
**Forschungsprogramm
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)**

Standardschaltungen für Klein- wärmepumpenanlagen

Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen

ausgearbeitet durch

Dr.Th.Afjei	FHBB (Projektleitung) t.afjei@fhbb.ch
U.Schonhardt	FHBB
C.Wemhöner	FHBB
M.Erb	Dr. Eicher+Pauli AG
H.R.Gabathuler	Gabathuler AG
H.Mayer	Gabathuler AG
Prof.G.Zweifel	HTA Luzern
M.Achermann	HTA Luzern
R.von Euw	HTA Luzern
U.Stöckli	HTA Luzern

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Impressum

Auftraggeber:	Bundesamt für Energie (BFE) Prof. Dr. M. Zogg Leiter Forschungsprogramm UAW Kirchstutz 3 3414 Oberburg	Projektbegleiter Email: martin.zogg@bluewin.ch
Beauftragter:	Fachhochschule beider Basel FHBB Dr. Th. Afjei Prof. A. Binz U. Schonhardt, C. Wemhöner Institut für Energie FHBB Fichtenhagstrasse 4 4132 Muttenz	Projektleiter stv. Projektleiter Simulationen Neubau und L/W-WP Email: t.afjei@fhbb.ch
Projektgruppe:	Dr. Eicher + Pauli AG Dr. H.P. Eicher M. Erb Kasernenstrasse 21 4410 Liestal	FAWA Messprojekte, Auswertungen Email: markus.erb@eicher-pauli.ch
	Gabathuler AG H.R. Gabathuler H. Mayer Kirchgasse 23 8253 Diessenhofen	PRAXIS Planungshilfen Email: gabathuler.ag@bluewin.ch
	Planair SA P. Renaud Crêt 108 a 2314 La Sagne	CH-OUEST CAD-Schemata, Übersetzungen Email: info@planair.ch
	Hochschule für Technik und Architektur Fachhochschule Zentralschweiz Prof. G. Zweifel M. Achermann, R. von Euw, U. Stöckli ZIG 6048 Horw	Simulationen Sanierung und S/W-WP Email: gzweifel@hta.fhz.ch

Zusammenfassung

Ausgangslage

Das Projekt STASCH (Standardschaltungen für Klein-Wärmepumpenanlagen bis 25 KW) wurde lanciert, um ergänzend zum Projekt FAWA (Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen) spezielle Fragestellungen mit Computersimulationen genauer zu untersuchen. Dies gilt zum einen für Erfahrungen aus dem FAWA-Projekt, die phänomenologisch nicht oder nicht vollständig erklärt werden können, zum andern für Grenzfälle, für die in der Praxis widersprüchliche Lehrmeinungen herrschen. Die aus den Simulationen gewonnenen Erkenntnisse fließen in Planungshilfen (Teil 1 des Schlussberichts) ein, mit denen der Installateur ohne Computerhilfe die Wärmepumpenheizanlage dimensionieren kann.

Standardschaltungen und Planungshilfen

In einer ersten Etappe wurden Hydraulischschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen anhand ihrer Praxistauglichkeit und Fehlertoleranz evaluiert. Hierin fließen Erfahrungen aus Feldmessungen (FAWA), aus den Dokumentationen bisheriger Standardschaltungen (RAVEL, SWKI, FWS) und aus QS-Projekten. Es werden Varianten mit verschiedenen Wärmequellen und verschiedenen Wassererwärmungsmethoden für den Neubau (Vorlauf 35-45°C) und die Sanierung (Vorlauf 55-65°C) untersucht. Schaltungen, die sich im Feld bewährt haben und ein grosses Anwendungspotenzial besitzen, werden anhand von Simulationsrechnungen miteinander verglichen, evaluiert und auf die kleinste notwendige Anzahl reduziert. Beurteilungskriterien sind: Komfort, Jahresnutzungsgrad, Investitionskosten, Betriebskosten und Robustheit gegenüber Störungen.

Es wurden 7 Standardschaltungen ausgewählt.

- Standardschaltung 1: Ohne Speicher, nur Heizen
- Standardschaltung 2: Ohne Speicher, Heizen und Warmwasser
- Standardschaltung 3: Mit Seriespeicher, nur Heizen
- Standardschaltung 4: Mit Seriespeicher, Heizen und Warmwasser
- Standardschaltung 5: Mit Parallelspeicher, nur Heizen
- Standardschaltung 6: Mit Parallelspeicher, Heizen und Warmwasser
- Standardschaltung 7: Mit Kombispeicher und Sonnenkollektor, Heizen und Warmwasser
(wurde aus Zeitgründen nicht simuliert)

Alle Standardschaltungen sind auf dem Markt etabliert und werden von mehreren Herstellern angeboten. Mit Kenntnis des Gebäudes (Angaben nach SIA380/1, SIA384/2 oder Messungen) und dem Wärmeverteilungssystem (Radiatoren oder Fußbodenheizung) kann mit der Planungshilfe die richtige Schaltung ausgewählt und dimensioniert werden. Dies umfasst u.a. die Grösse von Wärmepumpe, Speicher, Rohren und Umwälzpumpen, die Positionierung der Temperaturfühler, die Heizkurve, die Hysteresis zum Ein-/Ausschalten und die Einstellung des Überströmventils bei Schaltungen mit Thermostatventilen.

Die Standardschaltung mit der richtigen Dimensionierung und Parametrierung ergibt die Standardlösung.

Erkenntnisse aus den Simulationen

Nach Evaluation der Simulationsprogramme TRNSYS, Ver. 15, IDA/ICE, Ver. 3.0, und MATLAB/SIMULINK mit dem CARNOT-Blockset entschieden sich BFE, HTA Luzern und die FHBB für die MATLAB/SIMULINK-Plattform, welche sich besonders für regelungstechnische und hydraulische Untersuchungen in der Gebäudetechnik eignet und ausbaufähig ist.

Die Simulationen zeigten, dass speicherlose Anlagen mit richtig eingestellter Heizkurve ohne Thermostatventile (TRV) am besten funktionieren. Sie sind bei den Investitions- und meist auch bei den Betriebskosten am günstigsten.

Da die Auslegung zu in der Regel überdimensionierten Anlagen führt, ergab sich in der Simulation sowohl beim Elektrizitätsverbrauch wie auch bei der Behaglichkeit ein Optimum, wenn die Übertemperatur (Differenz Heizmittel- zu Raumtemperatur) mit einem Faktor von 0.7 multipliziert wurde. Die Simulationen zeigten auch, dass die Wärmepumpe rund 20% kleiner dimensioniert werden könnten als SIA 384/2 vorgibt, was aber nicht empfohlen wird.

Kommt Trinkwassererwärmung hinzu, muss die Heizleistung am Auslegungspunkt um ca. 1kW erhöht werden. Es erwies sich als vorteilhaft, den Ausschaltfühler für die Wassererwärmung direkt am Wärmepumpenaustritt zu platzieren. Dadurch kann bis knapp an die Hochdruckgrenze herangefahren werden. Hinsichtlich interner Wärmetauscherfläche ergab sich ein Optimum von $0.3 \text{ m}^2/\text{kW}_{\text{HG}}$, wobei die Heizleistung an der Heizgrenze (Index HG) von Interesse ist, weil dann die Heizleistung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe das Maximum erreicht.

Bei Anlagen mit Thermostatventilen muss ein Überströmventil installiert werden, wenn mehr als 40% der Heizkreise regelbar sind. Dies kann bei speicherlosen Anlagen kritisch werden, so dass bei Anlagen mit Überströmer zumindest ein kleiner Seriespeicher empfohlen wird. Als optimale Grösse für den Seriespeicher erwiesen sich 15-20 Liter/kW_{HG} bei einer Bodenheizung und 20-25 Liter/kW_{HG} bei einer Radiatorenheizung. Beim Parallelspeicher ergab sich ein Optimum ca. 35 Liter/kW_{HG}.

Die guten Ergebnisse bei speicherlosen Anlagen mit teilweise geregelten Heizkreisen legen den Schluss nahe, dass Wärmepumpenanlagen in den kantonalen Energieverordnungen Zukunft en gesondert zu behandeln sind, um von der oft vorgeschriebenen Einzelraumregelung abzukommen, die letztendlich oft zu einer zu hoch eingestellten Heizkurve verleiten.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energiewirtschaft entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Summary

Background

Project **STASCH** (Standard schemes for small heat pump systems up to 25 kW) was initiated as a complement to Project **FAWA** ("Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen": field-trial analysis of heat-pump systems) in order to investigate certain issues more precisely with the aid of computer simulation. This pertains for one thing to observations resulting from the FAWA project which could not be accounted for phenomenologically or which were otherwise not fully understood. For another it applies to borderline situations for which diverging views exist in practice. The conclusions arising from these simulations can be incorporated in straightforward design tools used by installers to size heat-pump systems without computer aid.

Standard schemes and design tools

In a first stage, hydraulic schemes for small heat pumps were evaluated with regard to their practical utility and error tolerance. In this regard use was made of field trials (FAWA) and specifications from prior standard schemes from engineering societies and various energy research & development programmes, as well as quality-assurance projects. Alternatives were investigated with various heating sources and various hot-water heating methods in both new construction (supply temperatures 35-45°C) and renovation projects (supply temperatures 55-65°C). In a second stage, schemes which have proved their worth in practice and possess considerable potential for application were compared and evaluated using computer simulation, and from among them a minimal number of essential schemes was selected. The criteria were: comfort, annual efficiency, electrical consumption, investment costs, operating costs and technical reliability (absence of breakdowns).

Seven standard schemes were selected:

- Standard scheme 1: without thermal storage, heating only
- Standard scheme 2: without thermal storage, heating and hot water
- Standard scheme 3: with thermal storage in series, heating only
- Standard scheme 4: with thermal storage in series, heating and hot water
- Standard scheme 5: with thermal storage in parallel, heating only
- Standard scheme 6: with thermal storage in parallel, heating and hot water
- Standard scheme 7: with combined thermal storage and solar collector, heating and hot water (time did not allow simulation)

All standard schemes are established in the market-place and are available from several suppliers. With knowledge of the building parameters (specifications according to SIA 380/1, SIA 384/2 or measurements) and the thermal distribution system (radiators or floor heating) the correct scheme can be chosen and sized using the design tool. This involves among other things the respective sizes of the heat pump, thermal storage, pipes and circulation pump, the positioning of the temperature sensors, the determination of the heating curve, as well as the on/off switching thresholds and the adjustment of the relief valve in the case of schemes with thermostatic valves.

The standard scheme with correct sizing and parametrization determines the standard solution.

Conclusions from the simulations

After evaluation of the simulation programs TRNSYS, Vers.15, IDA/ICE, Vers.3.0 and MATLAB/SIMULINK, Vers.6 with the CARNOT-Blockset, the participating institutions (Swiss Federal Office of Energy and the respective Universities of Applied Sciences of Central Switzerland (Lucerne) and Northwest Switzerland (Basle)) decided in favour of the MATLAB/SIMULINK platform, which is especially suited to the investigation of control-engineering problems and hydraulic circuits and is easily extendable.

The simulations demonstrated that systems without thermal storage and without thermostatic valves functioned best, provided the heat curves were properly adjusted. They are the most economical with regard to investment costs and, in most cases, operating costs.

Since the design procedure results as a rule in oversized systems, an optimum with regard to both electrical consumption and comfort in the simulation was obtained when the temperature difference between heating medium and room at design conditions was multiplied by a factor of 0.7. The simulations show furthermore that the heat pump can be sized around 20% smaller than the size recommended in SIA 384/2, however not being recommended.

If the hot-water heating added, the heat output at design conditions must be raised by approx. 1 kW. It proved advantageous to place the cut-out sensor for hot water heating direct at the heat pump exit, thereby allowing operation close to the high-pressure limit. With regard to internal heat-exchanger surfaces an optimum of $0.3 \text{ m}^2/\text{kW}_{\text{HG}}$ resulted. In this connection the output at the threshold outdoor temperature (in German nomenclature index HG), above which indoor heating is unnecessary, is relevant, since this is where the heating output of an air/water heat pump reaches its maximum in practice.

In systems with thermostatic valves a relief valve must be installed whenever more than 40% of the heating circuits are controlled. This can be critical in systems without thermal storage, so that in systems incorporating relief valves at least one small thermal storage vessel in series is recommended. The optimal size for such a thermal storage unit turns out to be 15-20 litres/kW_{HG} for floor heating and 20-25 litres/kW_{HG} for floor heating. For a thermal storage vessel in parallel the resulting optimum was approx. 35 litres/kW_{HG}.

The good results obtained with systems which include controlled heating circuits without thermal storage would suggest that in the future heat pump systems should be treated separately in cantonal energy regulations, in order to get away from single-room control, so frequently prescribed, which ultimately leads to excessively high heating curves.

This research was sponsored by the Swiss Federal Office for Energy. Responsibility for the contents of this report and its conclusions is borne solely by its authors.

Inhaltsverzeichnis

1	ZIELSETZUNG	1
2	DURCHGEFÜHRTE ARBEITEN	2
2.1	STANDARDSCHALTUNGEN	2
2.2	WORKSHOP IN OLLEN	3
2.3	COMBINAISON D'UNE POMPE À CHALEUR AVEC L'ÉNERGIE SOLAIRE THERMIQUE	4
2.4	ZUSÄTZLICHE ENTHITZER, VERFLÜSSIGER UND UNTERKÜHLER?	5
2.5	VERWENDETES SIMULATIONSPROGRAMM	6
2.5.1.1	Einleitung	6
2.5.1.2	MATLAB-Simulink	6
2.5.1.3	Die Bibliothek CARNOT	7
3	SIMULATIONEN	11
3.1	AUSWERTUNG DER HERSTELLEROFFERTEN	11
3.2	ZU BEANTWORTENDE FRAGEN	13
3.2.1	<i>Parametervariationen</i>	13
3.2.1.1	Durchgeführte Parametervariationen	13
3.3	RANDBEDINGUNGEN	15
3.3.1	Wärmepumpe	15
3.3.2	Wetterdaten	16
3.3.3	Wassererwärmung	16
3.3.4	Regelung	17
3.3.5	Gebäude	18
3.3.6	Wärmeabgabesystem	20
3.3.7	Nutzer	21
3.3.8	Auslegung	22
3.3.9	Zusätzliche Randbedingungen	22
3.3.9.1	Umgebungstemperatur der Heizungsanlage	22
3.3.9.2	Rohrlänge im Primärkreis	22
3.4	BEURTEILUNGSMETHODE FÜR DIE AUSWERTUNG	23
3.4.1	<i>Thermische Behaglichkeit und Komfortkriterien</i>	23
3.4.2	<i>Betrieb der Wärmepumpe</i>	24
3.5	MODELLIERUNG	26
3.5.1	<i>Elektrische Kompressionswärmepumpe</i>	26
3.5.2	<i>Heizungsregler</i>	27
3.5.3	<i>Warmwasserregler</i>	27
3.5.4	<i>Überströmventil</i>	28
3.5.5	<i>Gebäudemodell</i>	28
3.5.5.1	Optimale Zonenzahl	28
3.5.5.2	STASCH Gebäudemodell in CARNOT	30
3.5.6	<i>Validierung</i>	31
3.5.6.1	Vorgehen	31
3.5.6.2	Testergebnisse Validierung ENVELOPE-BESTEST	32
3.5.6.3	Plausibilitätskontrollen	33
3.5.7	<i>Modell für Beschattung</i>	35
3.5.8	<i>Behobene Fehler</i>	35
3.6	RESULTATE	37
3.6.1	Übersicht	37
3.6.2	P1: Einstellung der Heizkurve (Neubau)	38
3.6.3	P2: Dimensionierung der Wärmepumpe für Heizung (Neubau)	40
3.6.4	P3: Dimensionierung der Wärmeübertragerfläche A_{WU} für Warmwasser	43
3.6.5	P4: Dimensionierung der Wärmepumpe für Heizung und Warmwasser (Neubau) ...	45
3.6.6	P5: Maximal zulässiger variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe mit TRV ohne Überströmer (Neubau)	47
3.6.7	P6: Maximal zulässiger variabler Volumenstrom mit Überströmer ohne Speicher ...	48
3.6.8	P7: Optimales Volumen des seriellen Heizspeichers (Neubau)	49
3.6.9	P9: Optimales Volumen des parallelen Heizspeichers (Neubau)	51

3.6.10	<i>P10: Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit LW-WP</i>	52
3.6.11	<i>P11: Optimal dimensionierte LW-WP bei der Sanierung</i>	54
3.6.12	<i>P10SW: Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit SW-WP</i>	55
3.6.13	<i>P11SW: Optimal dimensionierte SW-WP bei der Sanierung</i>	56
3.6.14	<i>P13: Optimales Volumen des seriellen Heizspeichers (Sanierung)</i>	57
3.6.15	<i>P14: Optimales Volumen des parallelen Heizspeichers (Sanierung)</i>	59
3.6.16	<i>P17: Beste Schaltung</i>	62
3.6.16.1	Neubau	62
3.6.16.2	Sanierung	67
3.6.17	<i>Allgemeine Resultate</i>	70
3.6.17.1	Hydraulik der Fussbodenheizung	70
3.6.17.2	Heizkurveneinstellung und TRV	71
3.6.18	<i>Wirtschaftlichkeit</i>	72
3.7	AUSBLICK	73
4	SCHLUSSFOLGERUNGEN	74
5	SYMBOLVERZEICHNIS	76
6	LITERATURVERZEICHNIS	77
7	ANHANG	79
7.1	RANDBEDINGUNGEN FÜR DIE SIMULATIONEN	79
7.1.1	<i>Konstruktionen STASCH Gebäude</i>	79
7.1.2	<i>Warmwasser-Auslegungsdaten</i>	80
7.1.3	<i>ENVELOPE BESTEST – Carnot im Vergleich</i>	83
7.2	DETAILLIERTE RESULTATE DER SIMULATIONEN	86
7.2.1	<i>P1 detailliert - Einstellung der Rücklauf-Heizkurve mit LW-WP (Neubau)</i>	86
7.2.2	<i>P2 detailliert - Optimal dimensionierte LW-WP (Neubau)</i>	95
7.2.3	<i>P3 detailliert – Dimensionierung der optimalen Wärmeübertragerfläche für Warmwassererwärmung</i>	98
7.2.4	<i>P5 detailliert - Maximal zulässiger variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe mit TRV ohne Überströmer (Neubau)</i>	104
7.2.5	<i>P6/7 detailliert - Optimales Volumen des seriellen Speichers (Neubau)</i>	109
7.2.6	<i>P8 - Optimale Reglereinstellung für den parallelen Speicher (Neubau)</i>	113
7.2.7	<i>P9 detailliert - Optimales Volumen des parallelen Speichers (Neubau)</i>	114
7.2.8	<i>Variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe durch TRV (Sanierung) und Überströmventil</i>	115
7.2.9	<i>P13 detailliert - Optimales Volumen des seriellen Speichers (Sanierung)</i>	116
7.2.10	<i>P14 detailliert - Optimales Volumen des parallelen Speichers (Sanierung)</i>	118
7.2.11	<i>P10 detailliert - Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit LW-WP</i> ...	121
7.2.12	<i>P11 detailliert - Optimal dimensionierte LW-WP bei der Sanierung</i>	131
7.2.13	<i>P10SW detailliert - Einstellung der RL-Heizkennlinie bei Sanierung mit SW-WP</i> ...	139
7.2.14	<i>P11SW detailliert - Optimal dimensionierte SW-WP bei der Sanierung</i>	145
7.3	MODELLBESCHREIBUNGEN	153
7.3.1	<i>Wärmepumpenmodell in CARNOT</i>	153
7.3.1.1	Allgemeine Beschreibung	153
7.3.1.2	Mathematische Beschreibung	154
7.3.1.3	Betriebsmodi und Stellsignal	157
7.3.1.4	Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben)	158
7.3.1.5	Literaturverzeichnis	158
7.3.1.6	Nomenklatur	159
7.3.2	<i>Heizungsregler</i>	160
7.3.2.1	Allgemeine Beschreibung	160
7.3.2.2	Mathematische Beschreibung	160
7.3.2.3	Weitere Features des Reglers	162
7.3.2.4	Modellkonfiguration (Eingabe, Parameter, Ausgaben)	162
7.3.2.5	Literaturverzeichnis	163
7.3.2.6	Nomenklatur	163
7.3.3	<i>Warmwasserregler</i>	164
7.3.3.1	Allgemeine Beschreibung	164

7.3.3.2	Mathematische Beschreibung.....	164
7.3.3.3	Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben).....	164
7.3.3.4	Nomenklatur	165
7.3.4	<i>Überströmventil</i>.....	166
7.3.4.1	Allgemeine Beschreibung	166
7.3.4.2	Mathematische Beschreibung.....	166
7.3.4.3	Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben).....	166
7.3.4.4	Literaturangaben.....	167

1 ZIELSETZUNG

Die Zielsetzungen richten sich nach der Ausschreibung des BFE und umfassen:

- Definition je einer möglichst einfachen und doch effizienten Standardschaltung für Klein-Wärmepumpenanlagen von 5 bis 25 kW. Die aufgelisteten Anwendungsfälle beinhalten:
 - Wärmequellen Luft und Erdreich
 - Nur Heizen oder Heizen und Warmwasser mit Wärmepumpe
 - Neubau ($T_{VL} < 45^{\circ}\text{C}$) und Sanierung ($T_{VL} < 60^{\circ}\text{C}$)
- Reduktion der Standardschaltungen auf die maximal notwendige Anzahl
- Erarbeiten von Planungshilfen für den Leistungsbereich von 5 bis 25 kW.

