kombinationen“

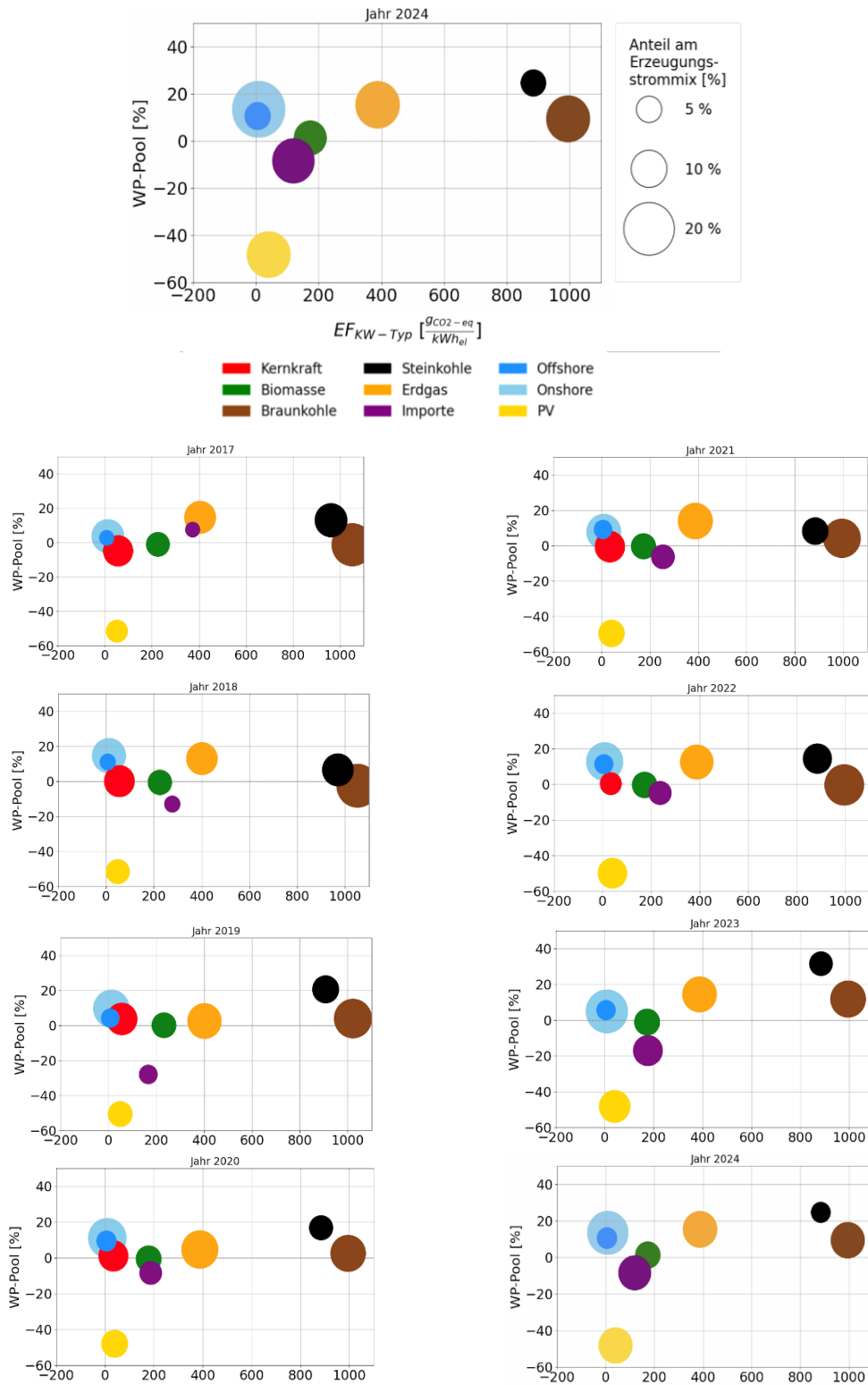
- PV-Strom-Eigenverbrauchsoptimierung mit Wärmepumpe erforderlich (nicht ausschließlich zufällige Nutzung)
- Keine Cloud-Lösungen zur Energiespeicherung. Darüber hinaus bestehen vorerst keine Einschränkungen bzgl. der involvierten Komponenten (mit/ohne Batterie, mit/ohne E-Mobility, ...), Systemkonfiguration, Dimensionierungen, Regelungskonzepte, ...
- Anzahl der PV/WP-Kombinationen gemäß Vorhabenbeschreibung

Projektfokus „Schallmessung“

- Vorzugsweise sollte die Außeneinheit den Verdichter enthalten.
- Auswahl der Messobjekte in Abstimmung mit Fraunhofer ISE, um Eignung zur Schallmessung individuell zu prüfen.
- Anzahl der Anlagen mit Schallmessung gemäß Vorhabensbeschreibung

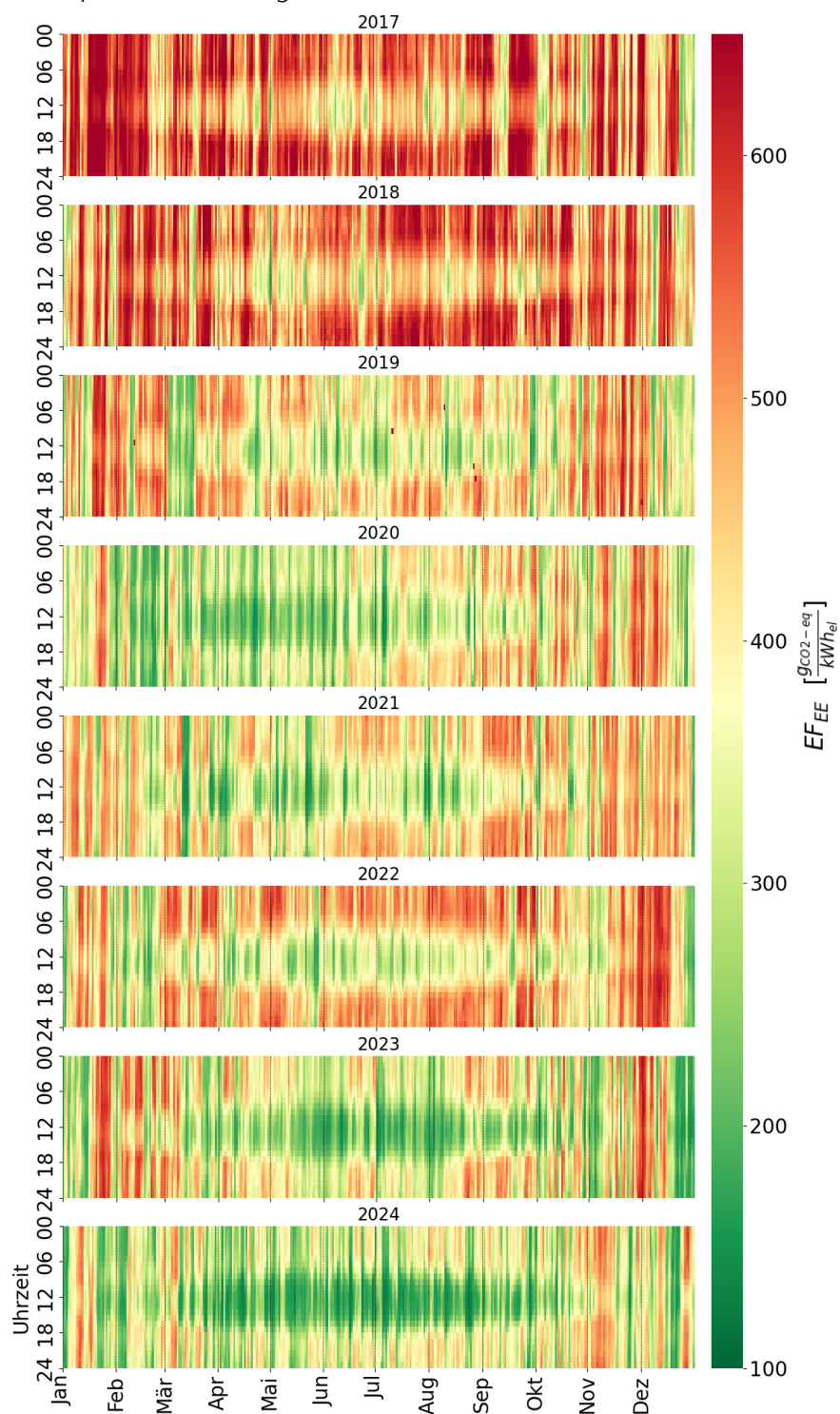
A2 Mehrdimensionale Darstellung der Abweichung des WP-Strommix gegenüber dem Erzeugungstrommix für 2017 - 2024