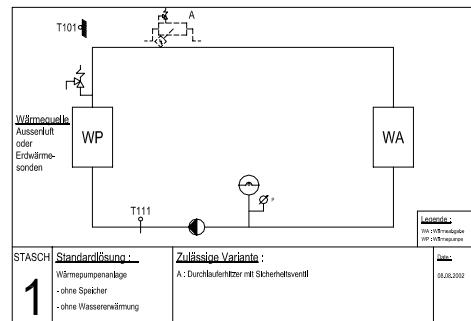
Das Ergebnis ist eine Dokumentation von Standardschaltungen mit Planungshilfen (Teile 1d und 1f) und ein Forschungsbericht (Teil 2), in dem die in den Simulationen gezeigten Phänomene beschrieben und erklärt werden.

2 DURCHGEFÜHRTE ARBEITEN

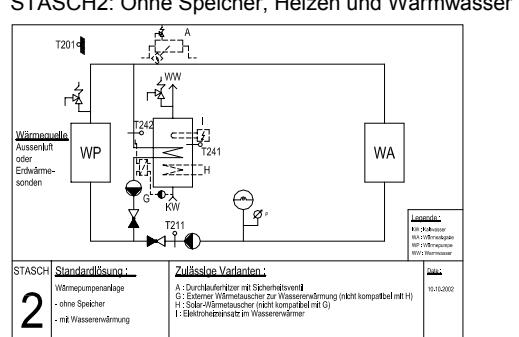
2.1 Standardschaltungen

Sieben Schaltungen wurden als Standardlösungen definiert und im Zwischenbericht detailliert beschrieben [19]. An diesen Definitionen haben sich in der Zwischenzeit noch geringfügige Änderungen ergeben, die in Abb. 1 abgebildet sind.

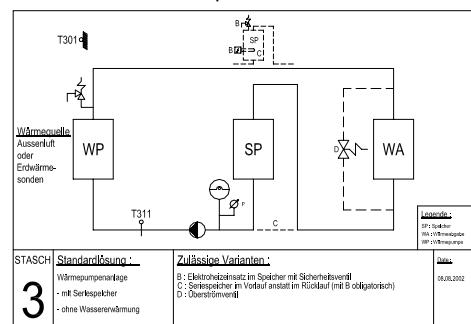
STASCH1: Ohne Speicher, nur Heizen



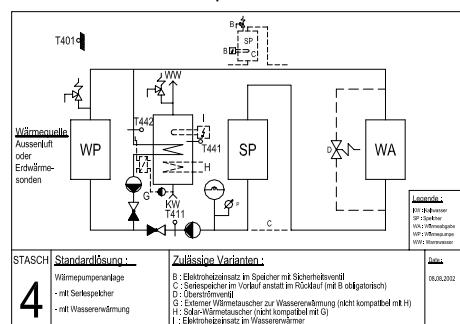
STASCH2: Ohne Speicher, Heizen und Warmwasser



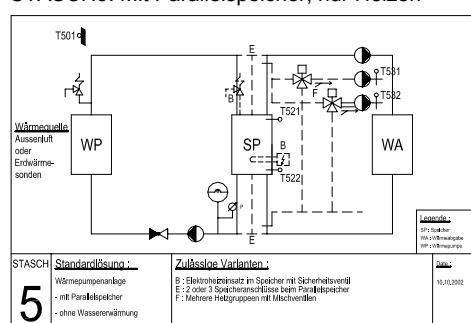
STASCH3: Mit Seriespeicher, nur Heizen



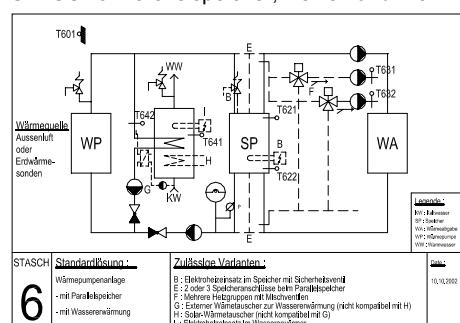
STASCH4: Mit Seriespeicher, Heizen und Warmwasser



STASCH5: Mit Parallelspeicher, nur Heizen



STASCH6: Parallelspeicher, Heizen und Warmwasser



STASCH7: Mit Kombispeicher und Sonnenkollektor, Heizen und Warmwasser

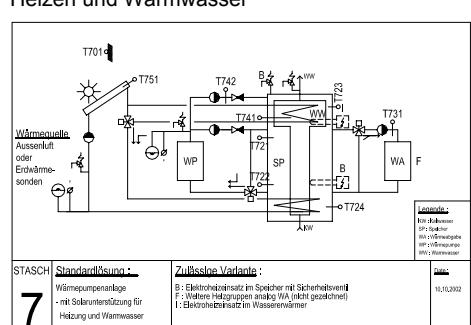


Abb. 1: Die sieben STASCH-Standardlösungen (ohne Einbindung der Retrofit-Wärmepumpen)

2.2 Workshop in Olten

Die im Wärmepumpenzentrum Töss gemessenen COP's bewegen sich heute in einer relativ engen Bandbreite. Im Gegensatz dazu streuen die im Projekt FAWA gemessenen Jahresarbeitszahlen sehr stark («Sternenhimmel»). Die Erklärung dafür kann nur sein, dass auf der Anlageseite noch erhebliche Mängel bestehen. Deshalb wurde am 7. Februar 2001 in Olten ein Workshop zu diesem Thema durchgeführt.

Für das vorliegende Projekt «Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen» (kurz «STASCH») ergaben sich aus dem Projekt FAWA die folgenden Erkenntnisse:

- Wärmepumpenanlagen mit Speicher weisen wider Erwarten deutlich kürzere Laufzeiten auf als solche ohne Speicher. Daraus zu schliessen, dass Anlagen ohne Speicher generell besser sind, ist allerdings nicht zulässig, weil der Speicher – neben der Speicherfunktion – auch noch andere Zwecke erfüllt: Ausgleich von variablem Durchfluss, hydraulische Entkopplung, einfache Einbindung elektrische Zusatzheizung, Wärmequelle bei Abtauung mittels Prozessumkehr.
- Bei einer nass verlegten Fussbodenheizung (träges Wärmeabgabesystem) ohne Thermostatventile (konstanter Durchfluss) mit einer einzigen Heizgruppe (keine hydraulische Entkopplung notwendig) ist ein Speicher mit Sicherheit nicht notwendig.
- Die Auslegung der Erdsonden mit einer Entzugsleistung von 50 W/m hat sich bewährt. Es gibt keinen Grund, von diesem Wert abzuweichen.
- Es spricht nichts gegen den monovalenten Betrieb von Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen.
- Die Elektro-Zusattheizung monoenergetisch ausgelegter Wärmepumpenanlagen wird kaum je benötigt, sofern die Heizlast nicht wesentlich von der Planung abweicht. Diese Anlagen sind aber deutlich knapper dimensioniert.
- Die Wassererwärmung mit der Wärmepumpe ist energetisch und ökologisch sinnvoll.

Die Erfahrungen der Wärmepumpenhersteller und Planer/Installateure können wie folgt zusammengefasst werden:

- Acht Wärmepumpenhersteller (CTA, Hoval, KWT, Novelan, Satag, Sixmadun, Soltherm, Stiebel-Eltron) präsentierten Schaltungen. 25 der insgesamt 30 vorgestellten Schaltungen entsprachen den 7 durch STASCH vorgegebenen Standardlösungen.
- Zwei Hersteller präsentierten zwei weitere Schaltungen mit zusätzlichem Enthitzer, Verflüssiger und Unterkühler, die durch STASCH auch diskutiert werden sollten:
 - Separate Verflüssiger für Heizung und Warmwasser (Sixmadun)
 - Zusätzliche Enthitzer und Unterkühler für Warmwasser (KWT)
- Drei Schaltungen passten nicht in die STASCH-Systematik:
 - Bivalente Anlage mit Heizkessel (Novelan)
 - Kombispeicher ohne Solarenergienutzung (CTA)
 - «Hydrotransformator» (Soltherm)
- Die Regelung erfolgt bei praktisch allen Schaltungen durch eine witterungsgeführte Rücklauftemperaturregelung (ohne Speicher oder Seriespeicher) oder eine witterungsgeführte Speicherregelung (Parallelspeicher). Eine Fernbedienung vom Wohnzimmer aus – auch kombiniert mit einer Raumtemperaturaufschaltung – ist meist möglich.
- Thermostatventile werden heute zwingend vom Kunden verlangt. Deshalb sind auch Standardschaltungen notwendig, die für Thermostatventile geeignet sind.
- Beim Minergiehaus kann der Energieanteil für Heizung und Warmwasser ähnlich gross sein, was bei den Auslegungsrichtlinien für die Standardschaltungen unbedingt berücksichtigt werden muss. Es ist anzunehmen, dass dies bei neuen Gebäuden vermehrt zutrifft.
- Die Standardschaltungen sind zum grössten Teil seit längerer Zeit definiert und auch heute noch gültig (AWP [24], SWKI [23], RAVEL [17]). Was fehlt ist die Umsetzung des vorhandenen Know-how in der Praxis, insbesondere einfache Hilfsmittel zur Auslegung und Fehlervermeidung. (Vgl. Schreiben Szokody an Rognon vom 18.2.2001 [25])

Folgende zusätzlichen Wünsche ergaben sich aus der weiteren Diskussion:

- Die Standardschaltungen sollten auch von Wärmepumpen ausgehen, die mit zusätzlichen Enthitzern, Verflüssigern und Unterkühlern ausgerüstet sind (Vorschlag einer Systematik von Ch. Erb, s. Kap. 2.4).
- Zumindest sollten geeignete Standardschaltungen für die Wärmepumpen «Swiss Retrofit Heat Pump» verfügbar sein, um zukunftsträchtige Lösungen zu fördern, statt zu behindern (Wunsch M. Zogg).

2.3 Combinaison d'une pompe à chaleur avec l'énergie solaire thermique

La combinaison de la pompe à chaleur avec l'énergie solaire thermique représente un cas particulier. En effet, sur les différents schémas standards, seul le schéma type 7 fait référence à deux producteurs d'énergie différents à mêmes de produire de l'énergie pour le chauffage et la production d'eau chaude (sans tenir compte d'un appoint électrique).

Globalement, les remarques suivantes sont à formuler face à la combinaison pompe à chaleur – énergie solaire thermique :

- L'énergie solaire thermique ne peut que très difficilement se suffire à elle-même (stockage saisonnier pour maison familiale difficile et onéreux à réaliser); pour cette raison, la combinaison avec une pompe à chaleur s'avère intéressante.
- Reliée sur les sondes géothermiques, la pompe à chaleur travaille sur des phases de douze mois. Plus l'énergie soutirée dans les sondes est importante, plus ces dernières doivent être dimensionnées généreusement. La combinaison avec une installation solaire thermique, dont la grande part d'énergie est fournie en période estivale ainsi qu'à l'entre-saison, permet de diminuer sensiblement la longueur des sondes géothermiques.
- Les deux systèmes de production de chaleur (pompe à chaleur et énergie solaire thermique) voient leur efficacité dépendre directement du niveau de la température de l'énergie produite. Pour l'un comme pour l'autre, plus le niveau de température est bas, plus le rendement (ou coefficient de performance) est élevé. Ces deux systèmes se combinent donc parfaitement.

Face à cette situation, le schéma de principe standard reliant la pompe à chaleur avec une installation solaire thermique pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire devra tenir compte des principes suivants :

- éviter le mélange des hautes et basses températures compte tenu que l'élévation de l'eau à un niveau de température élevé se fait au détriment d'un bon coefficient de performance de la pompe à chaleur,
- respecter la séparation "production d'eau chaude sanitaire – chauffage du bâtiment" non seulement pour la pompe à chaleur mais également pour les capteurs solaires thermiques,
- prélever l'énergie pour le chauffage du bâtiment dans la partie du stockage où le niveau de température est le plus bas (dans le bas de la cuve de stockage),
- pour éviter toute complication hydraulique, intégrer le stockage d'énergie pour le chauffage du bâtiment avec la cuve d'eau chaude sanitaire,
- mettre en place une régulation tenant rigoureusement compte de tous les paramètres de la pompe à chaleur et de l'installation solaire thermique (mise en place de garde-fou évitant des fonctionnements contradictoires).

Le schéma 7 répond de manière optimale à ces contraintes en alliant les avantages suivants :

- respect des niveaux de température,
- simplification maximale du schéma général,
- suppression de toutes fonction et organe inutiles.

2.4 Zusätzliche Enthitzer, Verflüssiger und Unterkühler?

Am Workshop in Olten wurde gefordert, dass auch Wärmepumpen berücksichtigt werden sollen, die mit zusätzlichen Enthitzern, Verflüssigern und Unterkühlern ausgerüstet sind, insbesondere auch die «Swiss Retrofit Heat Pump». In der folgenden Tab. 1: sind Vorteile und Nachteile aufgeführt.

Nr.	Schaltung	Vorteile/Nachteile
Z1	Separate Verflüssiger für Warmwasser und Heizung parallel	Vorteile: Kein Wärmetauscher im Warmwasserspeicher notwendig; kein Zwischenkreis notwendig, dadurch tiefere Kondensationstemperatur Nachteil: Es muss sichergestellt werden, dass die Oberflächentemperatur des Enthitzers nicht zu hoch wird; (sonst kann es Verkalkungsprobleme geben)
Z2	Enthitzer/Verflüssiger für Warmwasser und Verflüssiger Heizung in Serie	Vorteil: Höhere Warmwassertemperaturen im Winterbetrieb durch Enthitzung; geringerer Anteil der Energie als Kondensationswärme im Winter notwendig (→ bessere Arbeitszahl.) Nachteile: Es muss sichergestellt werden, dass die Oberflächentemperatur des Enthitzers nicht zu hoch wird; (sonst kann es Verkalkungsprobleme geben.) Weiter muss verhindert werden, dass es eine Energieverschiebung vom Warmwasser in die Heizung gibt, (z.B. durch Abstellen der Enthitzerpumpe, wenn Temperatur im Wassererwärmter höher als im Enthitzer)
Z3	Enthitzer/Verflüssigen für Warmwasser und Verflüssigen Heizung und Unterkühler Warmwasser in Serie	Vorteile: Höhere Warmwassertemperaturen im Winterbetrieb durch Enthitzung; geringerer Anteil der Energie als Kondensationswärme im Winter notwendig (→ bessere Arbeitszahl). Durch Nutzung der Flüssigkeitsunterkühlung für die Kaltwasservorwärmung wird eine zusätzliche Wärmequelle genutzt, was die Arbeitszahl weiter verbessert. Nachteile: Es muss sichergestellt werden, dass die Oberflächentemperatur des Enthitzers nicht zu hoch wird, (sonst kann es Verkalkungsprobleme geben.) Weiter muss verhindert werden, dass es eine Energieverschiebung vom Warmwasser in die Heizung gibt, (z.B. durch Abstellen der Enthitzerpumpe, wenn Temperatur im Wassererwärmter höher als im Enthitzer)
Z4	Swiss Retrofit Hegt Pump: Hauptkreislauf (R407C) zur Raumheizung mit Economizer und Zwischendruckansaugung, separater Kreislauf (R134a) zur Warmwasserbereitung (Wärmequelle bei Heizbetrieb: Kondensatunterkühlung im Hauptkreislauf, Wärmequelle bei Sommerbetrieb: Umgebungsluft über Luftkühler des Hauptkreislaufs).	Vorteile: Vorlauftemperatur von 60°C problemlos erreichbar, geringer Leistungsabfall bei hohen Temperaturhüben (Zwischendruckansaugung), hohe Effizienz durch Kondensatunterkühlung (Economizer, Wärmequelle für Warmwasserbereitung) und integrierte Warmwasserbereitung. Nachteil: Aufwändigerer Wärmepumpenprozess.
Die <u>Schaltungen Z1 bis Z3</u> haben ein gemeinsames Problem: Sie funktionieren nur optimal, solange tatsächlich die berechneten Leistungen auf den berechneten Temperaturniveaus anstehen.		
Für die <u>Schaltung Z4</u> gilt: Selbst bei null Heizbedarf (Sommerbetrieb) funktioniert die Warmwasserbereitung dank dem dann stark überdimensionierten Luftkühler (bei abgestelltem Ventilator) ausgezeichnet.		

Tab. 1: Schaltungen mit zusätzlichem Enthitzer, Verflüssiger und Unterkühler

2.5 Verwendetes Simulationsprogramm

Die folgenden Ausführungen wurde der Website des Solarinstituts Jülich (<http://www.sij.fh-aachen.de>) und dem CARNOT Reference Manual [15] entnommen. Das Solarinstitut Jülich, Teil der FH Aachen entwickelte das CARNOT-Blockset mit Unterstützung der Fa. VIESSMANN. Die aktuelle Version ist 1.0, ein Update (Version 2.0) ist in Bearbeitung.

2.5.1.1 Einleitung

Moderne Heizungssysteme, gerade in Verbindung mit regenerativen Energiequellen, müssen sorgfältig an Energieangebot und Verbrauch angepaßt werden. Dazu ist die parallele Berechnung von Anlage und Regelung nötig.

In Forschungsprojekten befaßt sich das Solar-Institut Jülich mit der Auslegung von Energiesystemen. Dabei wurde auf der Basis von MATLAB-Simulink® ein neues Werkzeug zur dynamischen Simulation von thermischen Systemen geschaffen.

In Kooperationen mit Industrieunternehmen wurden damit schon einige zukunftsweisende Konzepte ausgearbeitet und realisiert.

Als vorteilhaft bei der Zusammenarbeit erweist sich die Ausrichtung des Solar-Instituts auf die wissenschaftlichen Aspekte des Projektes. Die Industriepartner sind dagegen an verwertbaren Ergebnissen und an einer schnellen Umsetzung interessiert. Durch die Kombination werden neue Forschungsergebnisse erarbeitet und für deren Umsetzung gesorgt.

2.5.1.2 MATLAB-Simulink

Die Verwendung von MATLAB-Simulink® als Basis bietet eine Reihe von Vorteilen:

- MATLAB-Simulink® hat sich in der Industrie als Standard für Simulationen etabliert
- Lösung der Gleichungen mit bewährten Algorithmen
- Effizienz der Simulation durch variable Zeitschrittweite
- Entwicklung von Reglern und Übertragung auf die Anlage
- Komfortable Simulink Eingabemasken für die Parameter
- MATLAB Befehle und Toolboxen nutzbar (Optimierung, Grafik, Regler, Statistik, System Identification)
- Anwendungen von Real-Time-Workshop und I/O-Karte: hardware in the loop test, predictive control, online system identification
- graphischer Aufbau eigener Komponenten mit Simulink
- Support und Weiterentwicklung durch [TheMathWorks](#)
- Einbindung von anderen Programmen möglich (z.B. TRNSYS)

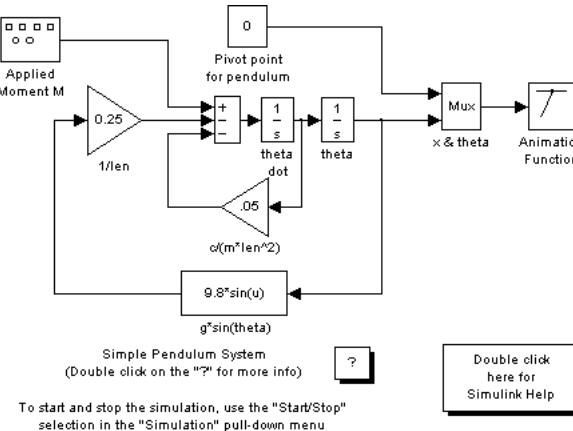


Abb. 2: Graphische Oberfläche von Simulink

2.5.1.3 Die Bibliothek CARNOT

Mit CARNOT steht eine flexible, leistungsfähige und benutzerfreundliche Software auf Basis von MATLAB-Simulink zur Verfügung, mit der Heizungsanlagen in Gebäuden berechnet werden können.

Die Software enthält zwei Bibliotheken, die CARNOT Bibliothek, die sich eher an Entwickler richtet, und die System Bibliothek CARSYS, die sich an reine Anwender der Toolbox richtet. Die CARNOT Bibliothek stellt zur eigenen Erstellung von Modellen einige Vorlagen wie grundlegende wärme- und strömungstechnische Funktionen zur Verfügung und Die CARSYS Bibliothek enthält kommerzielle Komponenten, aus denen reale, am Markt erhältliche Systeme aufgebaut und simuliert werden können.

Im Detail lassen sich folgende Arbeiten durchführen:

- Systeme auslegen und optimieren
- Energieertrag von Solaranlagen bestimmen
- Energieverbrauch konventioneller Systeme berechnen
- Parameteridentifikation aus Messdaten (z.B. für Komponenten- oder Systemtest)
- Entwurf, Optimierung und Implementierung von Reglern
- Test von Komponenten am Rechner ("hardware in the loop")
- Steuerung und Regelung von Energieanlagen über den Rechner
- Entwicklung und Verbesserung eigener, innovativer Komponenten
- Einfache Erweiterung bestehender Komponenten um eigene Funktionen (z.B. Bakterien- oder Legionellenwachstum in Warmwasserspeichern)
- Untersuchung der Wirtschaftlichkeit
- Ökologische Bewertung der Anlagen
- Zusammenstellen von Bibliotheken mit Komponenten einzelner Hersteller
- Export des Anlagenmodells als "Stand-alone Programm", z.B. zur Auslegung von Systemen mit Standardverschaltung und wenigen freien Parametern

Aufbau der Bibliothek

CARNOT ist ähnlich wie Simulink modular aufgebaut:

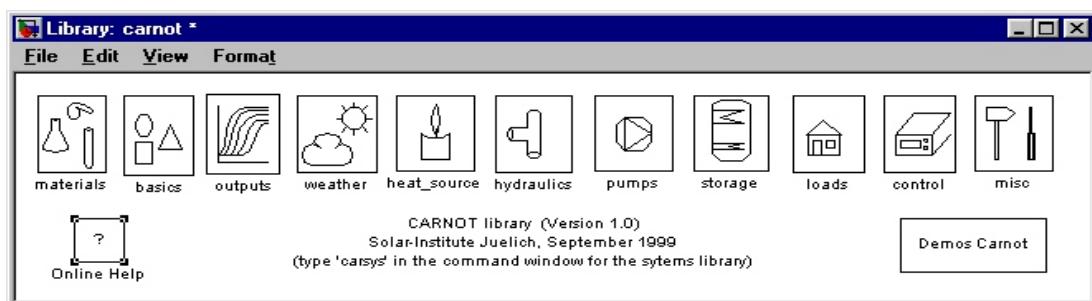


Abb. 3: Subsets der CARNOT-Bibliothek

Komponenten werden mit der Maus per "drag and drop" aus der Bibliothek entnommen und graphisch zum Anlagenmodell verbunden.

Durch die Struktur von Simulink ist eine Kontrolle des Simulationsablaufs und der Ergebnisse leicht möglich. Elemente wie Digitalanzeigen oder graphische Ausgaben können an beliebiger Stelle eingefügt werden. Parameter können selbst bei laufender Simulation verändert und angepasst werden.

Einige grundlegende Funktionen wurden implementiert:

- gleichzeitige hydraulische und thermische Berechnung von Rohrnetzen
- Berechnung von Stoffdaten verschiedener Wärmeträger (z.B. Wasser-Glykol)
- Check auf Eisbildung oder Verdampfung
- Funktionen zur Wärmeübertragung
- Hilfsfunktionen (z.B. Aufruf der Stoffdaten aus dem MATLAB Command-Window, Transmissions-Absorptions-Berechnung für Solarkollektoren)

Aufbau von Systemen und Datenstruktur

Systeme lassen sich wie bei Simulink üblich zusammensetzen und werden über Vektoren verbunden. Thermische und hydraulische Daten werden im Thermohydraulischen Vektor (THV) weitergegeben.

Weitere Vektor-Elemente werden für zukünftige Erweiterungen freigehalten. Bei der Erstellung eigener Modelle müssen diese Vektor-Felder einfach vom Modell-Eingang zum Modell-Ausgang durchgeschleift werden.

Der Thermohydraulische Vektor (THV) ist das Verbindungselement zwischen den verschiedenen Komponenten. Im folgenden werden die darin enthaltenen Größen beschrieben:

No.	description	abbreviation	unit	remarks
1	flow identifier	ID	none	is set by the simulation, not by the user
2	temperature	T	[°C]	
3	mass flow	mdot	[kg/s]	
4	pressure	p	[Pa]	
5	fluid type	fluid_ID	none	is set in the pump
6	mixture of fluid	fluid_mix	[0..1]	is set in the pump
7	diameter last piece	d_last	[m]	
8	constant coefficient of pressure drop	c	none	
9	linear coefficient of pressure drop	l	[s/kg]	
10	quadratic coefficient of pressure drop	q	[s ² /kg ²]	
11 to 20	not used			

Es gibt noch weitere Vektoren für

- Wetterdaten
- Brennstoffe
- Verbrauch & Emission
- Gebäude & Luftwechsel

und verschiedene Routinen zur Berechnung von Zustandsgrößen.

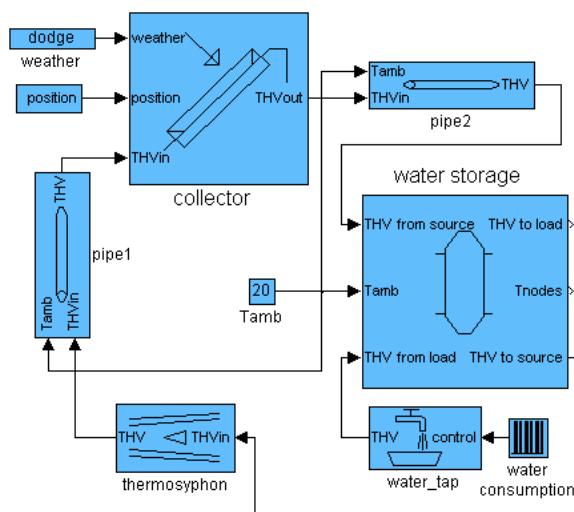


Abb. 4: Schema einer Solaranlage

Komponenten

Modelle folgender Bauteile sind enthalten:

- Durchlauferhitzer
- Erdsonde
- Erdwärmetauscher
- Haus (einfaches Modell)
- Heizkessel
- Heizkörper
- Kombispeicher
- Messsensoren
- Pumpen
- Rohrleitungen
- Solarkollektoren (auch optisch asymmetrische)
- Speicher mit und ohne Wärmetauscher
- Ventile
- Verzweigung von Rohrleitungen
- Wärmepumpe
- Wärmetauscher
- Wasserverbraucher
- Wetterdaten
- Zweipunktregler

Exemplarisch werden 2 Modelle beschrieben:

Kollektormodell

Das Modell wurde im Rahmen einer Studie über Solarkollektoren erstellt.

Das Ziel war, aus Messdaten auf den Zustand eines im Betrieb befindlichen Kollektors schließen zu können. So sollte sich beispielsweise eine Wirkungsgradverschlechterung durch eine verschmutzte Scheibe von einer Verschlechterung aufgrund einer defekten Isolierung unterscheiden lassen.

Das Modell, basierend auf den physikalischen Parametern des Kollektors, wurde in der Programmiersprache C implementiert und in die Simulationsumgebung eingebunden. Dann wurden die physikalisch sinnvollen Parameter dieses Modells durch Einsatz der Optimierungsfunktionen von MATLAB aus den Messdaten ermittelt. Auf diese Weise konnte bei einer im Betrieb auftretenden Wirkungsgradverschlechterung auf die Ursache zurückgeschlossen werden.

Speicher

Im diesem Modell wird der Speicher in eine wählbare Zahl von horizontalen Schichten unterteilt. Eine beliebige Anzahl von "Ports" (Rohrleitung, Wärmetauscher) kann angeschlossen werden. Interne Wärmetauscher können als Schichtenlader definiert werden.

Das Modell liegt auch als Kombispeicher vor, in diesem Fall werden zwei gekoppelte eindimensionale Modelle gerechnet.

Das Blockset CARSYS

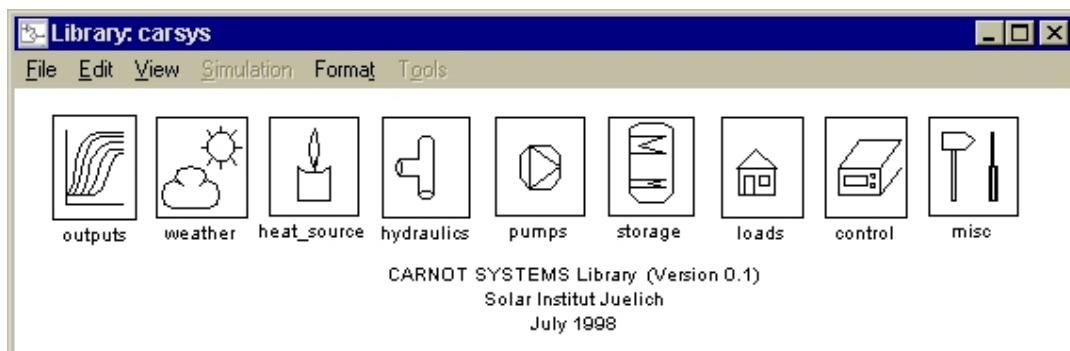


Abb. 5: CARSYS Bibliothek

Neben dem Blockset CARNOT enthält die Toolbox ein weiteres Blockset, die **CARNOT SYSTEM** Bibliothek (CARSYS).

Während sich das CARNOT Blockset an Entwickler richtet und Elemente zur eigenen Erweiterung der Toolbox enthält, zum Beispiel grundlegende wärme- und strömungstechnische Funktionen im Subset "Basics" richtet sich die CARSYS Library an Anwender. Das Entwicklungssubset der CARNOT Library sind in der CARSYS Library nicht enthalten. Die Komponenten sind mit den Daten von kommerziellen von Hersteller bereits fertig parametrisiert, so dass direkt ein kommerziell erhältliches System simuliert und berechnet werden kann.

Erstellung eigener Modelle

Prinzipiell können Modelle mit Simulink-Blöcken, als m-File (MATLAB Programmiersprache) oder in der Programmiersprache C erstellt werden. Beispielhaft wird im Handbuch die Modellerstellung eines Heizkessels besprochen. Für die Erstellung graphischer Modelle enthält die CARNOT Bibliothek grundlegende wärme- und strömungstechnische Komponenten und außerdem eine Vorlage, die die Modellerstellung vereinfacht. Zur Programmierung wird von MATLAB-Simulink eine Vorlagendatei mitgeliefert, in der nur der reine Modellprogrammcode eingetragen werden muss, und die Kommunikation und der Datenaustausch mit der Simulationsumgebung über diese Vorlagendatei genau definiert ist, so dass sich der Entwickler damit nicht zu beschäftigen braucht.

Anwendungen

Für folgende Fälle wurde die Toolbox bereits erfolgreich eingesetzt:

- Auslegung eines Wärmenetzes mit Blockheizkraftwerk (VDI-Bericht Nr. 1424)
- Entwicklung von Reglern für Heizungsanlagen
- Auslegung eines Latentwärmespeichers im Rahmen eines Forschungsprojektes
- Parameteridentifikation an Solarkollektoren für dynamischen Test

3 SIMULATIONEN

3.1 Auswertung der Herstellerofferten

Im Zwischenbericht vom Juli 2001 [19] wurden 7 STASCH-Schaltungen definiert und die zur Auslegung notwendigen Kennzahlen, Faustregeln usw. in Form von 28 Fragen definiert. Alle Fragen wurden nach dem heutigen Wissensstand in Form von **provisorischen STASCH-Regeln** beantwortet (inzwischen laufend korrigiert und erweitert).

Um zu sehen, wie die Hersteller heute die Auslegung von Wärmepumpenanlagen vornehmen, wurden diese zur Offertstellung für eine Neubau-Musteranlage mit Fußbodenheizung und eine Sanierungs-Musteranlage mit Heizkörperheizung für eine Vorlauftemperatur von maximal 60°C eingeladen (beide Anlagen mit Thermostatventilen). Für beide Musterhäuser wurde je eine Offerte für Sole/Wasser und für Luft/Wasser gewünscht. Fünf namhafte Hersteller offerierten insgesamt 21 STASCH-kompatible Lösungen (Beschränkung der Auswertung auf die STASCH-Schaltungen 1...6, also ohne die komplexere Schaltung 7, die teilweise auch offeriert wurde).

Zum Vergleich wurden beide Musterhäuser auch aufgrund der oben aufgeführten provisorischen STASCH-Regeln ausgelegt, ebenfalls je für Luft/Wasser und Sole/Wasser. Die 21 Herstellerofferten wurden dann mit den 4 STASCH-Lösungen verglichen und in einer Tabelle dokumentiert. Abweichungen zwischen den Herstellerofferten im Vergleich zu den provisorischen STASCH-Regeln ergaben sich in den folgenden Punkten:

- Bei den provisorischen STASCH-Regeln zur Bestimmung der Wärmepumpenleistung wird zusätzlich die Größe «nutzbare Wärmegewinne» verwendet, um ggf. Überdimensionierungen aufgrund SIA 384/2 [5] zu kompensieren; Wassererwärmung und Sperrzeiten werden dafür korrekt berücksichtigt. Nur ein Hersteller lieferte eine detaillierte und begründete Auslegung der notwendigen Wärmepumpenleistung. Bei allen anderen Offerten blieb die Auslegung ein Geheimnis. Trotzdem lagen beim Neubau alle Offerten im Rahmen der STASCH-Auslegung, weil sich offensichtlich Abzüge für Wärmegewinne und Zuschläge für Wassererwärmung und Sperrzeiten kompensierten.
- Die Auslegung des Wärmebedarfs bei der Sanierung durch STASCH basiert auf einem aufgerundeten Messwert des real existierenden Musterhauses. Eine Rechnung über den bisherigen Öl- und Holzverbrauch hätte etwa den gleichen Wert ergeben. Ein Hersteller wies hier 1,5...2fache Überdimensionierungen auf. Alle anderen Hersteller lagen im Rahmen der STASCH-Auslegung.
- Beim Sanierungsobjekt mit Vorlauftemperaturen bis 60°C wurden entweder R290 oder R134A offeriert, oder bei R407C/R410A eine elektrische Zusatzheizung zur Erhöhung der Vorlauftemperatur. Ausnahme: Bei einer Offerte mit R407C wurde monovalenter Betrieb bis -11°C angegeben und eine Zusatzheizung fehlte.
- Die Auslegung der Sondenlänge erfolgte erwartungsgemäß bei allen Offerten auf 50 W/m, basierend auf der Entzugsleistung bei B0/W35 (COP = 4...5). Bei der Offerte mit der 1,5...2fachen Überdimensionierung (siehe weiter oben) wurden demzufolge auch die Sonden gegenüber STASCH entsprechend überdimensioniert (mit entsprechenden Kostenfolgen!).
- Die Pumpenauslegungen zeigen sowohl zwischen den einzelnen Herstellerofferten wie zu STASCH sehr starke Unterschiede bezüglich Fördermenge und Förderhöhe. Die provisorischen STASCH-Regeln sehen an der Heizgrenze eine Temperaturdifferenz über dem Verflüssigen von 10 K vor (Sanierung Sole/Wasser 7 K). Dies ergibt im Auslegepunkt etwa 7 K bei Sole/Wasser (Sanierung 5 K) und 5 K bei Luft/Wasser. Die Wassererwärmerpumpe wird gemäß provisorischen STASCH-Regeln mit der hohen Heizleistung an der Heizgrenze und mit einer relativ kleinen Temperaturdifferenz von 6 K ausgelegt, um eine möglichst hohe Warmwassertemperatur zu erreichen.
- Die Auslegung der Wärmetauscherfläche zur Wassererwärmung ergibt gemäß den provisorischen STASCH-Regeln relativ hohe Werte, weil die Heizleistung an der Heizgrenze in die Rechnung eingesetzt wird. Die Offerten kamen hier auf Unterdimensionierungen bis 43% (STASCH = 100%).
- 4 Herstellerofferten sahen beim Neubauobjekt mit Thermostatventilen den Einsatz eines Überströmventils bei Schaltungen ohne Speicher vor. Dies ist unverständlich: Der Wasserinhalt zwischen Wärmepumpe und Überströmventil beträgt bestenfalls den Inhalt des Verflüssigers plus einige Meter

Rohrleitung, aber keinesfalls die gemäss provisorischen STASCH-Regeln geforderten 20 Liter pro kW Heizleistung an der Heizgrenze!

- Bei Anlagen mit einem Thermostatventilanteil > 25% sehen die provisorischen STASCH-Regeln grundsätzlich einen kleinen Seriespeicher mit 20 Liter pro kW Heizleistung an der Heizgrenze plus ein Überströmventil vor. 5 Herstellerofferten verzichten unverständlichlicherweise auf diesen Speicher. Beste Lösung: eine Offerte mit einem kleinen Unterstellspeicher von 140 Liter Inhalt.
- Wenn ein Heizspeicher notwendig ist, weil tatsächlich die Trägheit des Wärmeabgabesystems zu klein ist, sehen die provisorischen STASCH-Regeln eine Speichergrösse von 35 Liter pro kW Heizleistung an der Heizgrenze vor. Die offerierten Heizspeicher lagen beim Sanierungsobjekt zwischen 41% und 204% (STASCH = 100%).
- Ausserdem ergaben sich bei einem Hersteller noch zwei schaltungsmässige Unterschiede: Umschaltventil zur Wassererwärmung (STASCH: zwei separate Pumpen); Durchlauferhitzer, obwohl ein Speicher vorhanden wäre (STASCH: Elektroheizeinsatz wenn möglich im Speicher).

Aus der Auswertung der Herstellerofferten und FAWA-Erkenntnissen ergeben sich die in den Simulationen zu beantwortenden Fragen.

3.2 Zu beantwortende Fragen

Aus Workshop und Fragestellungen, die zum Projekt geführt haben, ergeben sich auf die Arbeiten der Simulationen konkrete Fragen. Aus dieser Liste wurden die wichtigsten und im nächsten Bezug zum Projekt stehenden ausgewählt. Daraus ergibt sich die Zusammenstellung der ‚Parametervariationen‘, die als Fahrplan für die Arbeiten an den Simulationen diente.

3.2.1 Parametervariationen

Zu Beginn und während des Projektablaufs wurden in Zusammenarbeit mit Praktikern und Experten des Projekts FAWA (=Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen) typische Fragestellungen erarbeitet, welche im Folgenden aufgeführt sind.