Anhang



A3 Heatmaps der stromseitigen Emissionsfaktoren von 2017 bis 2024

Anhang



A4 Betriebscharakteristika Anlagen mit PV-Eigenverbrauchsoptimierung

Anhang

In Tabelle 13 und Tabelle 14 sind die wichtigsten Betriebscharakteristika für die Anlagen ohne und mit BAT pro Kategorie vergleichend aufgeführt.

Tabelle 13: Qualitativ vergleichende Betriebscharakteristika Anlagen ohne BAT:

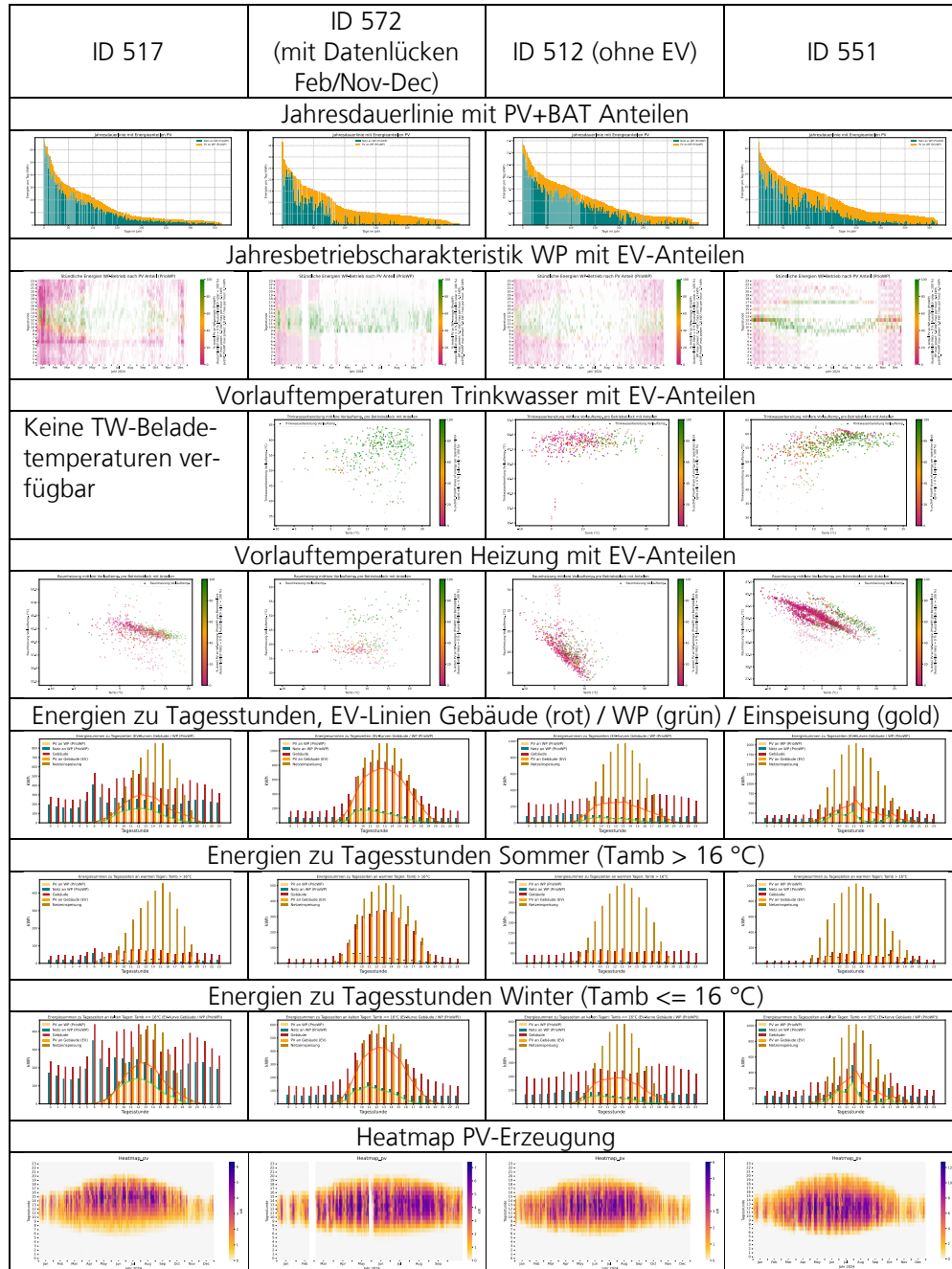
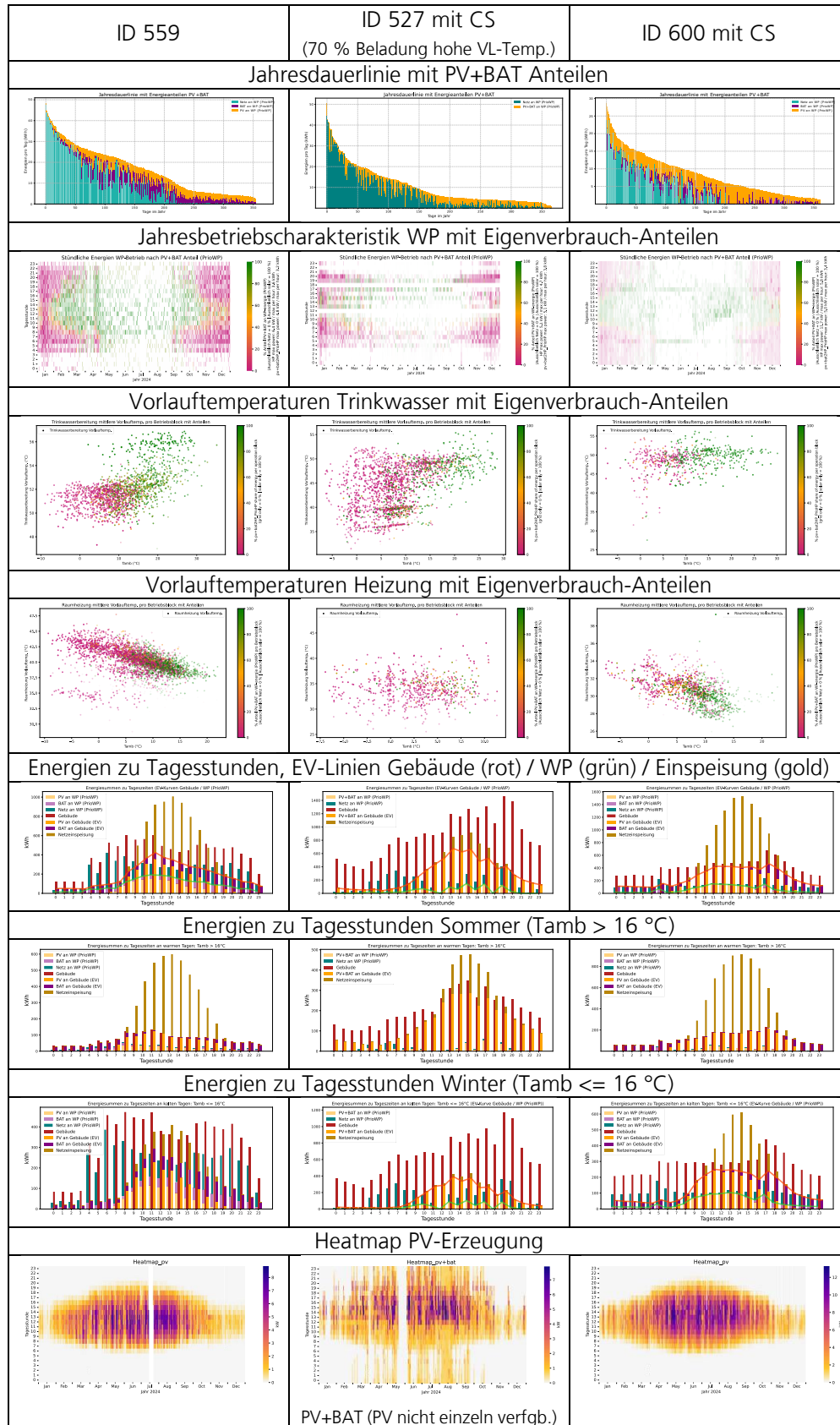