3.2.1.1 Durchgeführte Parametervariationen

Nr	Parametervariation	Schaltung							Fall	TRV		Variante	Sim-Zeit				
		1	2	3	4	5	6	7		Neu-Sanie-	ohne	viel	wenig	Überst-	BWW	Jahr	Heiz-
1	Einstellen der Heizkurve NB Frage: Wie tief kann die Heizkurve eingestellt werden, damit der Wärmebedarf ohne Herunterregeln d. Thermostatventile gedeckt wird ?	x						x		x						x	
2	Dimensionierung Wärmepumpe NB Frage: Wie gross muss die Wärmepumpe für die jeweilige Anwendung dimensioniert sein?	x						x		x						x	x
3	WT-Fläche Warmwasser Frage: Wie gross ist die optimale Wärmetauscherfläche zur Wassererwärmung?													x			x
4	Vergleichszahlen für S2 NB Frage: Wieviel grösser muss die Wärmepumpe dimensioniert sein, wenn BWW dazu kommt?		x					x		x				x	x		
5	Max. var. Volumenstrom ohne Speicher NB Frage: Wie gross darf der Volumenstrom maximal variieren, wenn kein Heizspeicher vorhanden ist?	x						x				x				x	x
6	Max. var. Volumenstrom mit Überströmer o. Speicher NB Frage: Wie wirken sich Thermostatventile und Überströmer in einer Schaltung ohne Heizspeicher aus? (schlechtes Bsp.!)	x						x		x		x			x		
7	Opt. Volumen serieller Heizspeicher NB Frage: Wie gross ist das optimale spezifische Volumen des seriellen Heizspeichers im Neubau?		x	x				x		x		x			x	x	
9	Opt. Volumen paralleler Heizspeicher NB Frage: Wie gross ist das optimale spezifische Volumen des parallelen Heizspeichers im Neubau?			x			x			x					x	x	
10	Einstellen der Heizkurve SA Frage: Analog zu 1.		x					x	x						x	x	
11	Dimensionierung Wärmepumpe SA Frage: Analog zu 2.		x					x	x						x	x	

Tab. 2: Liste der durchgeführten Parametervariationen

		Schaltung							Fall		TRV			Variante		Sim-Zeit		
Nr	Parametervariation	1	2	3	4	5	6	7	Neubau	Sani-	ohne	viel	wenig	Überst-	BW	Jahr	Heizpe-	Kurzzeit
12	Max. var. Volumenstrom ohne Speicher SA Frage: Analog zu 5 (schlechtes Bsp.!).	x							x		x	x	x			x	x	
13	Opt. Volumen serieller Heizspeicher SA Frage: Analog zu 7.			x					x		x					x	x	
14	Opt. Volumen paralleler Heizspeicher SA Frage: Analog zu 9.				x				x		x	x				x	x	
17	Beste Schaltung Frage: Beste Schaltung für jeweilige Anwendung	x	x	x	x	x	x	x	x	x			x	x	x			

Tab. 2: Liste der durchgeführten Parametervariationen (Fortsetzung)

Die Parametervariation 8: *Opt. Reglereinstellung paralleler Heizspeicher NB*, mit der Frage: *Mit welchen Einstellungen des Speicherladereglers funktioniert der parallele Heizspeicher am effizientesten?* wurde nicht durchgeführt. Der Speicher erhöht lediglich die Trägheit des Wärmeverteilssystems und führt somit zu einer Verlängerung der Wärmepumpenlaufdauer. Die Verwendung als Energiespeicher scheitert meistens an den baulichen Randbedingungen und müsste separat untersucht werden.

3.3 Randbedingungen

3.3.1 Wärmepumpe

Thermisches Verhalten und Zeitkonstanten

Das Wärmepumpenmodell wurde aus den Simulationen aus dem Projekt „Kostengünstige Niedrigtemperaturheizungen für Wärmepumpen NTH“ [32] übernommen. Die Umsetzung in Matlab-Simulink/Carnot Blockset konnte ohne Schwierigkeiten realisiert werden. Bei der Verwendung des Modells ist es wichtig, die Randbedingungen für die Erfassung der thermischen Ein- und Ausschaltverluste bzw. Gewinne zu kennen (Modellbeschreibung Kap. 3.5.1).

Da die Wärmeabgabe als massenstromunabhängige Zeitkonstante eines PT1-Verhaltens definiert ist, wird, - bedingt durch den Modellansatz -, die thermische Leistung zum Zeitpunkt des Ausschaltens der Wärmepumpe als Ausgangswert für die Abklingkurve verwendet.

Da die Zeitkonstante in dieser Konstellation aber ein Parameter ist, der auch von der Durchströmung des Kondensators abhängig ist, muss für die unterschiedlichen Anwendungen eine jeweils eigene Zeitkonstante gefunden werden. Somit wäre bei nicht durchströmtem Kondensator nach Ausschalten der Wärmepumpe eine andere Zeitkonstante zu verwenden wie bei durchströmtem Kondensator.

Da verschiedene Angaben über die Zeitkonstanten aus der Literatur für diesen Anwendungsfall nicht anwendbar sind (mehr Abkühlrückgewinnung als Einschaltverluste), wurden die Voraussetzungen wie folgt definiert:

- Für kontinuierlich durchströmten Kondensator (ohne oder mit serielltem Speicher) wird davon ausgegangen, dass die Einschaltverluste vollständig zurückgewonnen werden können. Die Zeitkonstanten für Ein- und Ausschalten sind gleich.
- Für nicht kontinuierlich durchströmten Kondensator (paralleler Speicher) wird davon ausgegangen, dass aufgrund der Betriebspausen der Wärmepumpe die Einschaltverluste nicht mehr zurückgewonnen werden können. Die Zeitkonstanten sind für Einschalten 180s, für Ausschalten 0s.

Vergleich der Arbeitszahlen am Beispiel P6 und P7

Es konnten im Zuge des Projektes keine konsistenten Zahlen für die Zeitkonstanten gefunden werden. Dies gilt insbesondere für Luft/Wasser-Wärmepumpen. Daher sind die Werte zur Verwendung gelangt, die bereits im NTH-Projekt [1] verwendet wurden.

Parametervariation		6	7			
Spezifische Speichergrösse	dm ³ /kW _H _G	0.0	10.5	21.0	31.5	42
AZ _{WP}	-	3.25	3.14	3.13	3.13	3.12
AZ _{Sys}	-	3.16	3.00	2.96	2.94	2.92
Laufdauer minimale mittlere maximale	h	0.05 0.15 5.08	0.18 0.42 5.33	0.25 0.65 7.58	0.43 0.88 8.90	0.55 1.10 9.22
Einschaltungen	-	1094	390	252	188	151
Mittlere Temp. WP _{ein} Vorlauf Rücklauf Mittelwert	°C	35.2 29.6 32.4	36.9 29.4 33.2	37.3 29.3 33.3	37.5 29.3 33.4	37.7 29.3 33.5
Mittlere Speichertemperatur	°C	-	31.3	31.3	31.0	31.3
Komfortfaktor Süd Nord Mittelwert	%	44.8 98.4 71.6	44.8 98.3 71.6	45.0 98.5 71.7	44.8 98.5 71.6	44.5 98.4 71.4
						45.0 97.9 71.5

Tab. 3: Vergleich der Arbeitszahlen P6 und P7
(Variante B: hoch eingestellte Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung)

Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass die Abkühlenergie des Kondensators nach Ausschalten der Wärmepumpe bei stets laufender Heizkreispumpe abgesehen von wenigen thermischen Verlusten als nutzbare Heizenergie in die Umwälzung gelangt. Als verloren sollte die Energie in die Bilanz eingehen, die durch Kältemittelverlagerung und Druckaufbau im Kältemittelkreislauf aufgewendet wird.

Die Differenz der Arbeitszahlen zwischen P6 und P7 (s. Tab. 3) ist auf den wegen der tieferen Senktemperaturen höheren COP und auf die bei P6 fehlenden Speicherluste zurückzuführen. Die Effekte, welche beim Einschalten der Wärmepumpe auftreten, sind in Abb. 43 dargestellt. Bei langen Stillstandszeiten arbeitet die WP verlustfrei, da in der Simulation die verwendeten Werte der Zeitkonstanten (je 180s) für Einschaltverluste und Ausschaltgewinne bei kontinuierlich durchströmter Wärmepumpe gleich sind.

Zeitkonstante für Sanierungen

Bei Anlagen mit parallelem Speicher wird die Pumpe für die Speicherladung mit der Wärmepumpe ein- und ausgeschaltet. Da der Kondensator nun nicht mehr durchströmt wird, ist die Abkühlung zwar langsamer als im durchströmten Fall, die Energie geht aber bei längeren Stillstandszeiten nicht mehr als nutzbare Wärme in die Zirkulation des Heizkreises. Bei kurzen Stillstandszeiten wird im Wärmepumpenmodell die Restwärme berücksichtigt. Da die Standzeiten in den Simulationen in der Regel 30min überschreiten ($10 \cdot \text{Tau}$), ist eine Nutzung der Restwärme in diesem Fall vernachlässigbar.

3.3.2 Wetterdaten

Die Simulationen wurden mit einer Klimastation, die für das schweizerische Mittelland repräsentativ ist, durchgeführt. Als Referenzstation wurde Zürich-Kloten gewählt. Die Wetterdatensätze stammen aus der DRY-Datenbank (Design Reference Year).

DRY-Daten sind künstlich erzeugte Wetterdatensätze. Sie werden nach einem Verfahren, das in IEA Task 9 - Subtask E [7] entwickelt wurde, aus 10 Jahresdatensätzen zusammengesetzt. Die Schweizer DRY-Daten basieren auf den Jahren 1981-90. Dabei werden durch Zusammensetzen von einzelnen Monaten – welche den jeweiligen Monat der Gesamtperiode am besten wiedergeben – die Design-Reference-Years erzeugt. Die Kriterien für die Auswahl sind im Wesentlichen die Mittelwerte und Varianz von Tagesmitteltemperatur, Tagesmaximaltemperatur und Globalstrahlung. Übergänge an den Monatsenden bzw. Anfängen werden geglättet. DRY-Datensätze enthalten Spitzenwerte für Sommer und Winter – repräsentieren aber auch die Mittelwerte gut.

3.3.3 Wassererwärmung

Die Wassererwärmung wird für einen Speicherwassererwärmer mit innenliegendem Glattrohrwärmetauscher modelliert und simuliert.

Die Wassererwärmung erfolgt ausschliesslich über die Wärmepumpe.

Der Warmwasserbedarf wird nach SIA 385/3 [6] für EFH mittlerer Standard ermittelt.

Mindestwert	35 l/P*d [60°C]	42 l/P*d [50°C]
Durchschnittswert	40 l/P*d [60°C]	48 l/P*d [50°C]
Spitzenbedarf	50 l/P*d [60°C]	60 l/P*d [50°C]

Für ein EFH mit 4 Personen ergibt sich bei Speicherlusten von ~25% ein Warmwasserbedarf von 256 Litern.

$$4 * 48 * (1 / 0.75) = 256 \text{ Liter} \Rightarrow \text{Speichergrösse } 300 \text{ Liter}$$

Gl. 1

Die Speicher- und Verteilverluste werden in der Simulation separat berechnet und nicht über den Warmwasserbezug berücksichtigt.

In der Simulation wurde der Warmwasserbezug mit 250 l/d eingesetzt. Damit kann auch einen Spitzenbedarf von 60 l/P*d gedeckt werden. Zudem wird der Tatsache Rechnung getragen, dass die mittlere Speicheraustrittstemperatur nur 48°C statt 50°C beträgt.

$$4 * 60 * (50 / 48) = 250 \text{ Liter}$$

Gl. 2

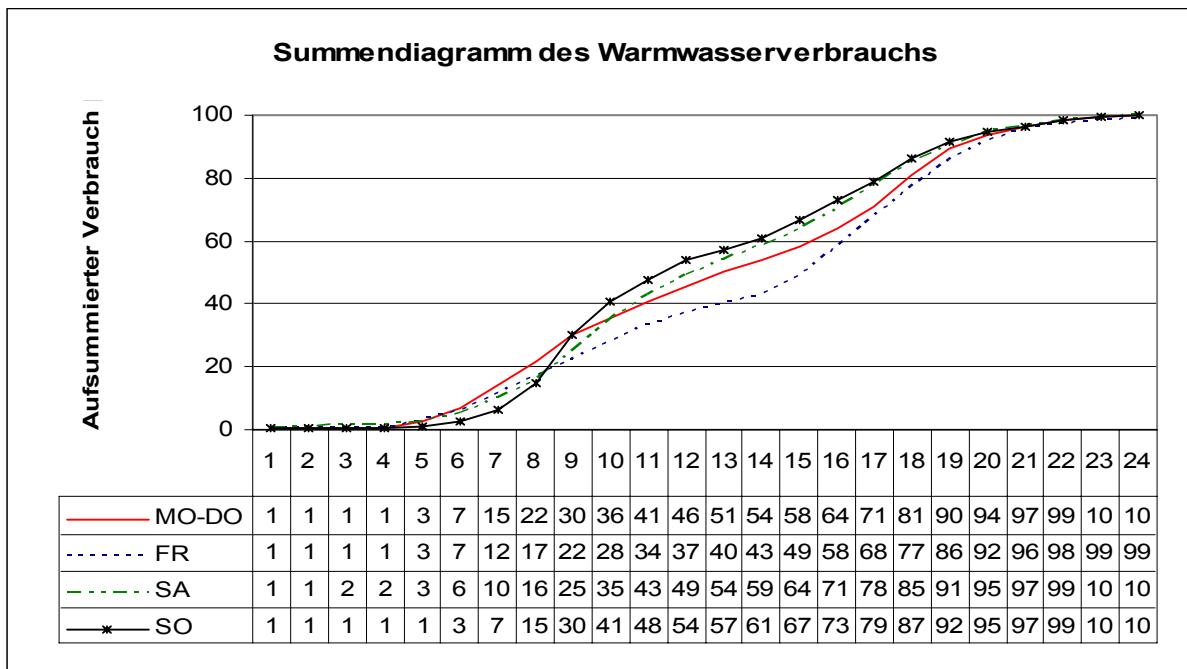


Abb. 6: Warmwasser-Verbrauchsprofile für verschiedene Wochentage

Die Warmwasserverbrauchsprofile in Abhängigkeit der Wochentage sind in Abb. 6 dargestellt [13]. Der modellierte Warmwasserspeicher erhält so seine Entladecharakteristik sowie Anzahl Ladungen und Entladungen pro Tag oder pro Woche.

Für die Modellierung der Systeme werden Herstellerangaben von handelsüblichen Produkten benutzt. Die detaillierte Parametrierung des Warmwasserspeichers und des Wärmetauschers sind in Anhang 7.1.2 aufgeführt.

3.3.4 Regelung

Für die Regelung wurden sowohl für Raumheizung als auch Warmwasserbereitung jeweils möglichst einfache Regler und Konzepte zugrundegelegt.

Die Regelung der Raumheizung basiert auf einem einfachen aussentemperaturgeführten Rücklauf-temperaturregler mit Berücksichtigung der üblichen Randbedingungen wie Sperrzeiten, etc.

Detailliertere Beschreibungen sind in den Modelldokumentationen zu finden (Kap. 7.3.2, Kap. 7.3.3).

Thermostatregelventil TRV

Die Charakteristik des verwendeten TRV ist in Abb. 7 dargestellt. Die Parametrierung sieht folgende Einstellungen vor:

- Raumtemperatursollwert: 21.5 °C
- Betriebspunkt: 0.5
- Proportionalbereich: 3K

Die Kennlinie stammt aus der Produktdatenbank CARSYS des Programmes CARNOT Blockset [15]

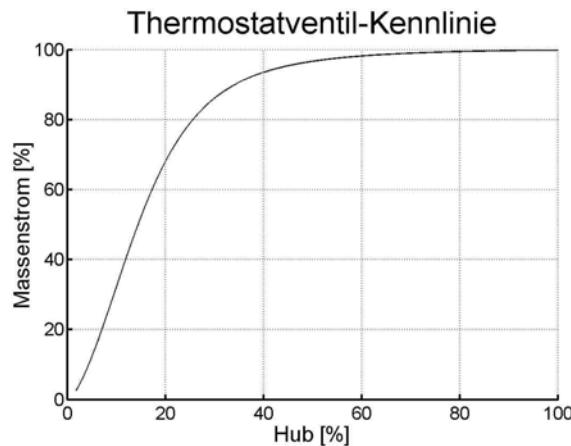


Abb. 7: Kennlinie des verwendeten Thermostatventils

Umwälzpumpe

In Abb. 8 wird das Kennfeld der verwendeten Umwälzpumpe der Fa. Grundfos gezeigt.

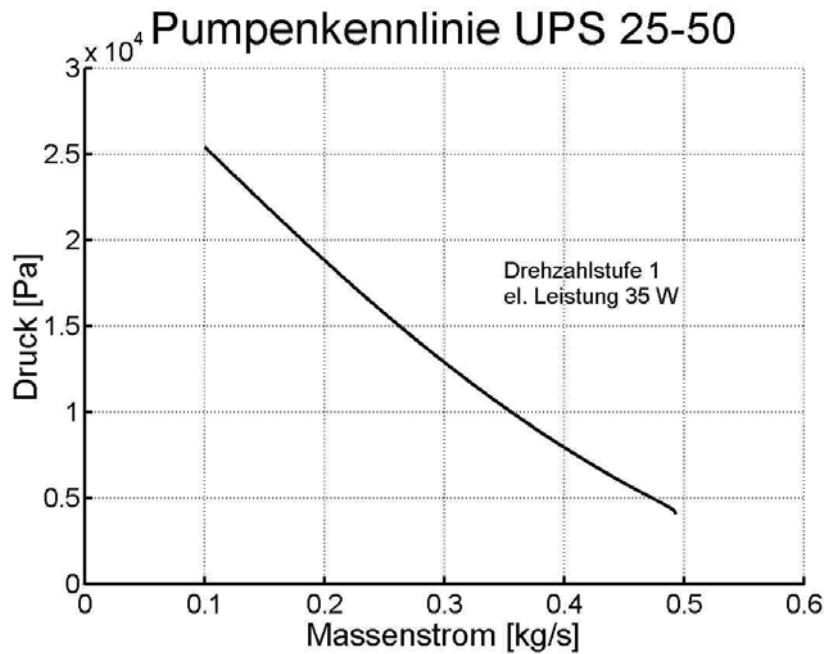


Abb. 8: Kennfeld der verwendeten Umwälzpumpe (GRUNDFOS UPS 25-50 180)

3.3.5 Gebäude

Das Gebäudemodell entspricht der einen Hälfte eines Doppel einfamilienhauses. Der Grundriss entspricht weitgehend dem Neubau-Musterhaus in Grafstal [1]. Das Gebäude besitzt drei Geschosse mit einer EBF von 174 m^2 und einem Nettovolumen von 390 m^3 .

Die Zoneneinteilung in Nord und Süd erfolgt aufgrund der gegebenen Raumeinteilungen (5 und 3m auf der Nord-Süd Achse). Dies ergibt ein Flächenverhältnis von ungefähr 40% Nord und 60% Süd. Die gewählte Anzahl der Zonen wird im Kap. 3.5.5.1 „Optimale Zonenzahl“ genauer beschrieben.

Im Projekt werden die hydraulischen Schaltungen mit zwei Gebäudetypen und zwei verschiedenen Wärmeabgabesystemen betrachtet. Der Leichtbau wird als Neubauvariante (dies entspricht auch der Musterhaus-Vorlage Grafstal) mit einer Bodenheizung untersucht und der Massivbau als Sanierungsvariante mit Heizkörpern. Die beiden Gebäudetypen haben die gleiche Geometrie.