Tabelle 14: Qualitativ vergleichende Betriebscharakteristika Anlagen mit BAT:

Anhang



A5 Temperatur Raumheizung: Methodik Fitfunktion

Bei einer Mehrzahl der Anlagen zeigt sich ein Zusammenhang zwischen der Vorlauftemperatur und der Außenlufttemperatur, so dass für viele Anlagen eine Trendlinie zur Charakterisierung gebildet werden konnte. Als funktionaler Zusammenhang der Trendlinie wurde eine Funktion gewählt, mit der sich auch witterungsgeführte Heizkurven gut abbilden lassen (vgl. (Günther et al., 2020)).

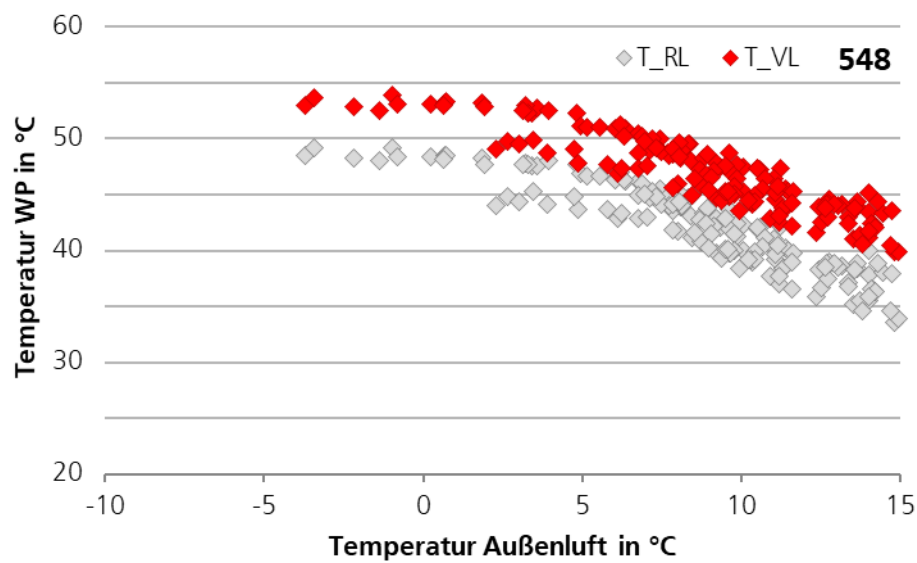
$$T_{WP} = T_R + b + s * (T_R + b - T_{AUL})^{\frac{1}{n}} \quad (16)$$

- T_R Raumtemperatur (hier: 20°C)
- T_{AUL} Temperatur der Außenluft
- b Faktor zur diagonalen Verschiebung der Kurve
(hier: anlagenspezifisch angepasst)
- s Faktor zur Änderung der Steigung der Kurve
(hier: anlagenspezifisch angepasst)
- n Faktor zur Änderung der Krümmung der Kurve
(hier: anlagenspezifisch angepasst)

Da die Vorlauftemperatur bei einigen Anlagen bei niedrigen oder hohen Außenlufttemperaturen konstant ist, wurde – wenn zutreffend – die Trendlinie ergänzend zu der außenlufttemperaturabhängigen Funktion aus einer maximalen bzw. minimalen Temperatur gebildet. Bei einigen Anlagen hat sich der Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur und Außenlufttemperatur während der Messperiode geändert (z.B. infolge der Anpassung der Heizkurvenparametrierung). Wenn diese Änderungen gering waren, wurde die Trendlinie „mittig“ gelegt. Wenn die Änderung hingegen am Anfang oder Ende der Heizperiode vorgenommen wurde, orientierte man sich bei der Trendlinie am Bereich mit den meisten Heiztagen

A6 Vorlauftemperatur Raumheizung: Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur (Beispiele)

In diesem Abschnitt sind für ausgewählte Anlagen die Vorlauf- und Rücklauftemperatur der Wärmepumpe während des Betriebsmodus Raumheizung als Tagesmittelwerte über der Außenlufttemperatur dargestellt.



.....
Anhang
.....

Abbildung 142: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauf­temperatur zur Raumheizung der Anlage ID 548 (Datenbasis 2024). Beispiel für eine Kombination aus außenlufttemperaturabhängiger Heizkurve und Maximalwert

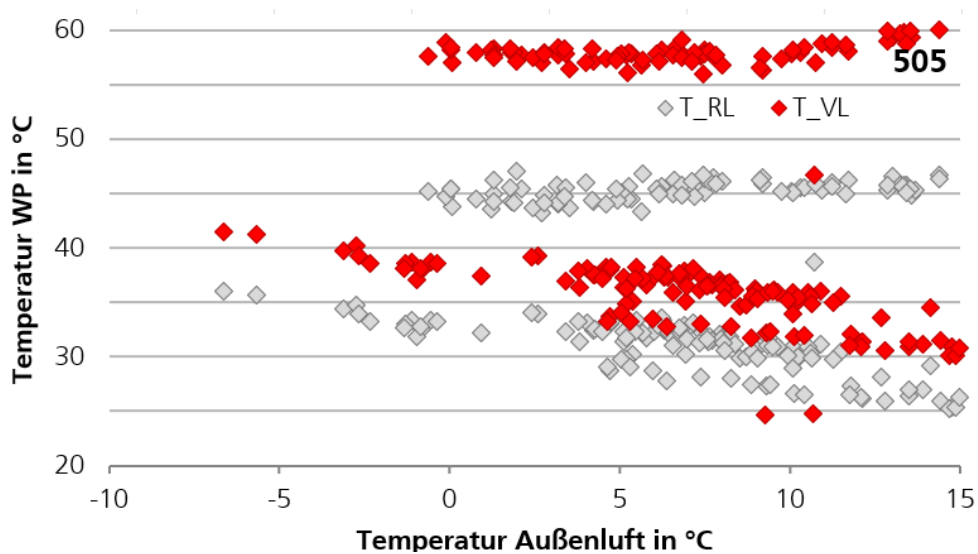
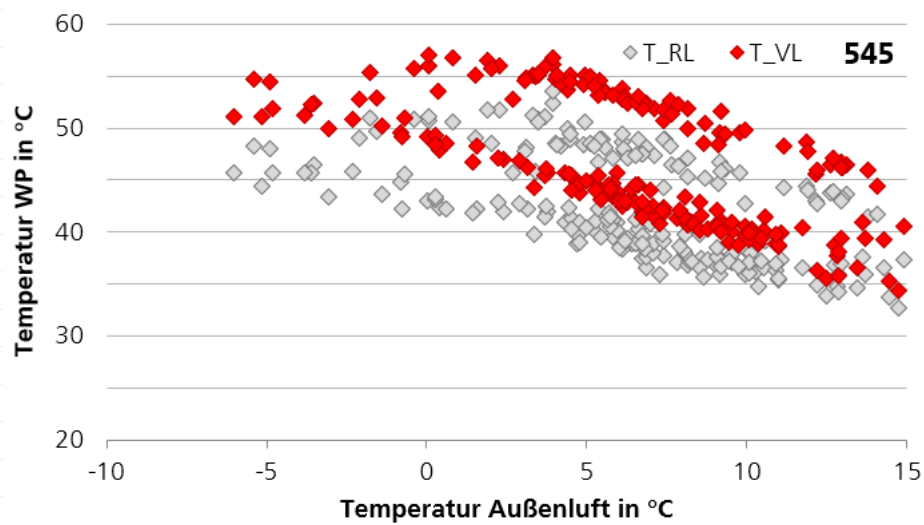


Abbildung 143: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauf­temperatur zur Raumheizung der Anlage ID 505 (Datenbasis 2024). Die Anlagen mit der größten Änderung der Heizkreistemperatur



Anhang

Abbildung 144: Tagesmittelwerte der Vorlauf- und Rücklauftemperatur zur Raumheizung der Anlage ID 545. Datenbasis 2024. Beispiel für eine signifikante Heizkurvenänderung

A7 Vorlauftemperatur, Volumenstrom und Leistung Raumheizung: Zeitreihe eines Tages von ausgewählten Beispielen

Legende: Wärmepumpenkreis | Heizkreis

Thermische Leistung

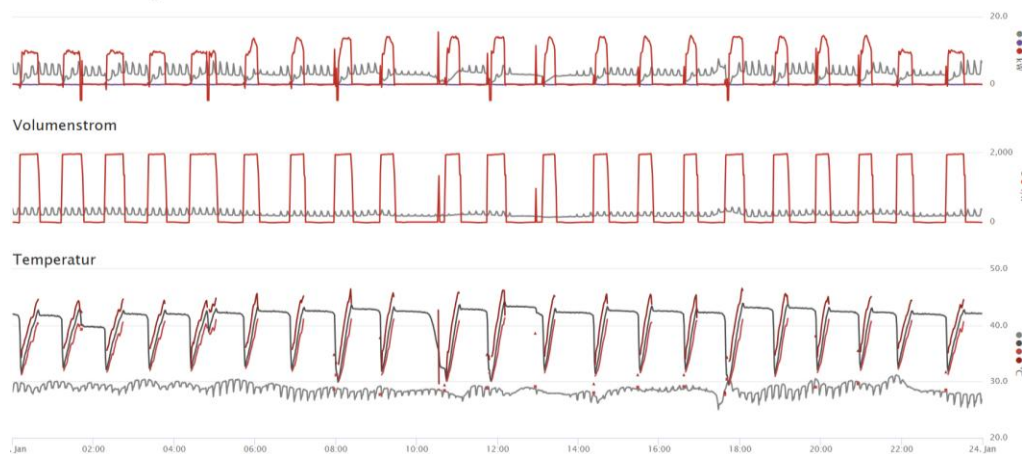
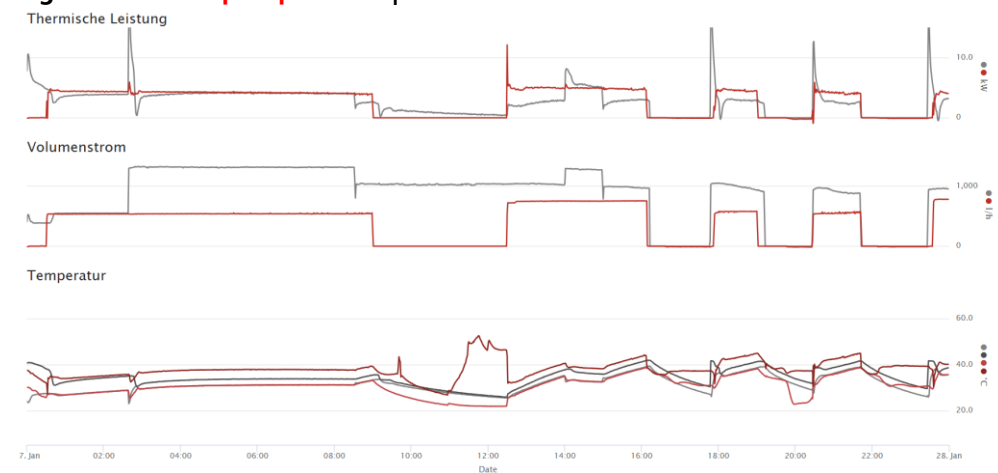