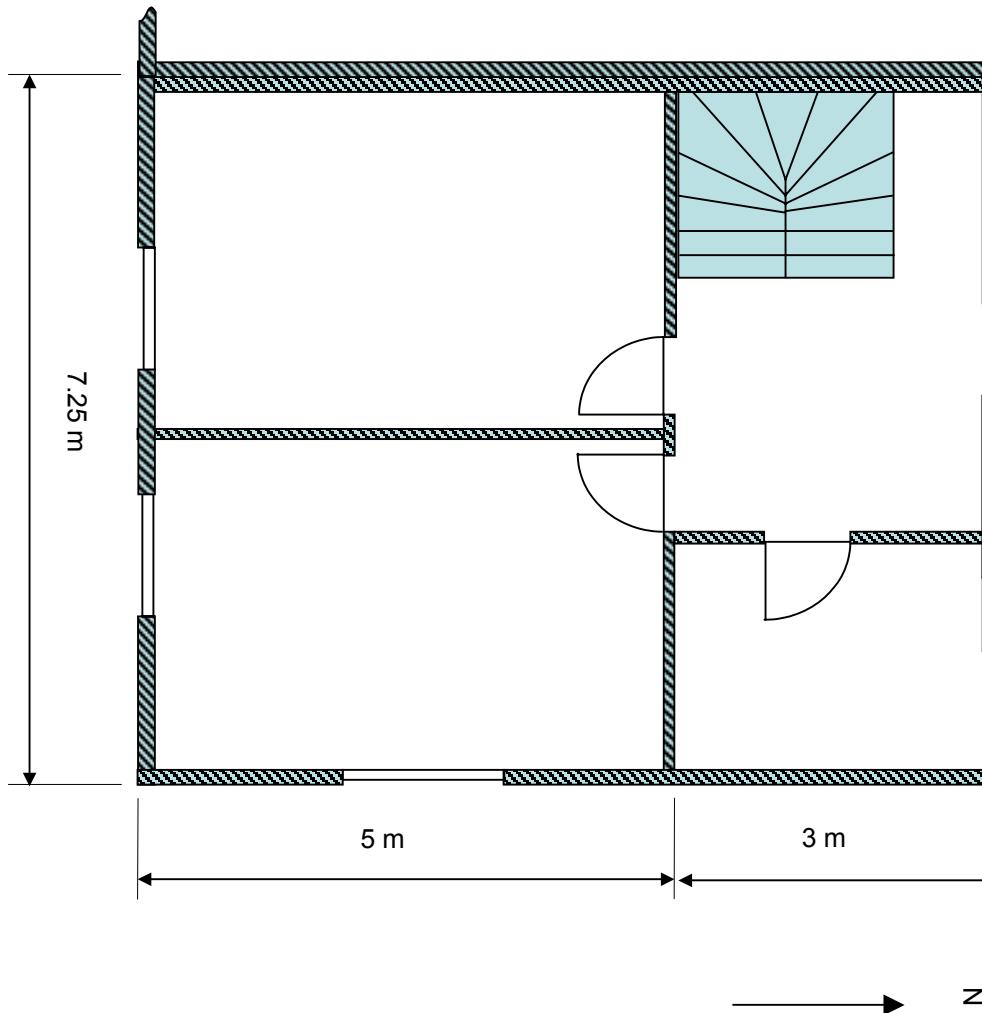


Abb. 9: Grundriss des Modellgebäudes, 1. OG

	Höhe [m]	Fläche [m ²]		Höhe [m]	Fläche [m ²]
Zone Nord	2.4	21.8 (7.25*3)	Zone Süd	2.4	36.3 (7.25*5)
Fenster	Nord	1.28	Fenster	Nord	0
	Ost	0		Ost	2.25
	Süd	0		Süd	5.5

Tab. 4: Abmessungen Zonenmodell, pro Geschoss

Die beiden Gebäudetypen unterscheiden sich im Konstruktionsaufbau der Bauteile und in der Luftwechselrate. Die Sanierungsvariante soll dabei die schlechtere Gebäudehülle aufweisen, da es sich in der Praxis meist um ein älteres Objekt handelt. Der Wärmeleistungsbedarf des Neubaus stammt aus einer Berechnung nach SIA 384/2 [5] bei einer massgebenden Außenlufttemperatur von -11°C. Beim Sanierungsbau kennen wir den Wärmeverbrauch aufgrund einer Messung. (Die Messung stammt von

einem Gebäude, das eine ähnliche Geometrie und die gleiche EBF hat, wie unser Modellhaus.) Der Wärmeverbrauch des Sanierungsobjekts beträgt 210 kWh/d bei -11°C . Die konstruktiven Kenndaten sind wie folgt definiert:

Leichtbau (Neubau)				Massivbau (Sanierung)			
U-Werte	Fenster	1.4	W/m ² K	U-Werte	Fenster	2.0	W/m ² K
	Wand	0.35	W/m ² K		Wand	1.0	W/m ² K
	Boden innen	0.55	W/m ² K		Boden Innen	0.55	W/m ² K
Q_h		5.0	kW	Q_h		8.8	kW
Luftwechsel		0.4	h ⁻¹	Luftwechsel		0.6	h ⁻¹

Tab. 5: Konstruktive Kenndaten des Leicht- und Massivbaus

Der detaillierte Aufbau der Konstruktionen ist im Anhang 7.1 aufgeführt.

3.3.6 Wärmeabgabesystem

Die Simulationen werden mit zwei Wärmeabgabesystemen durchgeführt. Heizkörper und Fußbodenheizung (FBH) können mit oder ohne Thermostatventile simuliert werden.

	Verlegefläche	Q_h	Verlegeabst.	Rohrlänge	Rohrdurchmesser
	[m ²]	[W]	[m]	[m]	[m]
Zone Nord	21.8	603	0.25	87	0.016
Zone Süd	36.3	1065	0.30	2 * 60	0.016

Tab. 6: Kenndaten FBH, Auslegungstemperatur-Differenz 5 Kelvin

Das Modell ist so aufgebaut, dass für die entsprechenden Simulationsfälle die Regulierung der Massenströme über Thermostatventile erfolgen kann.

Bei der Sanierungsvariante sind bereits Heizkörper im Gebäude montiert, deren Größe ist aber nicht bekannt. Wir kennen aber die vor der Sanierung am witterungsgeführten VL-Temperaturregler eingestellte VL-Heizkennlinie, siehe Abb. 10. Mit der Forderung, eine Temperaturdifferenz von 5 K über dem Verflüssigen am Auslegungspunkt zu erreichen, erhält man die RL-Heizkennlinie für den WP-Betrieb beim Sanierungsbau (s. Abb. 10). Der Auslegungspunkt für die WP wurde analog zur Wärmeverbrauchsmessung bei -11°C gewählt.

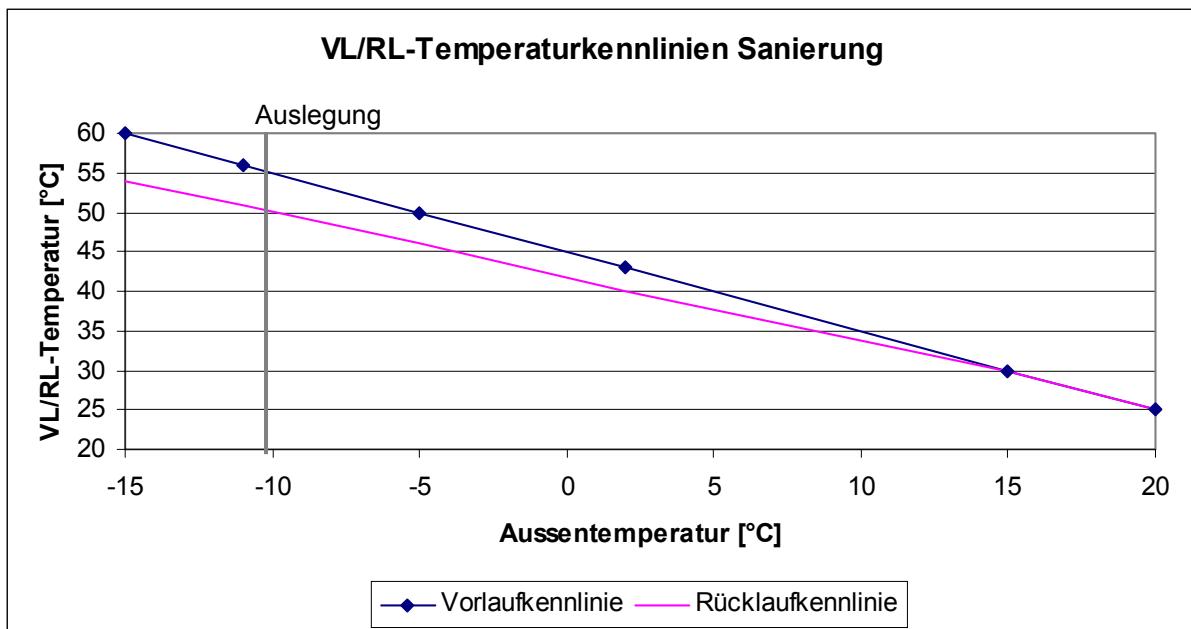


Abb. 10: VL-/RL-Temperaturkennlinien des am Sanierungsobjekt eingebauten Reglers

Mit einer genügend gross dimensionierten WP und der obigen RL-Heizkennlinie wurden nun die Heizflächengrösse in den Zonen so lange variiert, bis bei -11°C Aussenlufttemperatur die in Abb. 10 geforderten VL- und RL-Temperaturen auftraten und die Raumlufttemperaturen im Bereich 20 bis 22°C lagen.

Anmerkung: Die am Regler eingestellte VL-Heizkennlinie beinhaltet eine achtstündige Nachabsenkung. Wird davon ausgegangen, dass die Nachabsenkung mit etwa 50% Leistungsreduktion betrieben wird, so entspricht dies einer vierstündigen Sperrzeit. Wir können direkt von dieser VL- Heizkennlinie ausgehen, da unsere Sperrzeiten nur drei Stunden betragen.

Die mit dieser Variation erhaltenen Heizflächen pro Zone entsprechen den folgenden Grössen:

	$Q_{h, \text{Zone}}$	$L \times H$	Typ
	[W]	[m]	[-]
Zone Nord	1050	2.5×0.63	L 63/9
Zone Süd	1867	3.9×0.63	L 63/9

Tab. 7: In der Simulation verwendeten Heizkörper [33]

In der Praxis hat natürlich jeder Raum einen Heizkörper. Da wir aber nur zwei Zonen modellieren und nicht jeden Raum, reicht es aus, wenn wir nur zwei Heizkörper, einen pro Zone, abbilden.

3.3.7 Nutzer

Die Nutzung des Testgebäudes entspricht einem Einfamilienhaus mit 4 Personen. Die durch die Nutzung entstehenden internen Lasten setzen sich aus Geräte-, Personen- und Beleuchtungslasten zusammen. Die Zone Nord entspricht den Nutzungen Bad und Korridor mit kleinen internen Lasten. Zone Süd entspricht der Nutzung Wohn- und Schlafzimmer und weist grössere interne Lasten auf. Die drei Grössen (Personen, Geräte und Beleuchtung) werden für die Nord- und die Südzone in je einem Tagesgang zusammengefasst. Die Lastverläufe sehen wie folgt aus:

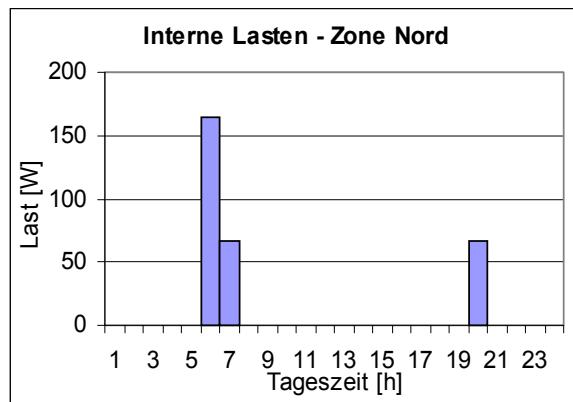


Abb. 11: Zone Nord – Kleine interne Lasten

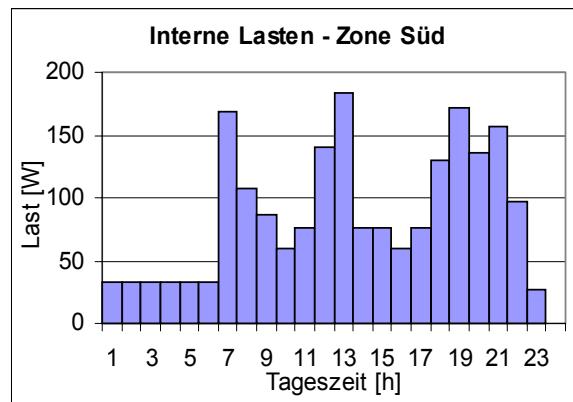


Abb. 12: Zone Süd – Grössere interne Lasten

3.3.8 Auslegung

Die Auslegedaten des Gebäudes entsprechen der SIA 384/2 [5]. Zu diesem Zweck wurde das Gebäudemodell in den statischen Zustand versetzt. Durch Einschwingen der Gebäudemasse konnte die nötige Heizleistung bei Auslegetemperatur -11°C ermittelt werden. Bei diesem Verfahren sind weder interne Lasten noch Strahlungsgewinne berücksichtigt.

Die Norm-Heizlast für das Gebäude beträgt für:

Neubau (FBH)	5.0 [kW]
Sanierung (Heizkörper)	8.8 [kW]

3.3.9 Zusätzliche Randbedingungen

Neben den üblichen Randbedingungen haben sich zwei ‚besondere‘ ergeben, was bedeutet, dass sie nicht absichtlich zustande gekommen sind. Die daraus entstehenden Effekte sind in den Simulationen teilweise sichtbar. Die Resultate sind dadurch nicht negativ beeinträchtigt. Es sind lediglich einige spezielle Effekte darauf zurückzuführen.

3.3.9.1 Umgebungstemperatur der Heizungsanlage

Als Randbedingung für die Auskühlverluste der Heizungsanlage wurde eine konstante Temperatur von 20°C angesetzt. Dies trifft zu, wenn die Heizanlage oder Teile davon sich im gedämmten Bereich befinden. Einzelne Simulationen wurden mit einer Umgebungstemperatur von 12°C durchgeführt, um die Verluste einer im ungedämmten Bereich installierten Anlage realistischer zu erfassen

3.3.9.2 Rohrlänge im Primärkreis

Für die Simulationen mit parallelem Speicher hat sich aufgrund der Umstellung des Modells eine Rohrlänge zwischen Wärmepumpe und Speicher für den Vorlauf von 9m ergeben. Für den Rücklauf sind 2m parametrisiert. Es zeigt sich dadurch eine deutliche Tendenz zu höheren Verlusten, die direkt auf die Abkühlverluste des Rohres nach den häufiger vorkommenden Einschaltungen bei kleinen Speichern zurückzuführen sind.

Spezifische Speichergrösse	$\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$	10.5	31.5	63
$Q_{\text{Verlust Gesamt}}$	kWh	58	56	67
Rohrverlust WP-Vorlauf	kWh	39	28	24
Rohrverlust WP-Rücklauf	kWh	11	11	11
$Q_{\text{Verlust Speicher}}$	kWh	8	18	34
Einschaltungen	-	671	251	135

Tab. 8: Verluste und Einschaltungen

3.4 Beurteilungsmethode für die Auswertung

3.4.1 Thermische Behaglichkeit und Komfortkriterien

Die Komfortkriterien oder Behaglichkeitsmassstäbe werden nach einer von O. Fanger statistisch-empirisch ermittelten Komfortformel berechnet, welche auch in der SIA180:1999 enthalten ist [4].

Die thermische Behaglichkeit eines Menschen in einem Raum hängt ab von:

a) den Einflüssen des Raumes:

- Raumlufttemperatur
- mittlere Oberflächentemperatur der umgebenden Flächen (mittlere Strahlungstemperatur)
- Luftbewegung (Geschwindigkeit, Richtung, Turbulenz)
- relative Raumluftfeuchte

b) den Einflüssen des Menschen:

- seiner Tätigkeit, d.h. Wärmeabgabe des Körpers in *met*
- seiner Bekleidung, d.h. Wärmedämmwert in *clo*
- seinem physiologischen Zustand

Weil die thermische Behaglichkeit individuell empfunden wird, kann sie nur statistisch erfasst werden.

Die folgende empirische Formel in Gl. 3 berechnet den Prozentsatz der unzufriedenen Personen (Percentage of Persons Dissatisfied). Sie gilt für Luftgeschwindigkeiten über 0.05 m/s. Die darin enthaltene Zahl 34 bezieht sich auf die Hauttemperatur t_s bei einer leicht sitzende Tätigkeit (1 met) mit normaler Haus- oder Arbeitsbekleidung (0.8 clo):

$$PPD = (v - 0.05)^{0.6} \cdot (3 + 37 \cdot v \cdot T_u) \cdot (34 - t_L) \text{ in \%}$$

Gl. 3

wobei

v mittlere Luftgeschwindigkeit in Personennähe in m/s

T_u Turbulenzgrad, berechnet aufgrund der in 84% der Messungen nicht erreichten Geschwindigkeit (v_{84}) und der in 50% der Messungen erreichten oder überschrittenen Geschwindigkeit (Medianwert v_{50})

t_L Raumlufttemperatur in °C

Nach SIA 180 sind PPD-Werte für die Zugluft bis 20 % zulässig, sofern die optimale Raumlufttemperatur eingehalten ist. Im Projekt STASCH soll die Grenze jedoch bei 10% gezogen werden (s. Abb. 14).

Da die Luftgeschwindigkeit und der Turbulenzgrad aus der MATLAB/SIMULINK-Simulation nicht explizit hervorgehen wird, - dies wäre nur bei aufwändigen CFD-Simulationen der Fall -, werden dafür fixe Parameter angenommen. Die einzige verbleibende Variable ist die Raumlufttemperatur. Der PPD-Wert wird somit eine Funktion der Temperaturverteilung (s. Abb. 13).

Ein möglicher **Komfortfaktor** ist das Verhältnis „behaglicher Stunden“ zum gesamten betrachteten Zeitraum:

$$\text{Komfortfaktor} = (\text{PPD-Stunden unter } 10\% \text{ PPD}) / (\text{PPD-Stunden})$$

Gl. 4

Die zonenweise gebildeten Komfortfaktoren müssen dann noch für die verschiedenen thermischen Zonen gewichtet werden, da der Komfort im Hauptaufenthaltsbereich von gröserer Bedeutung ist als in den Nebenräumen. In unserem Fall wurden Nord- und Südzone gleich gewichtet.

Die Definition des Komfortfaktors und die zu einem gewissen Grad willkürliche Gewichtung der thermischen Zonen sind ein Versuch, den Komfort für die verschiedenen Simulationsvarianten konsistent erfassen zu können. Er bildet neben Anlageneffizienz und Wirtschaftlichkeit ein bedeutendes Beurteilungskriterium.

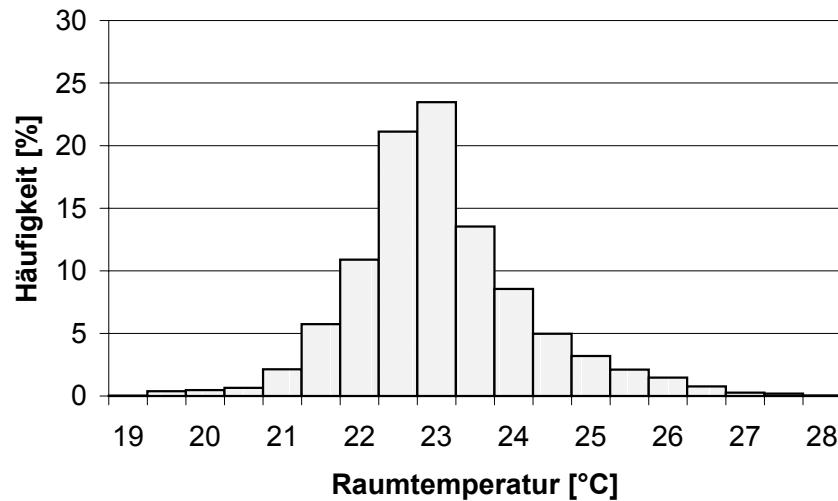


Abb. 13: Temperaturverteilung im EG eines EFH in Schötz [1]

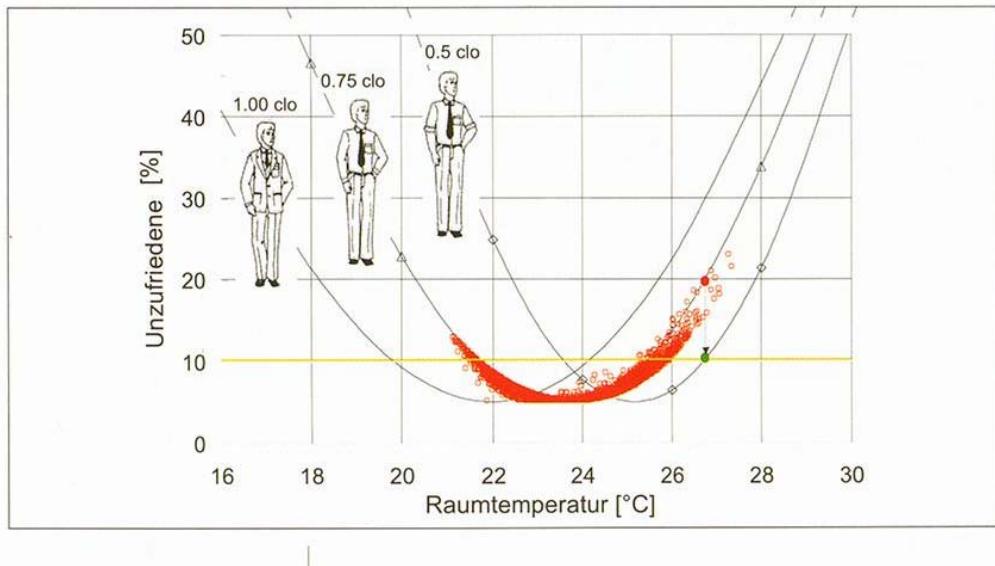


Abb. 14: Anzahl Unzufriedener (PPD) bei verschiedenen Raumlufttemperaturen in einem Büro im Sommer [2]; Anm.: 5% Unzufriedene sind das nach O. Fanger erreichbare Optimum

3.4.2 Betrieb der Wärmepumpe

Die Arbeitszahlen der Wärmepumpe sind in dieser Arbeit in Anlehnung an [17] definiert. Es ist von besonderem Interesse, die Unterschiede in einer Parametervariation aufzuzeigen. Daher wurden die Vergleichszahlen so definiert, dass die thermische Effizienz des Systems ersichtlich wird. Weiterhin sind die Zahlen im direkten Vergleich innerhalb der einzelnen Variationen gültig, nicht aber unbedingt zwischen verschiedenen Fragestellungen der Parametervariationen.