Abbildung 145: ID 580

Legende: Wärmepumpenkreis | Heizkreis



Anhang

Abbildung 146: Anlage ID 562

Legende: Verdichter | Wärmepumpenkreis | Heizkreis

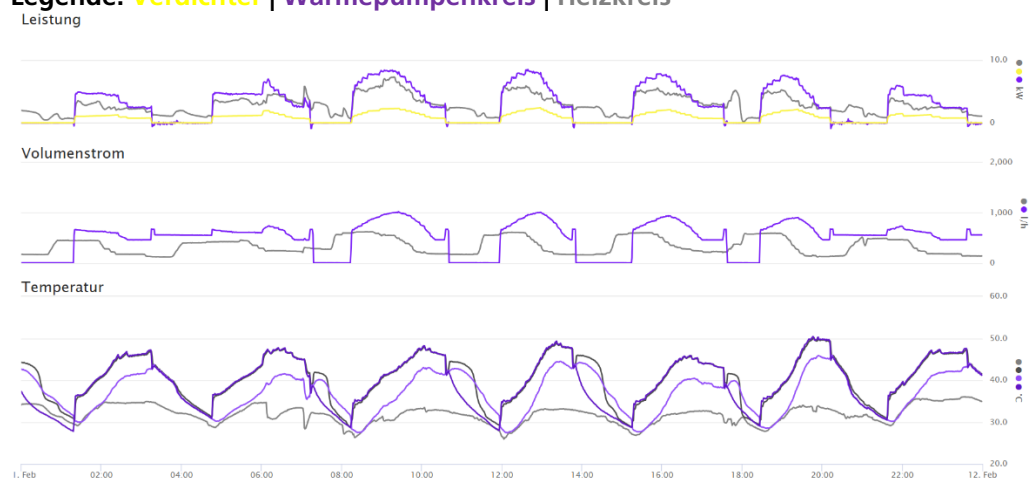


Abbildung 147: ID 517

Beispiel ID 528: Fehlströmung bei einer bivalenten Anlage

Bei der Anlage ID 528 treten Fehlströmungen aufgrund von Fehlern in der Hydraulik auf. Es wurden Fehlströmungen unter verschiedenen Betriebsbedingungen beobachtet:

- Kessel an, Trinkwassererwärmung; Wärmepumpe aus
 - Parallel zur Strömung in den Trinkwasserspeicher tritt eine Fehlströmung über den Heizkreis auf.
 - Infolgedessen
 - Innerhalb der Heizperiode: Raumwärme wird auf unnötig hohem Temperaturniveau bereitgestellt
 - Außerhalb der Heizperiode: nicht notwendige Raumheizung
- Kessel an, Raumheizung; Wärmepumpe aus
 - Parallel zur Strömung in den Heizkreis tritt eine Fehlströmung über den Trinkwasserspeicher auf.
 - Infolgedessen
 - Rücklauftemperaturenhebung
 - Schlechteres Regelungsverhalten Heizkörperventil
 - Ggf. Temperaturreduktion im Speicher
 - Da Fehlströmung während Kesselbetriebes auftritt, ist die Auswirkungen auf die Anlageneffizienz geringer, als wenn eine vergleichbare Fehlströmung während des Wärmepumpenbetriebes auftreten würde
- Kessel und Wärmepumpe an, Trinkwassererwärmung
 - parallel zur Strömung in den Trinkwasserspeicher tritt eine Fehlströmung über den Heizkreis auf.
 - Infolgedessen
 - Innerhalb der Heizperiode: Raumwärme wird auf unnötig hohem Temperaturniveau bereitgestellt
 - Außerhalb der Heizperiode: nicht notwendige Raumheizung
- Wärmepumpe an, Trinkwassererwärmung; Kessel aus (vgl. Abbildung 148)
 - Parallel zur „direkten“ Strömung in den Trinkwasserspeicher tritt eine Fehlströmung über den Kessel in den Trinkwasserspeicher auf.
 - Infolgedessen:
 - Wärmeeintrag in die Kapazität der Rohrleitungen und des Kessels (internes Speichervolumen) und damit Wärmeverluste

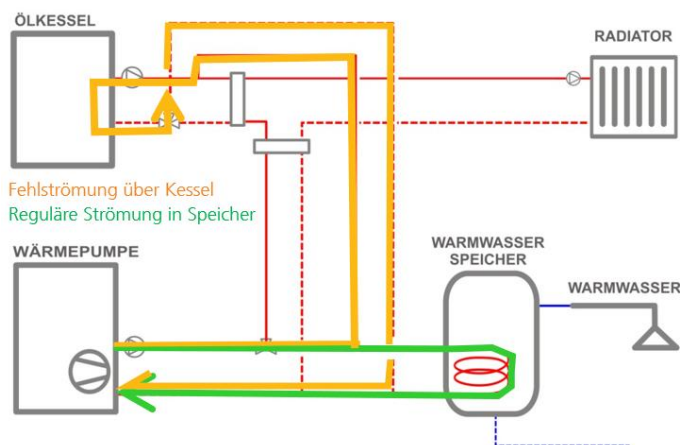


Abbildung 148: Anlagenschema ID 528 mit Darstellung der Strömungswege während der Trinkwassererwärmung der Wärmepumpe

Anhang

Beispiel ID 577: bivalente Anlage

Bei der Anlage ID 577 ist der Gaskessel und die Wärmepumpe an eine hydraulische Weiche „vor“ dem Heizkreis angeschlossen. Es treten in verschiedenen Betriebssituationen Fehlströmungen auf. Bspw. während des Betriebes des Kessels zur Trinkwassererwärmung erfolgt eine parallele Strömung über den Kessel-Heizungsvorlauf zur hydraulischen Weiche, weiter in die Wärmepumpe und von dort in den Rücklauf vom Trinkwasserspeicher zum Kessel. Aufgrund der Komplexität dieser Fehlströmung wird auf eine Darstellung verzichtet.