Arbeitszahl

AZ_{WP} = Thermische Energie ab Wärmepumpe / Elektrischer Gesamtaufwand ohne Heizkreispumpe

AZ_{Sys} = Thermische Nutzenergie an Zonen / Elektrischer Gesamtaufwand

Aus dem Vergleich der beiden Arbeitszahlen können thermische Verluste und der Aufwand für zusätzliche Pumpen in der jeweiligen Systemkonfiguration beurteilt werden.

Thermische Energie der Wärmepumpe Q_{WP}

Diese Grösse enthält die von der Wärmepumpe an das Fluid des Heizungskreislaufs abgegebene thermische Energie. Auch die Energie im Ausschaltzustand wird erfasst, da die Abkühlung des Kondensators bei fortlaufender Durchströmung als nutzbare Wärme in den Heizungskreislauf gelangt.

Elektrische Aufnahmeenergie der Wärmepumpe E_{WP}

Hierin sind alle für den Betrieb der Wärmepumpe aufgewendeten elektrischen Energien enthalten.

- Verdichterenergie
- Energie des Ventilators am Verdampfer bzw. der Solepumpe
- Energie der Pumpe am Kondensator (Heizpumpe bzw. Speicherladepumpe)
- Energie für Steuerung und Regelung der Anlage
- Carterheizung (falls vorhanden)

Aufwendungen für die Abtauung sind in der Kennlinie des Wärmepumpenmodells beinhaltet und werden daher nicht gesondert ausgewiesen.

Elektrischer Gesamtenergieaufwand E_{Sys}

Hierin sind alle für den Betrieb des Heizungssystems aufgewendeten elektrischen Energien enthalten. Zusätzlich zu E_{WP} kommen hinzu:

- Pumpe für Verteilsystem
- Elektrozusatz (falls vorhanden)

Thermische Nutzenergie der Zonen Q_{Heiz}

Mittels Bilanzierung der am Zonenmodell ein- und austretenden Enthalpien wurde die thermische Nutzenergie des Zonenmodells erfasst.

3.5 Modellierung

3.5.1 Elektrische Kompressionswärmepumpe

Allgemeine Modellbeschreibung

Das Modell kann als L/W-, S/W- und W/W-Wärmepumpe eingesetzt werden. Aufgrund der THV-Philosophie (ThermoHydraulicVector) von CARNOT-Blockset wird das Fluid und dessen Eigenschaften erkannt und somit die entsprechenden Stoffwerte berücksichtigt.

Die Eingangsgrößen sind damit für Quelle und Senke der Massenstrom und die Temperatur und die Betriebsgrößen `status_signal` und `on_off`. Für die korrekte Berücksichtigung der Pumpenenergie an Verdampfer und Kondensator bei der Berechnung der WP-Kennzahlen werden die Leistungen dieser Module zusätzlich benötigt.

Die Leistungskennfelder der Wärmepumpe bilden das stationäre Verhalten des Aggregats ab. Gegeben sind damit die Kondensatorleistung (Heizleistung) und die Anschlussleistung des Kompressors für unterschiedliche Vorlauftemperaturen und in Funktion der Quellentemperatur. Die Kennfelder können mit zwei unterschiedlichen Methoden implementiert werden.

- Durch die Beschreibung eines gemischtquadratischen Polynoms und dessen Koeffizienten, abgeleitet aus den Kennliniendaten des abzubildenden Wärmepumpenmodells
- Durch die Eingabe der Kennliniendaten in sog. Look-up-tables, in denen die Verläufe durch Zuordnung von Datenpunkten definiert sind

Durch die stationären Kennfelder sind noch keine Ein- und Ausschaltverluste berücksichtigt. Diese werden hier als Differentialgleichungen 1. Ordnung (in der Regelungstechnik als PT_1 -Glied bekannt) berechnet und in Abhängigkeit der Zeitkonstanten sowie der relativen Ein- bzw. Ausschaltzeiten berücksichtigt.

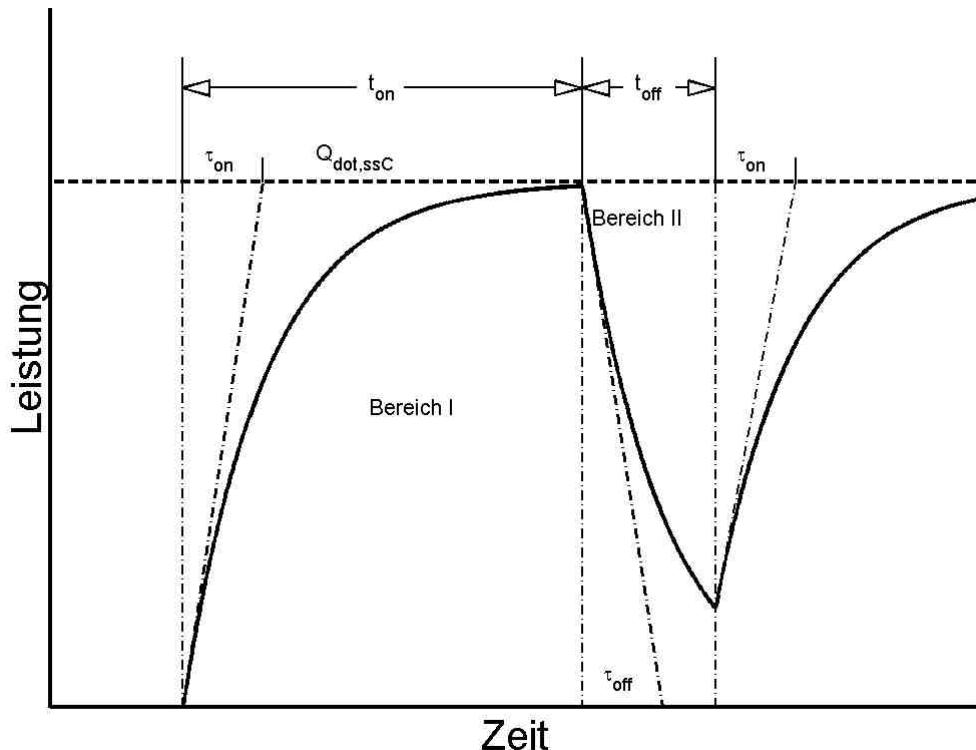


Abb. 15: Taktverhalten des Wärmepumpenmodells

Sofern Leistungsminderungen aufgrund von Vereisung und Abtauung am Verdampfer in den Herstellerdaten nicht berücksichtigt sind, können diese in einem halbempirischen Ansatz erfasst werden. Der Zeitpunkt der Frostbildung sowie der Abtauung kann nicht bestimmt werden. Wenn Vereisung und Ab-

tauung bereits in den Kennliniendaten berücksichtigt sind, werden die Parameter der Korrekturberechnung auf Null gesetzt.

Für die Carterheizung sowie internen Regelungs- und Steuerungsaufwand wird eine Leistung im Parametermenü frei gewählt.

Die Betriebsmodi werden von der Wärmepumpe ausgegeben und zeigen ggf. auch auftretende Störungen mit Zuordnung der Ursache an.

Die detaillierte Modellbeschreibung ist in Anhang 7.3 dokumentiert.

3.5.2 Heizungsregler

Die Grundlage dieses Reglers ist ein einfacher Zweipunktregler. Der Sollwert wird als aussentemperaturgeführter Rücklauftemperatursollwert gemäss SIA384/2, A9 [5] ermittelt.

Der Sollwert wird mit einer Hysterese für Ein- und Ausschalten überlagert. Um die Einstellung der Heizkurve aber auch von Hand vornehmen zu können, kann die voreingestellte Heizkurve mittels Parallelverschiebung und Drehung den Bedürfnissen angepasst werden.

In einem integrierten und frei wählbaren Zeitprogramm können verschiedene Betriebsmodi eingegeben werden. Diese sind

- Nicht betriebsbereit (Carterheizung AUS)
- Carterheizung EIN und Sperrzeit EW
- Betriebsbereitschaft für Heizen
- Vorrang für Warmwasserbetrieb

Zusätzlich ist die Möglichkeit gegeben, einen Zeitraum für reduzierten Heizbetrieb zu definieren (Nachabsenkung).

Im verwendeten Modell wird nur der jeweilige Rücklauftemperatursollwert ausgegeben. Ein Vorlauf- sollwert wird ebenfalls ermittelt und kann bei Bedarf ausgegeben werden.

Die detaillierte Modelldokumentation ist im Anhang 7.3.2 dokumentiert.

3.5.3 Warmwasserregler

Dieser Warmwasser-Speicherlade-Regler wird zwingend in Verbindung mit dem Heizungsregler verwendet und ist als Vorrangsschaltung konzipiert. Das bedeutet, dass bei Betriebsstatus Warmwasserbereitung gemäss Zeitprogramm in erster Priorität Warmwasser bereitgestellt wird. Wenn der Speicher geladen ist, kann auch Heizbetrieb aufgenommen werden.

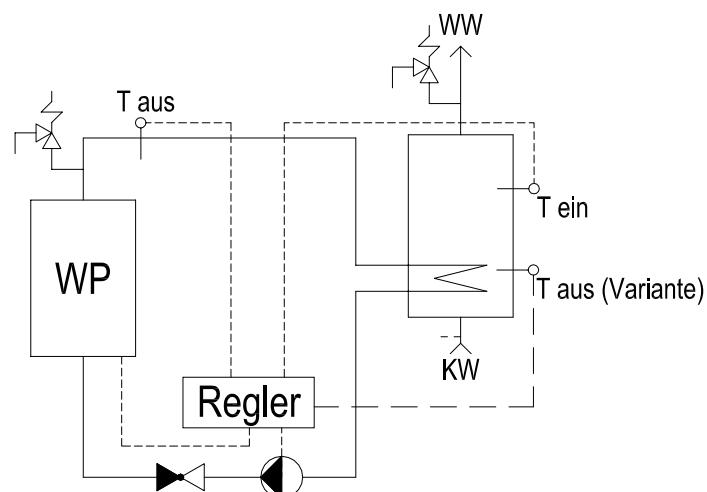


Abb. 16: Schema zur Darstellung der Fühlerpositionen

Der Block überprüft den Sollwert des Wärmepumpenbetriebsstatus und das Sollwertkriterium des Warmwasserspeichers. Sind beide Kriterien positiv, wird die Wärmepumpe eingeschaltet und das Signal für das Umschaltventil für die Beladung des Speichers gegeben. Gleichzeitig wird die Heizkreispumpe und die Speicherladepumpe geschaltet.

Das Konzept geht von 2 Temperaturfühlern für die Warmwasserladung aus. Ein Einschaltfühler für den unteren Speicherbereich, ein Ausschaltfühler für den oberen Speicherbereich oder besser zur Platzierung im Austritt des Wärmepumpenvorlaufs. Die zweite Variante vermeidet zuverlässig Hochdruckstörungen, da die Wärmepumpe gezielt kurz vor Hochdruck ausgeschaltet werden kann. Diese beiden Fühler werden am Warmwasserregler angeschlossen und intern mit einer Fühlerumschaltung je nach Betrieb umgeschaltet.

Da der Betriebsstatus im Heizungsregler definiert wird, ist der Warmwasserregler in Reihe hinter den Heizungsregler zu schalten. Die Schaltsignale werden dann durch den Warmwasserregler aktualisiert. Eine detaillierte Beschreibung ist im Anhang 7.3.3 dokumentiert.

3.5.4 Überströmventil

Überströmventile sind hydraulische Regelemente, die einen Mindestmassenstrom in einem hydraulischen Gesamt- oder Teilkreis aufrechterhalten. Sie sprechen bei einem einstellbaren Öffnungsdifferenzdruck an und fahren bei höherem Differenzdruck entsprechend ihrer Kennlinie auf. Dadurch kann der Druckverlust einen gewissen Wert, der sich aus der Kombination der Ventilkennlinie und der Netzkennlinie des hydraulischen Kreises ergibt, nicht überschreiten und damit ein Mindestmassenstrom nicht unterschritten werden.

Die Modellierung des Überströmventils folgt dem Ansatz der hydraulischen Berechnung des CAR-NOT-Blockset, die im Manual dargestellt wird ([15], Kapitel 2.4.1). Demzufolge wird der Druckkennlinie des Überströmventils als quadratische Gleichung der Form

$$\Delta p = c + l \cdot \dot{m} + q \cdot \dot{m}^2$$

Gl. 5

mit den charakterisierenden Koeffizienten der Druckkennlinie

c = konstanter Koeffizient

l = linearer Koeffizient

q = quadratischer Koeffizient

Das verwendete Überströmventil hat nach Herstellerangaben eine lineare Kennlinie, wobei der Öffnungsdruck dem konstanten Anteil der Kennlinie, also dem Ordinatenabschnitt, und der lineare Anteil nach Öffnen des Ventils der Steigung der Kennlinie entspricht. Bei Ventilen mit linearer Kennlinie, die hier modelliert worden sind, tritt kein quadratischer Koeffizient auf. Es ist allerdings in der Maske des Blocks ein quadratischer Koeffizient vorgesehen, um auch andere Kennlinien abbilden zu können (Anhang Kap. 7.3.4)

3.5.5 Gebäudemodell

3.5.5.1 Optimale Zonenzahl

Über den notwendigen Detaillierungsgrad des Gebäudemodells zur Durchführung der Simulationen für das Projekt „Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW“ herrschte am Anfang des Projekts noch Unklarheit. Die zu erwartende Anzahl Simulationsrechnungen und die Komplexität der Systemmodelle fordern ein möglichst einfaches Gebäudemodell. Dabei soll jedoch keine Einbusse an Genauigkeit und Aussagekraft in Kauf genommen werden müssen. Deshalb wurde eine Vorstudie durchgeführt, um den minimal notwendigen Detaillierungsgrad (Anzahl thermische Zonen) zu eruieren.

Man untersuchte ein Reiheneinfamilienhaus, das in verschiedene thermische Zonen eingeteilt wurde. Simuliert und ausgewertet wurde ein 1-, 2-, 3- und 6-Zonenmodell. Dabei wurden zwei verschiedene Wärmeabgabesysteme berücksichtigt - Heizkörper (rein konvektiv) und Fußbodenheizung (größten Teils via Strahlung).

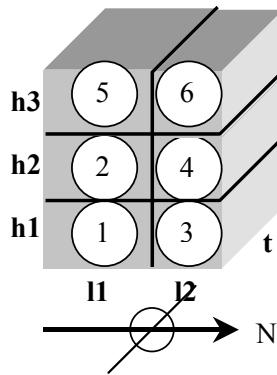


Abb. 17: 6-Zonenmodell

Für die Zonenermittlung wählte man ein Referenzgebäude, das bei einer früheren Forschungsarbeit – Kostengünstige Niedertemperaturheizung mit Wärmepumpe [32] – berücksichtigt wurde.

Die Gebäudesimulation wurde mit dem Programm *IDA ICE 2.11* durchgeführt.

Damit eine genügend genaue Aussage über die Behaglichkeit in einem Gebäude gemacht werden kann, muss dieses beim vorliegenden Objekt in 6 thermische Zonen (Abb. 18) eingeteilt werden. Ebenfalls verhält sich der Verlauf der Rücklauftemperatur (RL-Temperatur am Eintritt in den Wärmeerzeuger) des 6-Zonenmodells ganz anders als jene der Modelle mit 1-, 2- und 3-Zonen.

Vergleicht man die RL-Temperaturen und die Massenströme der 1- und 2-Zonenmodelle mit dem 6-Zonenmodell (Abb. 3), so wird nicht nur eine zeitliche Verschiebung der Scheitelpunkte (x-Achse) sondern auch eine betragsmässigen Ausschlag der Kurve (y-Achse) sichtbar.

Hingegen haben die Kurven des 3-Zonen- und des 6-Zonenmodells praktisch keine zeitliche Differenz (x-Achse), sondern weichen nur im Ausschlag (y-Achse) ab.

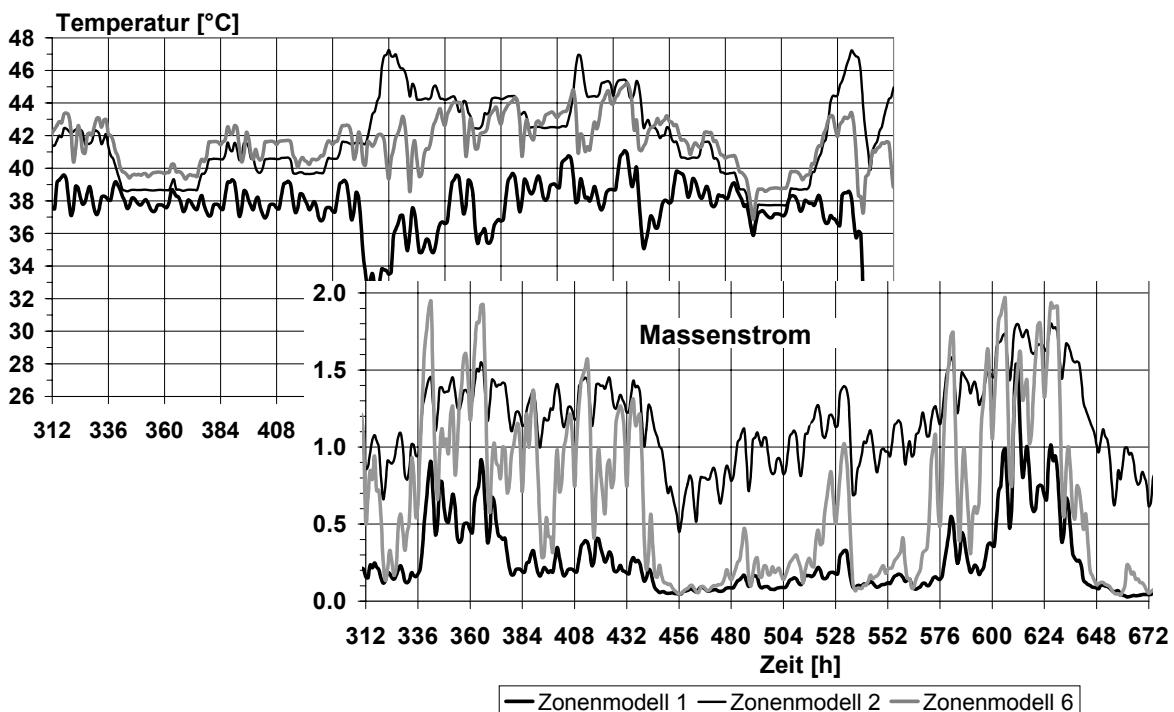


Abb. 18: Links: Vergleich der RL-Temperaturen bei der Variante Heizkörper mit Thermostatventil.
rechts: Vergleich der Massenströme bei der Variante Heizkörper mit Thermostatventil
Legende: schwarz fett = 1 Zone, schwarz dünn = 2 Zonen, helle Linie = 6 Zonen

Auf Grund der Studie über die optimale Zonenzahl [9], sollte das STASCH Gebäudemodell mindestens in 6 Zonen unterteilt werden. Dies ist jedoch auf Grund der Rechenintensität von CARNOT nicht möglich. Eine Reduktion auf ein Einzonenmodell hätte jedoch zwei wesentliche Nachteile für das Projekt STASCH:

- Die Beurteilung der Behaglichkeit wird bei einem 1-Zonenmodell, welches der Grösse des Gesamtobjektes entspricht, nicht mehr repräsentativ. Oberflächen/Volumenverhältnis stimmt nicht mehr überein.
- Die internen und externen Lasten werden „verschmiert“. Dies hat bei den Varianten mit Thermostatregelventilen einen direkten Einfluss auf die Rücklauftemperatur und somit auf das Regelverhalten der WP.

Aus diesen Gründen wurde ein modulares 2 Zonenmodell entwickelt, welches den oben genannten Kriterien Rechnung trägt.

3.5.5.2 STASCH Gebäudemodell in CARNOT

Das Gebäudemodell ist so aufgebaut, dass das 1. OG in zwei Zonen aufgeteilt und in CARNOT detailliert modelliert wird. Die Wärmeabgabesysteme und die Regeleinrichtungen (Thermostatventile) werden für diese zwei Zonen realitätsgetreu ausgelegt und entsprechen somit dem wirklichen Gebäude. Anhand dieser zwei Zonen können Aussagen über Komfort in Abhängigkeit der Hydraulik und des Wärmepumpen-Betriebes gemacht werden. Da die Wärmepumpe auf die gesamte Heizlast des Gebäudes ausgelegt ist, das 1.OG jedoch nur einen Drittel der Heizlast wiedergibt, wird das Stockwerk über einen Multiplikationsfaktor verdreifacht. Es werden also zusätzlich zu dem detaillierten 1. OG zwei fiktive Geschosse in der Simulation mitberücksichtigt, welche das gleiche thermische Verhalten wie das 1. OG aufweisen, siehe Abb. 19. Diese Massnahme verlangt die Einführung eines Divisors im Heizungsvorlauf und eines Multiplikators im Rücklauf, siehe Abb. 20.

Der Gesamtmassenstrom wird durch die Anzahl Stockwerke dividiert und den Verbrauchern (FBH, Heizkörper) der Zonen Nord und Süd zugeführt. Die Rücklaufmassenströme werden nach Austritt der Verbraucher gemischt. Es resultieren der Massenstrom und die Rücklauftemperatur 1.OG. Der Massenstrom wird mit der Anzahl Geschosse multipliziert. Dem Hydrauliksystem wird dadurch der Gesamtmassenstrom zugeführt, welcher eine Rücklauftemperatur aufweist, die der Teilung des Gebäudes in Nord und Süd entspricht.

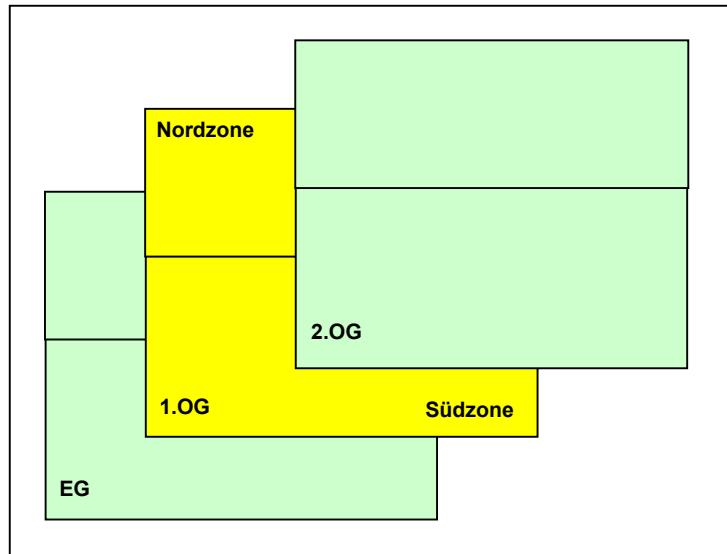


Abb. 19: Die simulierte Ebene (1.OG) und die 2 fiktiven Geschosse (EG, 2.OG)

Mit diesem Lösungsansatz können einerseits die Fragen nach der Behaglichkeit in den Zonen Nord und Süd beantwortet werden, denn die simulierten Räume haben korrekte Proportionen. Andererseits kann der Wärmepumpenbetrieb des Gesamtsystems (Wärmepumpensystem und Gebäude) mit demselben Simulationsmodell untersucht werden.

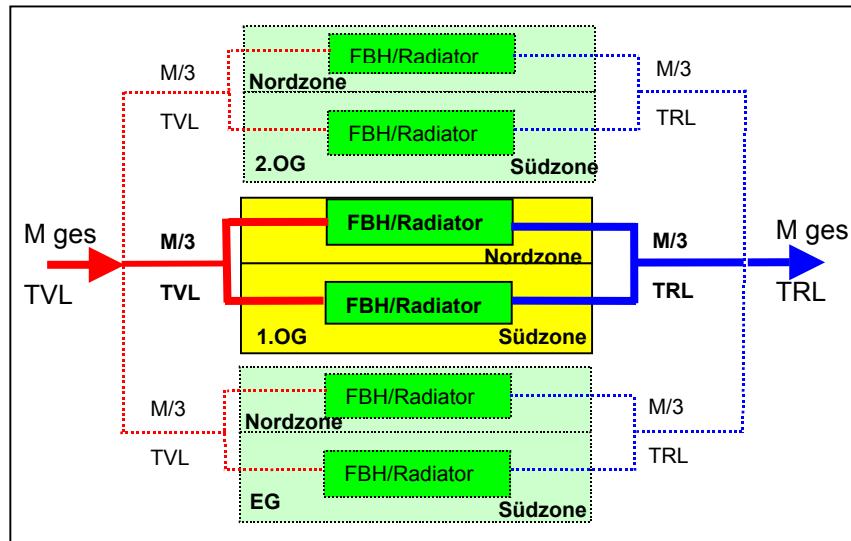


Abb. 20: Prinzip des modularen Gebäudemodells in CARNOT

3.5.6 Validierung

3.5.6.1 Vorgehen

Die Bibliothek von CARNOT enthält verschiedene Komponenten, um ein Gebäude, wie es im STASCH-Projekt benötigt wird, zu beschreiben. Die Komponenten sind jedoch nicht ausführlich validiert. Aus diesem Grund führte die HTA Luzern eine ausführliche Validierung nach dem in *IEA Task 12* entwickelten **ENVELOPE-BESTEST** [8] durch. Bei diesem Test handelt es sich um einen „Programm zu Programm – Vergleich“. Untersucht werden die Rechenmodelle für die verschiedenen Gebäudeelemente (Wände, Dach, Fenster etc.) sowie deren Kombination. Dabei wird ein Einzonenmodell (Abb. 21), das dem Außenklima ausgesetzt ist, schrittweise modifiziert. Die Resultate wie Heiz- und Kühllast, Jahresenergie sowie Temperaturen und Strahlungswerte werden mit Resultaten anderer Simulationsprogramme verglichen. Aus dem ENVLOPE-BESTEST stehen die Resultate von 8 verschiedenen Simulationsprogrammen zur Verfügung (u.a. TRNSYS, DOE-2, ESP, etc.). Weicht das Testresultat wesentlich von den Werten der Vergleichsprogramme ab, muss die Komponente genauer untersucht werden. Der schrittweise Ablauf der Testserie garantiert eine genaue Lokalisation von möglichen Fehlerquellen, da bei jedem Testfall nur ein Parameter verändert wird.

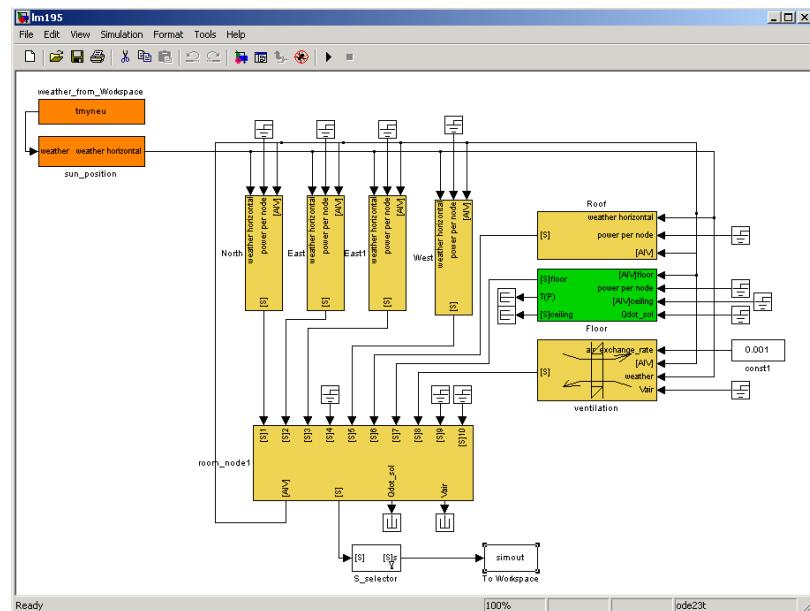


Abb. 21: Einzonenmodell gekoppelt mit Klimadaten – CARNOT Komponenten in Matlab/Simulink

Für das Projekt STASCH wurden vor allem die grundlegenden physikalischen Problemebereiche am Gebäudemodell überprüft.

Test 195 bis 250 Test der opaken Bauteile

- Wärmeleitung
- konvektiver Wärmeübergang
- externer und interner Infrarotstrahlungsaustausch
- Infiltration

Test 270 Einfluss Fenster auf Südorientierung

- Wärmegewinne durch Fenster (U-Wert, g-Wert)

Der gesamte ENVELOPE BESTEST umfasst wesentlich mehr Testfälle, die jedoch mit CARNOT nicht durchgeführt werden können. Es sind dies im Wesentlichen folgende Problemstellungen welche mit der Standard CARNOT Toolbox nicht berechnet werden können.

- Beschattung durch externe Bauteile (Überhänge, Vordächer
- Berechnung der Kühllasten
- Unterschiedliche Sollwerte (Kühlen > 27°, Heizen < 20°)

3.5.6.2 Testergebnisse Validierung ENVELOPE-BESTEST

Die durchgeführten Tests der opaken Bauteile ergeben in Bezug auf das Projekt STASCH ein positives Resultat. Die Vergleiche der absoluten Werte ergeben eine gute Übereinstimmung mit den Referenzprogrammen, siehe Anhang 7.1.3. Es resultieren jedoch zum Teil Unstimmigkeiten bei den Deltas (Differenzen zwischen den verschiedenen Fällen). Ein Grund dafür wird in der Berechnung der Oberflächentemperatur vermutet.

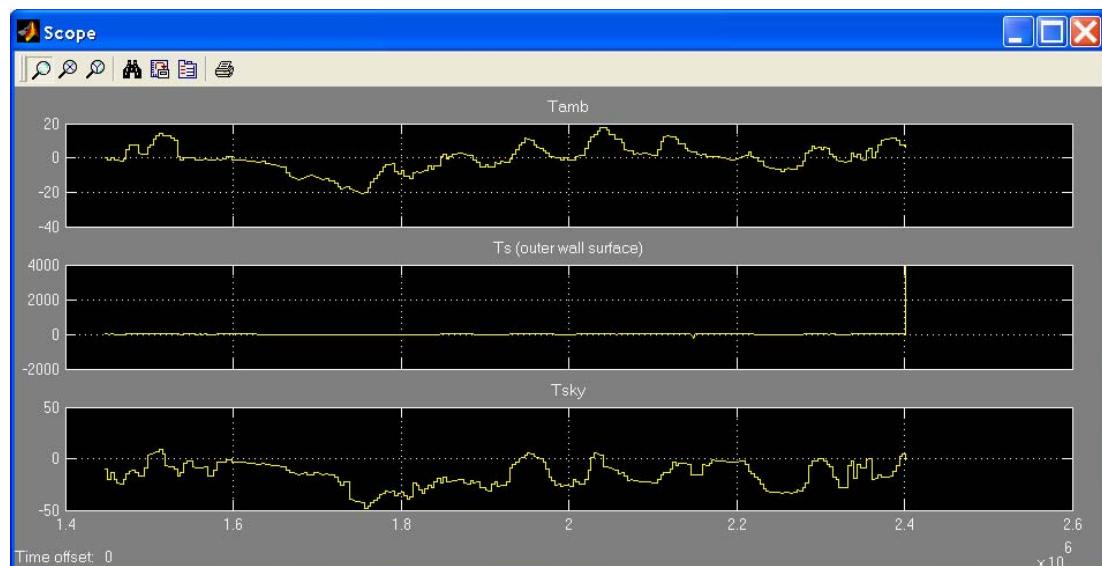


Abb. 22: Bildschirmplot mit Fehlerhafter Oberflächentemperatur

In Abb. 22 sind die drei Größen aufgeführt aus welchen die Strahlungswärmegewinne berechnet werden. Ts ist die Oberflächentemperatur und wird in der Funktion „layerwall4“ berechnet. Dieser Wert steigt jedoch bei bestimmten Fällen aus unerklärlichen Gründen auf eine unrealistische Höhe an.

Die Resultate von Fall 270 sowie die Last und Temperaturverläufe des STASCH Gebäudes zeigten keine Anomalien auf. Der Fehler wurde in der Zwischenzeit von den Entwicklern behoben.

Als Schlussfolgerung kann gesagt werden, dass das CARNOT-Gebäudemodell für das Projekt STASCH eingesetzt werden kann.

Um den ENVELOPE BESTEST als erfüllt zu betrachten – resp. die Grenze der Vergleichsprogramme einzuhalten, sollte die Toolbox um einige Komponenten erweitert und die vorhandenen Unstimmigkeiten beseitigt werden.

3.5.6.3 Plausibilitätskontrollen

Um die verschiedenen Systemkomponenten, die im STASCH Projekt eingesetzt werden, ausführlich zu validieren, reichte die Zeit und der Umfang des Projektes nicht aus. Um die Zuverlässigkeit der einzelnen Modelle zu prüfen, wurde für folgende Modelle eine Plausibilitätskontrolle durchgeführt:

- Fußbodenheizung
- Thermostatventil
- Schichtspeicher

Fußbodenheizung

Die Fußbodenheizung wurde auf verschiedenen Temperaturniveaus getestet und ausgewertet. Die Ergebnisse sind zufriedenstellend ausgefallen. Nachfolgend die Auswertung des Beispiels 48 /10 stellvertretend für die verschiedenen Kontrollfälle.

Modell 48_10_005:

Mittlere Vorlauftemperatur $T_{VL} = 48.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Wärmewiderstand $R = 0.05 \text{ m}^2\text{K/W}$

Rohrabstand 10 cm

Bei einem Massenstrom von 0.01 kg/s (= 36 kg/h) ergibt sich bei einem k^*A -Wert von 11 W/K für die Einkopplung (rückgerechnet aus dem Diagramm) im Simulationsmodul für die FBH eine Vorlauftemperatur von $(50+47.2)/2 = 48.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

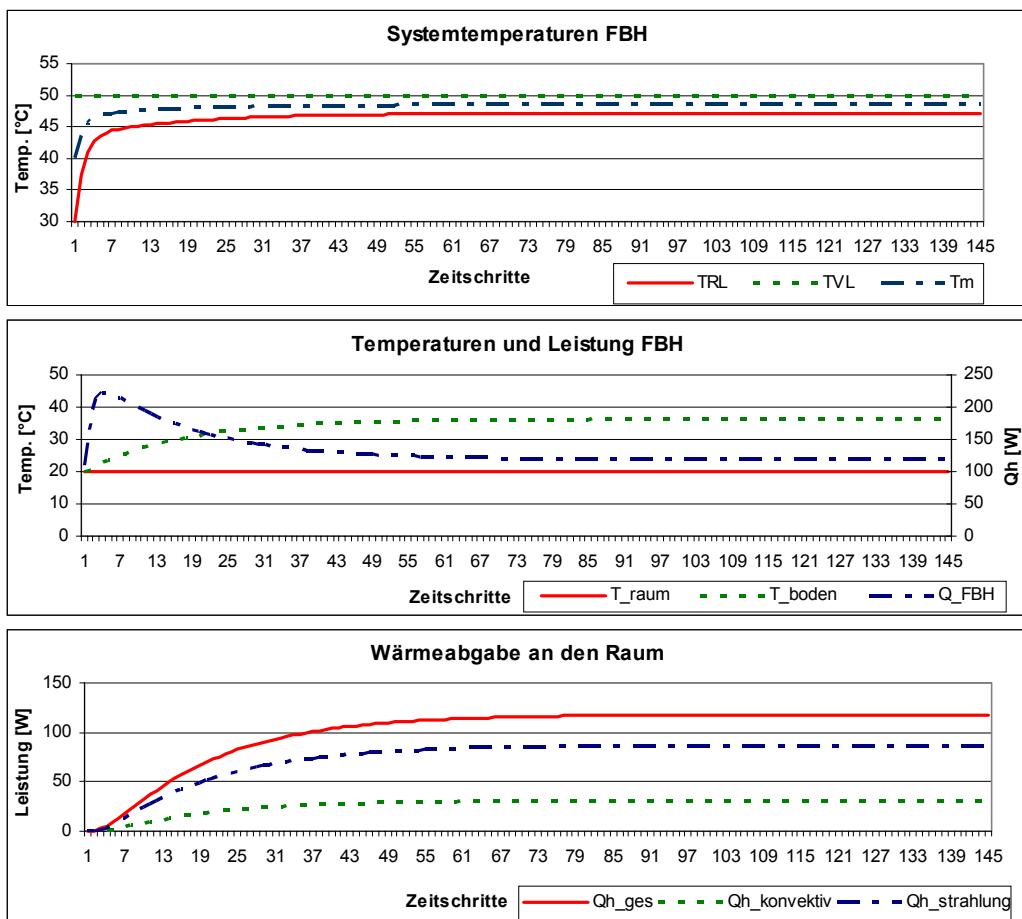


Abb. 23: Systemtemperaturen und Wärmeabgabe der Fußbodenheizung

Aus dem Diagramm entnimmt man eine Bodentemperatur von 35°C und eine Leistungseinkopplung von 120 W/m², die gut von CARNOT wiedergegeben werden, nachdem der Fußboden als Kapazität aufgeladen und in einem stationären Zustand ist.

Thermostatventil

Bei dieser Kontrolle wurde untersucht, wie sich ein geschlossenes Thermostatventile in einer Parallelschaltung auswirkt. D.h. Es wird untersucht – ob die abgedrosselte Wassermenge über die zweite Teilstrecke kompensiert wird.

Das Modell des Thermostatventils wurde aus der CARNOT-Toolbox übernommen [15].

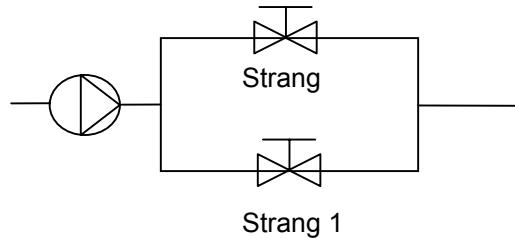


Abb. 24: Testschaltung für Thermostatventile mit 2 parallelen Teilsträngen

Abb. 25 oben zeigt, dass, wenn das Ventil im Strang 1 gedrosselt wird, die Massenströme in beiden Teilstrecken abnehmen. Wird das Ventil im Strang 2 gedrosselt, steigt der Massenstrom in der Teilstrecke 1 an (Abb. 25, unten). Der abgedrosselte Massenstrom wird nur kompensiert, wenn sich das Ventil im Teilstrang 2 befindet. Für unsere Anwendung ist dies unzulänglich. Der Fehler wurde an den Programmierer gemeldet und ist in der Zwischenzeit behoben (Kapitel 3.5.8).