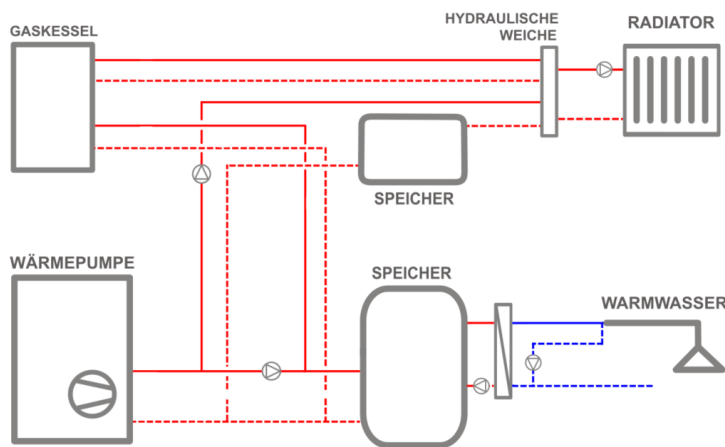


Abbildung 149: Anlagenschema ID 577; zur Vereinfachung ist der Solarthermiekreis nicht eingezeichnet

Beispiel ID 588: bivalente Anlage

Bei der Anlage ID 588 entsteht in folgender Betriebssituation eine Fehlströmung: Die Wärmepumpe beheizt den Trinkwasserspeicher, die Pumpe des Kessels ist an und das Raumheiz-/Trinkwassererwärmungs-Umschaltventil des Kessels ist Richtung Heizungsspeicher offen. Ursache hierfür ist ein Fehler in der Installation; die Rohrleitungen wurden nicht wie geplant verschaltet. Aus dem Rücklauf strömt ein Teilstrom über den Kessel und den Heizungsspeicher zurück in den Rücklauf. Der Heizungsspeicher wird damit mit dem Wasser aus dem Trinkwasser-Rücklauf erwärmt und abgekühltes Wasser strömt zurück in den Rücklauf zur Wärmepumpe. Wie in Kapitel 6.36.8.3.1 beschrieben, ist die Kesselpumpe dauerhaft in Betrieb. Die Fehlströmung tritt somit immer während der Trinkwassererwärmung auf; nicht nur wenn der Kessel gleichzeitig Wärme für die Raumheizung bereit stellt. Bei korrekter Umsetzung der Planung wäre bei dieser Anlage gleichzeitiger Betrieb der Wärmepumpen zur Trinkwassererwärmung und des Kessels zur Raumheizung möglich.

Beispiel ID 583: Hydraulikfehler der Trennung der Kreise zur Trinkwassererwärmung bzw. Raumheizung

.....
Anhang
.....

Es existieren zwei gebräuchliche Lösungen der Hydraulik zum Anschluss der Wärmepumpe an den Trinkwasserspeicher einerseits und den Heizkreispeicher bzw. direkt den Heizkreis andererseits:

- Eine Pumpe und ein Umschaltventil
- Je eine Pumpe im Teilkreis zur Trinkwassererwärmung und zur Raumheizung

In der Anlage ID 583 sind zwei Pumpen installiert. Aufgrund von fehlenden oder defekten Rückflussverhinderern tritt während der Erwärmung des Trinkwasserspeichers eine Fehlströmung über den Heizkreis auf. Ein Teil des Wassers im Rücklauf (Trinkwasserspeicher -> Wärmepumpe) strömt in den Rücklauf des Heizkreises und über den Heizkreis in dessen Vorlauf und anschließend in den Vorlauf zum Trinkwasserspeicher. Somit wird die Temperatur des Vorlaufs der Wärmepumpe durch diese Beimischung reduziert. Das bereitgestellte Temperaturniveau kann nicht genutzt werden; die Effizienz ist niedriger als für die letztendliche Nutztemperatur erforderlich. Zudem wird ggf. ungewünscht Wärme über den Heizkreis abgegeben, der dadurch je nach erforderlicher Heizkreistemperatur auf ein höheres Temperaturniveau als notwendig angehoben wird. Außerhalb der Heizperiode geht dieser Wärmeeintrag komplett verloren.

Die Fehlströmung tritt – mit Ausnahme von einigen Wochen im Sommer – immer während der Trinkwassererwärmung auf. Rund 40% der Wärmeenergie, die während der Trinkwassererwärmung bereitgestellt wird, wird in den Heizkreis abgegeben und nur 60% gelangen in den Trinkwasserspeicher (Datenbasis: 2024).

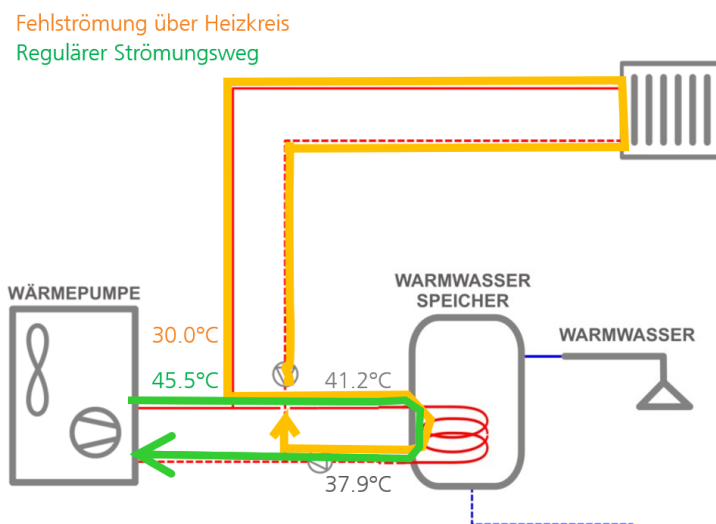


Abbildung 150: Anlagenschema ID 583 mit Darstellung der Strömungsfade während der Trinkwassererwärmung

Beispiel ID 580: bivalente Anlage sowie Hydraulik der Trennung der Kreise zur Trinkwassererwärmung bzw. Raumheizung

Bei der Anlage ID 580 tritt während des Trinkwasserbetriebes des Kessels eine Fehlströmung über den Heizkreis auf; analog zu der Fehlströmung in Anlage ID 583 (siehe oben). Die Wärmepumpe der Anlage ID 580 ist mit einem Dreiwegeventil an den

Trinkwasserspeicher bzw. den Heizungsspeicher angeschlossen, so dass hier keine Fehlströmungen auftreten.

.....
Anhang
.....

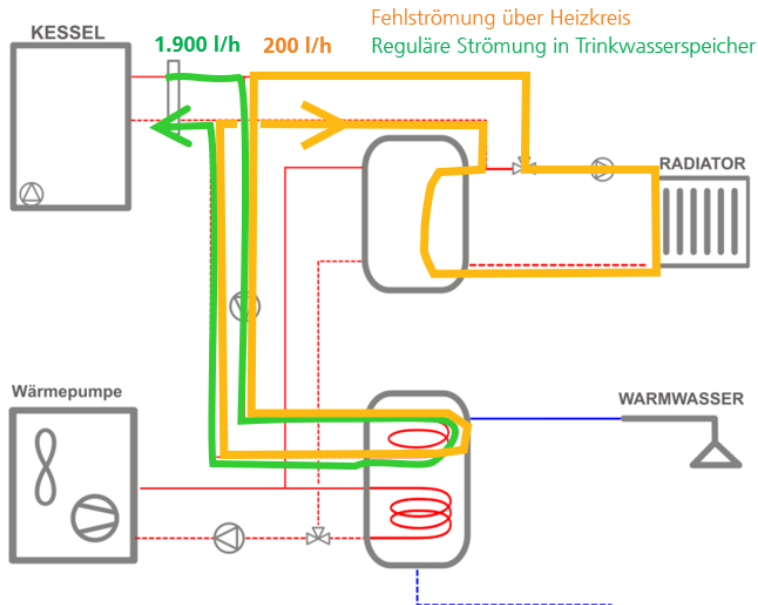


Abbildung 151: Anlagenschema ID 580 mit Darstellung der Strömungsfade während der Trinkwassererwärmung des Kessels

Zusätzlich zu der Fehlströmung, die während der Trinkwassererwärmung durch den Kessel über den Heizungsspeicher erfolgt, besteht noch ein weiteres Fehlverhalten bei dieser Anlage. Im Jahr 2022 war der Kessel ausgeschaltet, die Pumpe zur Trinkwassererwärmung wurde jedoch noch für mehrere Stunden am Tag angefordert und war aktiv. Damit trat die in Abbildung 151 dargestellte Strömung auf – ohne Wärmeeintrag des Kessels. Infolgedessen wurde zum einen die Temperaturschichtung im oberen Teil des Trinkwasserspeichers zerstört und zum anderen der Trinkwasserspeicher über den Heizkreis „entladen“. Diese Fehlströmung trat auch in den Sommermonaten auf. Die Wärmepumpe musste diese Wärmeverluste durch eine erhöhte Wärmebereitstellung ersetzen. Die Ursache für diesen Betriebsfehler könnte darin liegen, dass der Kessel manuell ausgeschaltet wurde oder eine Störung hatte, während die Regelung des Kessels weiter aktiv war. Ende 2022 wurde der Fehler behoben und weder der Kessel noch die dazugehörige Pumpe waren in den folgenden Jahren in Betrieb¹.

Beispiel ID 532: Fehlströmung bei defektem Umschaltventil Raumheizung und Trinkwassererwärmung

Bei der Anlage ID 532 erfolgt die Umschaltung zwischen der Trinkwassererwärmung und der Raumheizung über ein Umschaltventil. Im Zeitraum Mitte April 2023 bis Anfang Februar 2024 war der Betrieb des Umschaltventiles defekt. Das Ventil ist nicht mehr in die jeweilige Endstellung gefahren und nahm nur noch Zwischenstellungen ein. Die

¹ Da der Kessel im Jahr 2022 außer Betrieb genommen wurde, wird dieses Anlage in den Stammdaten in Kapitel 4.5 nicht als bivalente Anlage geführt.

Teilkreise zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung wurden jeweils parallel durchströmt.

Anhang

Beispiel ID 572: Passive Kühlung

Bei der Anlage ID 572 (Wärmequelle: Grundwasser) ist eine passive Kühlung integriert. Diese ist verbraucherseitig „nach“ der Beimischschaltung des Heiz/Kühlkreises in diesen eingebunden. Während des Betriebes der passiven Kühlung tritt eine Fehlströmung über die Rücklaufbeimischung im Heiz/Kühlkreis auf. Die Ursache liegt im Betrieb der Heiz/Kühlkreis-Pumpe. Bei der vorhandenen hydraulischen Verschaltung dürfte während der passiven Kühlung ausschließlich die Pumpe im Wärmepumpengerät in Betrieb sein, in dem auch der Wärmeübertrager für die passive Kühlung integriert ist. Alternativ müsste die Einbindung der passiven Kühlung „vor“ der Beimischschaltung erfolgen.

Beispiel ID 505: Anlagen mit zwei Wärmepumpen

In der Anlage ID 505 sind zwei Wärmepumpen installiert. Eine Wärmepumpe wurde 2019 und die zweite 2022 installiert. Gelegentlich kommt folgender Fehlbetrieb vor: Die Pumpen beider Wärmepumpen sind in Betrieb, jedoch nur eine der beiden Wärmepumpen. Dies bewirkt eine Rücklaufbeimischung in den Vorlauf und damit eine Temperaturreduktion vom Wärmepumpenaustritt zum Heizkreis. Dies Verhalten wurde nur an einigen Tagen für mehrere Minuten beobachtet und hat damit keine bedeutenden Auswirkungen auf die Gesamteffizienz der Anlage. Wenn dies Fehlverhalten für längere Zeit bzw. dauerhaft auftreten würde, würde die Heizkurve erhöht werden, falls nicht die von den Bewohnenden gewünschte Raumtemperatur erreicht würde.

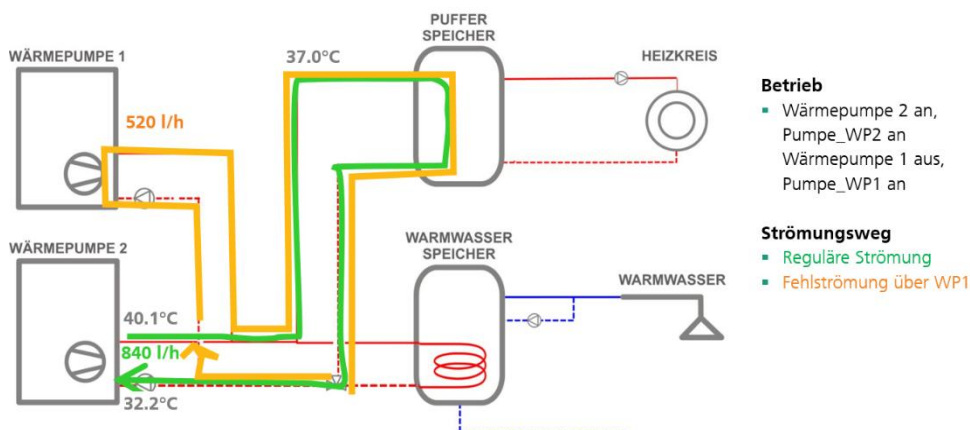


Abbildung 152: Anlagenschema ID 505 mit Darstellung der Strömungspfade während der Fehlströmung

Bei dieser Anlage tritt noch eine weitere Fehlströmung auf. Wenn die WP 2 an und die WP 1 (sowie die zugehörige Pumpe) aus ist, tritt an einige Tagen eine Fehlströmung über die WP 1 auf. Dies Phänomen tritt nur in einer Zeitspanne in 2023 (2 Tage in Folge) und einer Zeitspanne in 2024 (20 Tage in Folge) auf. Entweder liegt die Ursache in einer defekten Rückschlagklappe o.ä. und der Fehler wurde jeweils wieder behoben. In dem Falle wäre die Fehlströmung der oben aufgeführten Kategorie „Fehlströmungen: hydraulikbedingt“ zuzuordnen. Oder die Verhinderung einer Strömung durch die jeweils nicht aktive Wärmepumpe wird bei dieser Anlage über ein Absperrventil vorgenommen und die Regelung des Ventiles war in den genannten Zeiträumen fehlerhaft.

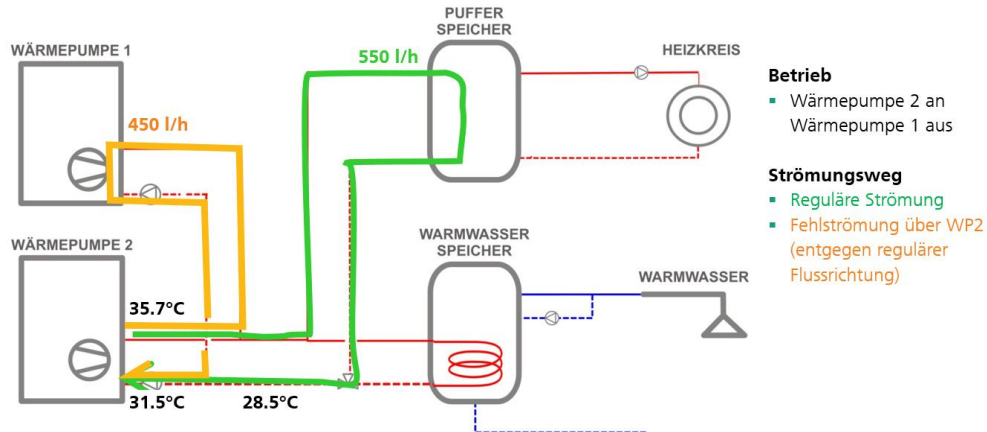
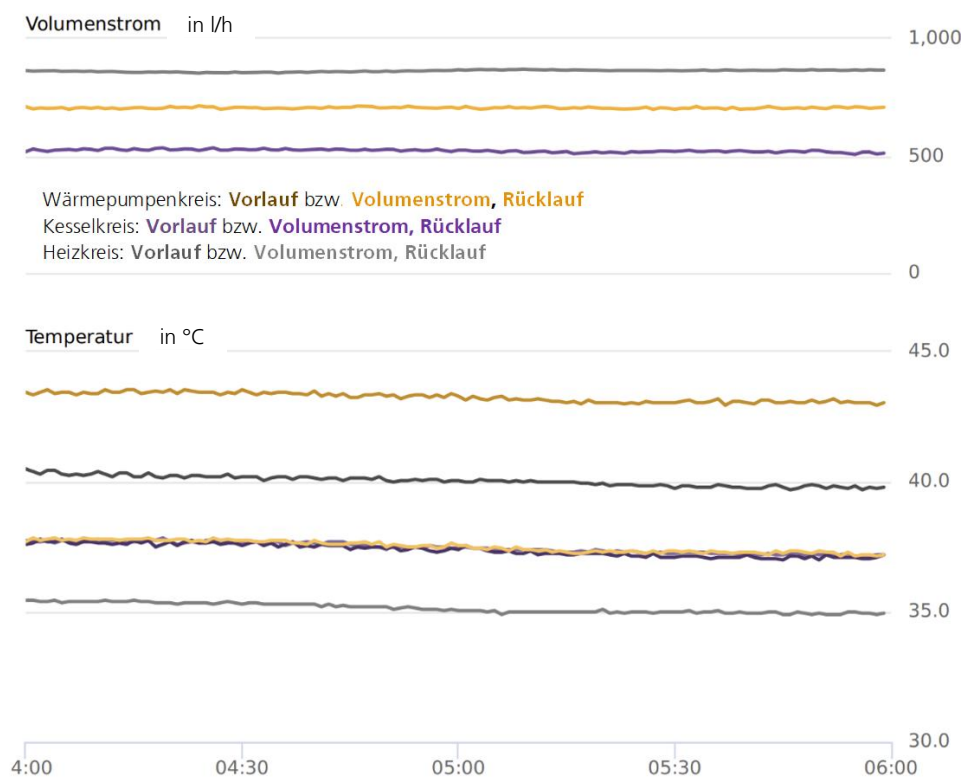


Abbildung 153: Anlagenschema ID 505 mit Darstellung der Strömungspfade während der Fehlströmung 2

Beispiel ID 588: bivalente Anlage

Bei der bivalenten Anlage ID 588 ist die Pumpe des Kessels dauerhaft in Betrieb. Der Heizungsspeicher wird immer durchströmt, unabhängig davon, ob der Kessel in Betrieb ist oder nicht. Wasser aus dem unteren Speicherteil strömt somit in den oberen Speicherteil und kühlt die obere Speicherschicht ab. Dies ist vergleichbar mit einer ungewünschten Beimischung aus dem Rücklauf in den Vorlauf. Abbildung 155 zeigt die Temperaturen am Heizungsspeicher an einem Beispiel in einem quasistationären Zustand. Im Rücklauf strömt Wasser mit einer Temperatur von rund 37 °C in die Wärmepumpe und den Kessel. Die Wärmepumpe erwärmt das Wasser auf rund 43 °C. Aufgrund der Beimischung des Rücklaufes über den Weg über den Kessel in den oberen Speicherteil liegt die Vorlauftemperatur des Heizkreises 3 K niedriger als die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe.



Anhang

Abbildung 154: Volumenstrom und Temperatur des Wärmepumpen- und des Kesselkreises am Heizungsspeicher sowie des Heizkreises (16.12.2024)

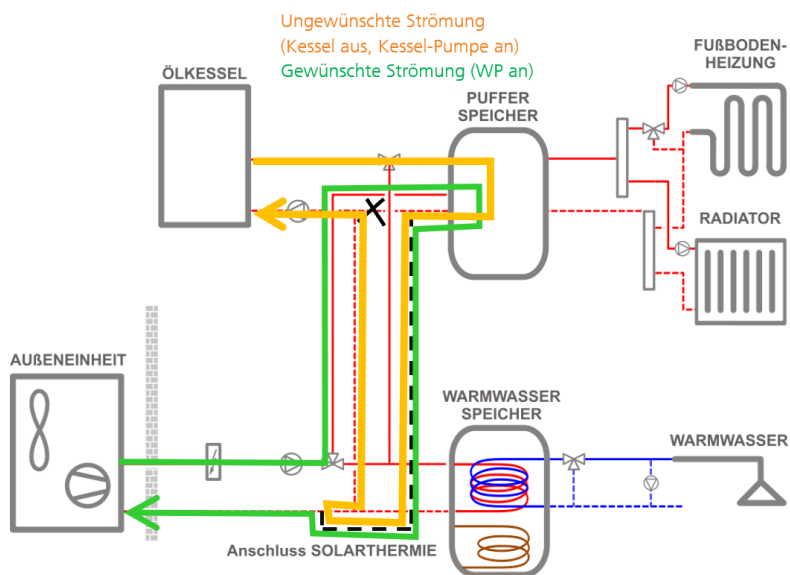


Abbildung 155: Anlagenschema ID 588. In Schwarz ist der Unterschied der Installation zur Planung dargestellt (schwarze Strichlinie und schwarzes Kreuz. Mit Darstellung der Strömungsfade im Raumheizmodus

Betriebsmodus WP Raumheizung Trinkwassererwärmung

Wärmeerzeuger Verdichter an



Thermische Leistung thermisch elektrisch



Methodik Verdichterstart ↓

- Anzahl der Starts des Verdichters, unabhängig vom Betriebsmodus

Klassifikation der Betriebsphasen ↔

- 1 bis 5min
- 6 bis 10 min
- 11 bis 15 min
- 16 bis 30 min
- > 30 min