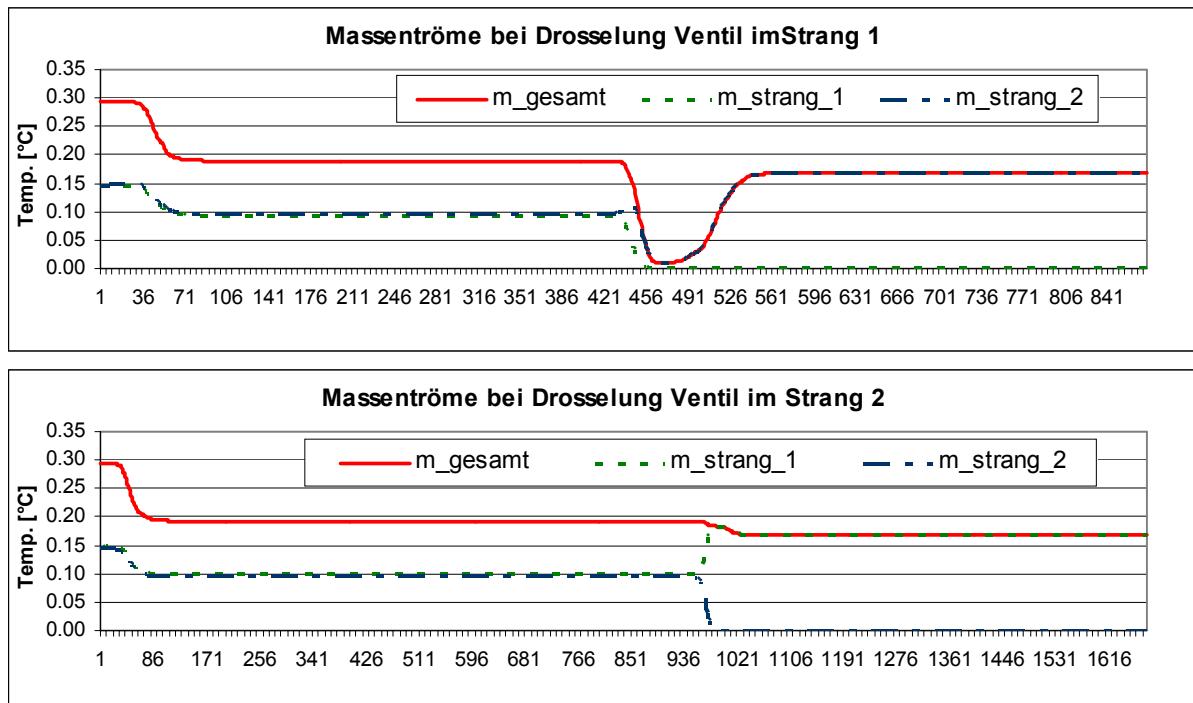


Abb. 25: Fehlerhaftes (oben) und richtiges (unten) Verhalten der Massenströme in der Parallelschaltung

Schichtspeicher

Der Schichtspeicher wurde vor dem Einbau in das Gesamtsystem anhand einer einwöchigen Simulation untersucht. Die Ladung erfolgt über einen internen Glattrohr-Wärmetaucher. Die Regelung erfolgt über 2 Temperaturfühler im Schichtspeicher. Ladung bei Bedarf: Vorlauftemperatur konst. 50°C, Massenstrom 0.47 kg/s.

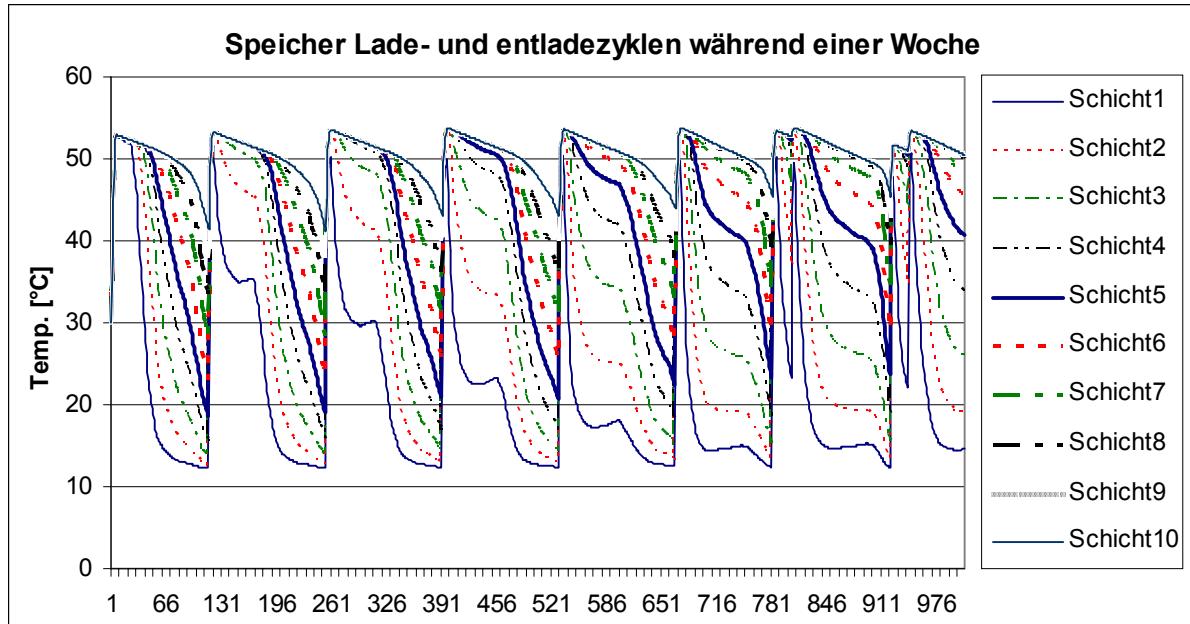


Abb. 26: Schichttemperaturen im Warmwasserspeicher mit einem Warmwasserverbrauchsprofil gemäss Abb. 6

Die Temperaturen der einzelnen Schichten zeigen realistische Verläufe. Das Schichtspeichermodell der CARNOT-Toolbox wurde vom Solarinstitut Jülich erfolgreich validiert [14].

3.5.7 Modell für Beschattung

Um die externen Wärmegewinne durch die Fenster in der Übergangszeit zu reduzieren, was einem realistischen Benutzerverhalten entspricht, wurde ein Modell geschrieben, welches die Fenster raumlufttemperaturabhängig beschattet. Das Kriterium wurde auf Grund von Erfahrungswerten auf 22.5°C Raumlufttemperatur festgelegt. Die Beschattung findet nicht schlagartig statt, sondern wird mit einer Zeitkonstante von 60s aktiv (PT₁-Glied).

$$g_{Gesamt} = g_{Fenster} * f_{Storen}$$

Gl. 6

Erreicht die Raumlufttemperatur den Wert von 22.5°C wird der Faktor für die Storen in der Simulation von 1.0 auf 0.24 vermindert. Zusammen mit dem g-Wert des Fensters erreichen wir so einen Gesamt-g-Wert von 0.13.

3.5.8 Behobene Fehler

Auf Grund der ausführlichen Validierung konnten eine beachtliche Zahl an „Bugs“ lokalisiert und behoben werden. Es konnten jedoch auch Fehler in der Handhabung oder Verknüpfungen der Komponenten behoben werden.

Im Verlaufe der Validierung wurden folgende Fehler lokalisiert:

- Meteodaten-Konverter
Kleiner Konvertierungsfehler wurde zu Beginn der Validierung behoben.
- Fehlerquelle in der Berechnung der Oberflächentemperaturen:
Dieser Fehler konnte in Fall 220 des ENVLOPE-BESTEST's festgestellt werden. Eine detaillierte Analyse führt darauf zurück, dass die Ursache vermutlich in der Berechnungsfunktion der Oberflächentemperatur zu suchen ist (Strahlungsabsorption).
Diese Fehlerquelle wurde bis dato nicht behoben. Es wurde jedoch sichergestellt, dass sich beim STASCH Testgebäude dieses Verhalten nicht bemerkbar macht.
- Fehler in der Energiebilanzierung des Fensters
Anhand der Referenzresultate konnte ein Fehler im Fenstermodell lokalisiert werden. Es handelte sich in diesem Falle um die doppelte Multiplikation des Fenster g-Wertes. Dieser Fehler wurde vom Programmentwickler korrigiert von und nach einigen Iterationen erfolgreich getestet.

Im Verlaufe der Plausibilitätskontrolle konnten folgende Fehler lokalisiert werden:

- Einbindung der Thermostatventile in die Gesamtanlage nur bedingt möglich
Bei mehreren Thermostatventilen im selben Heizkreis funktionierte die Stromaufteilung bzw. Stromvereinigung nicht korrekt. Dieser Fehler wurde vom Programmentwickler für das Projekt STASCH behoben. Die Simulationen wurden mit korrigierten und richtig funktionierenden Modellen von Stromaufteilung bzw. Stromvereinigung durchgeführt.

3.6 Resultate

3.6.1 Übersicht

Heizperiode und Heizgrenz-Periode

Die Simulationen ohne Warmwassererzeugung werden während der Heizperiode, d.h. im Zeitraum vom 01. Oktober bis 01. April, durchgeführt.

Für die Simulationen zur Speicherdimensionierung sind die Periode massgebend, während denen die grösste Heizleistung der Wärmepumpe auftritt. Deshalb wurden diese Betrachtungen mit einem verkürzten Zeitraum vom 01.Oktober bis zum 28. Oktober simuliert (Heizgrenz-Periode). Die mittlere Aussentemperatur über diesen Zeitraum beträgt beim gewählten Meteodatensatz 10.6°C.

Sperrzeiten und Einschaltungen

Ausgehend von den Richtlinien des EW [31] für den gewählten Standort Zürich Kloten wurden die effektiven Sperrzeiten und die Anzahl der zulässigen Einschaltungen/Stunde übernommen:

Sperrzeiten: 11 -12 und 22-24 Uhr

Einschaltungen: max. 3/h

Im Folgenden werden die Parametervariationen im Einzelnen erläutert. Die wesentlichen Aussagen sind beschrieben, Details sind im Anhang unter der entsprechenden Parametervariation abgelegt.

Die gewählten Systeme (Zonenmodell und Heizungsanlage) müssen vor Beginn der eigentlichen Simulationen optimal dimensioniert werden. Die Auslegung der haustechnischen Komponenten wie Fußbodenheizung, Wärmepumpe, Heizungsumwälzpumpe etc. werden nach dem heutigen Stand der Technik dimensioniert bzw. entsprechend der Richtlinien nach SIA380/1 [16] und SIA 384/2 [5] ermittelt.

3.6.2 P1: Einstellung der Heizkurve (Neubau)

Situation

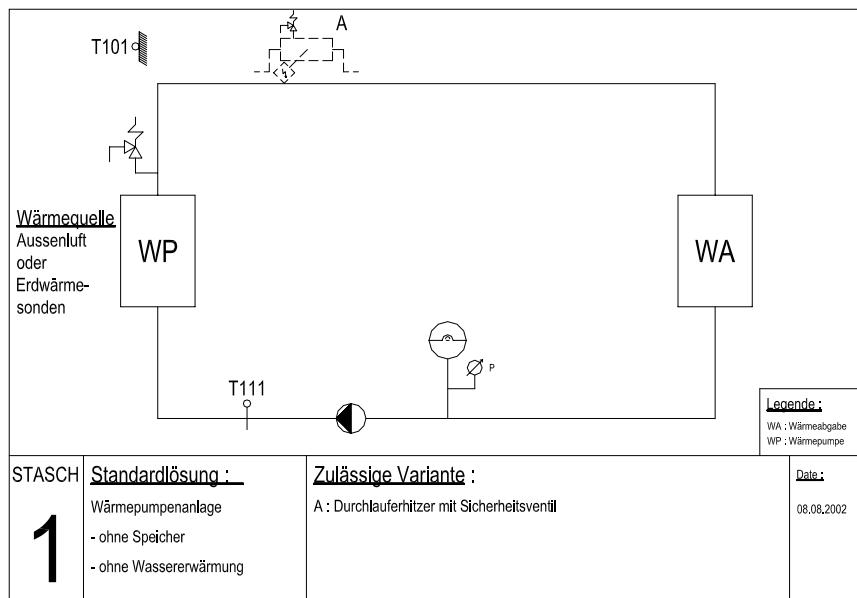


Abb. 27: STASCH-Schaltung 1

Die korrekte Einstellung der Heizkurve lässt sich nur in einem iterativen Prozess finden. Meist fehlt die Kenntnis über den Zusammenhang von Gebäude- und Anlagencharakteristik mit der optimalen Reglereinstellung.

Ausgehend von SIA 384/2 [5] wird die Heizkurveneinstellung ermittelt und am Regler vorgegeben. Daraus ergibt sich eine Rücklauf-Heizkennlinie entsprechend Abb. 28 (gestrichelte Linie). Die Simulationsergebnisse mit dieser Konfiguration zeigen deutlich zunehmende operative Zonentemperaturen bei abnehmender Außentemperatur, was darauf schliessen lässt, dass der nach „Heizkennlinie SIA“ vorgegebene Rücklauftemperatur-Sollwert für tiefe Außentemperaturen zu hoch ist. Demgegenüber sind die operativen Zonentemperaturen bei höheren Außentemperaturen nahe am Optimum der Behaglichkeit (siehe 3.4.1) von 21.5°C (sofern durch Verschattung die Überhitzung vermieden wird).

Durch Verschieben und Drehen der Kennlinie wurde in einem iterativen Prozess durch Simulationen die optimale Rücklauf-Heizkennlinie ermittelt. Um den Effekt zu reduzieren, der die Sonneneinstrahlung auf die operative Temperatur besonders der Südzone hat, wurde das in Kap. 3.5.7 beschriebene Verschattungsmodell implementiert. Es entspricht einem Fenster mit Lamellenstoren. Das Kriterium für die Bestimmung der besten Rücklaufheizkennlinie ist ein Minimum an Energieaufwand bei optimaler Behaglichkeit (→ Komfortfaktor¹).

Ergebnisse

Das beste Resultat wird mit der optimierten Rücklauf-Heizkennlinie erreicht (Tab. 9 und Abb. 28). Trotz Reduzierung des Aufwandes an elektrischer Energie um 22% auf 4'680kWh kann eine deutliche Verbesserung des Komforts erreicht werden. Die Komfortfaktoren (Süd / Nord / Gesamt) liegen für die optimierte Heizkennlinie mit (99.2% / 100% / 99.6%) nahe am absoluten Optimum gegenüber der Ausgangssituation mit (88.6% / 87.3% / 87.9%). Detaillierte Ergebnisse können dem Kap. 7.2.1 entnommen werden.

¹ Der Komfortfaktor ist das Verhältnis zwischen der Zeitperiode im behaglichen Bereich ($PMW=\pm 0.5$) und der Simulationszeit

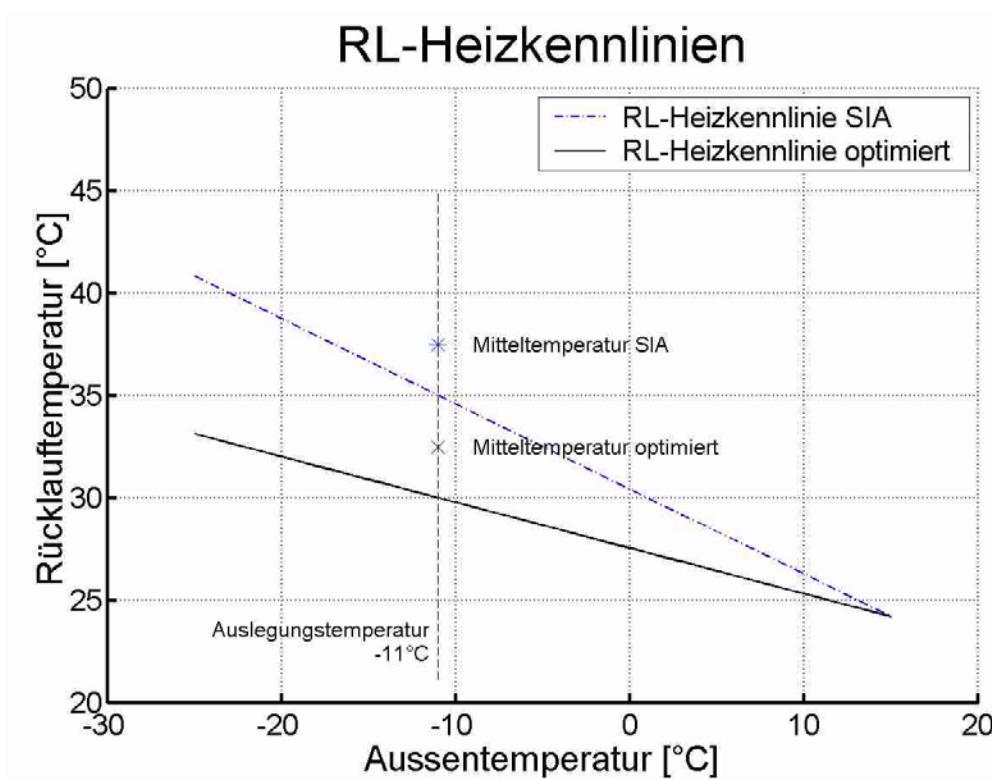


Abb. 28: Rücklauf-Heizkennlinien vor und nach Optimierung

Einstellwerte der Rücklauf-Heizkennlinien			
$(T_{\text{aussen}} [^{\circ}\text{C}] / T_{\text{Rücklauf}} [^{\circ}\text{C}])$	Klimapunkt	Fusspunkt	Auslegung $T_{\text{VL}}/T_{\text{RL}}$
Rücklauf-Heizkennlinie nach SIA 384/2	(-11 / 35)	(15 / 24.2)	40 / 35
Optimierte Rücklauf-Heizkennlinie	(-11 / 30)	(15 / 24.2)	35 / 30

Tab. 9: Definitionspunkte der Rücklauf-Heizkennlinie für eine Bodenheizung
(Heizkurvenexponent $m=1$)

Daraus ergibt sich für die Übertemperatur² von der SIA384/2-Heizkennlinie ein Korrekturfaktor von 0.7, um zur optimalen Heizkennlinie zu gelangen.

Hysterese

Neben der korrekten Einstellung der Heizkennlinie hat auch die Ein- und Ausschalthysterese einen Einfluss auf die Behaglichkeit in den Zonen. In einer weiteren Untersuchung konnte gezeigt werden, dass mit einer kleineren Hysterese (Abb. 29) der Energieaufwand leicht reduziert (1.5%) und die Heizwärme den Zonen bedarfsgerechter zugeführt werden konnte. Die Stufe in der Zone-Süd-Verteilung bei ca. 0.25 PMV ist auf Wärmegewinne durch Sonneneinstrahlung zurückzuführen.

² Differenz zwischen mittlerer Heizmittel- und Raumtemperatur

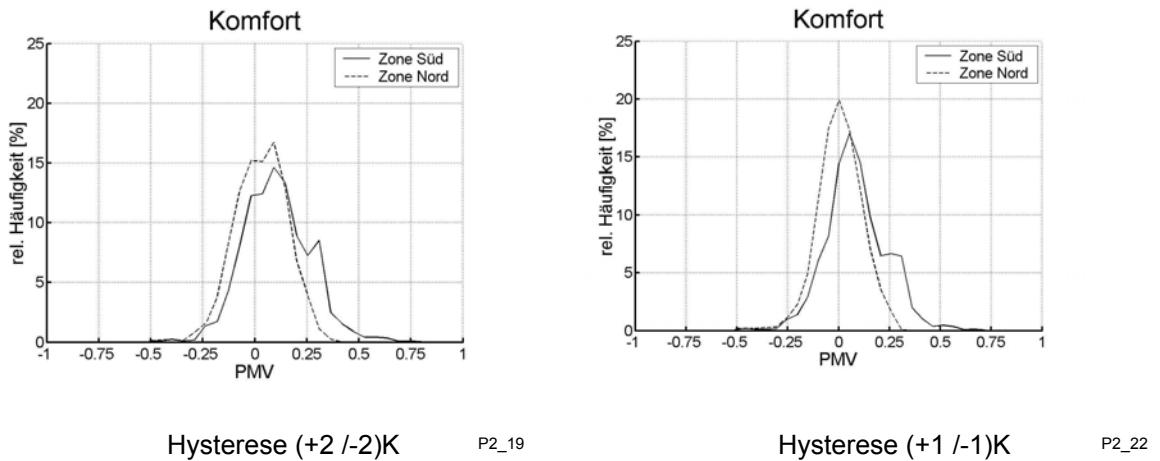


Abb. 29: Behaglichkeitskriterium PMV mit unterschiedlichen Hysteresen am Heizungsregler

STASCH-EMPFEHLUNG:

Unter Berücksichtigung der Auslegungsbedingungen im Neubau kann die Übertemperatur (mittlere Heizmittel- zu Raumtemperatur) am Auslegungspunkt nach unten verschoben werden. Die Simulationen ergaben einen Faktor von 0.7. Aus Sicherheitsgründen wird ein Faktor von 0.7 bis 0.8 empfohlen. Der Fußpunkt bleibt gleich.

3.6.3

P2: Dimensionierung der Wärmepumpe für Heizung (Neubau)

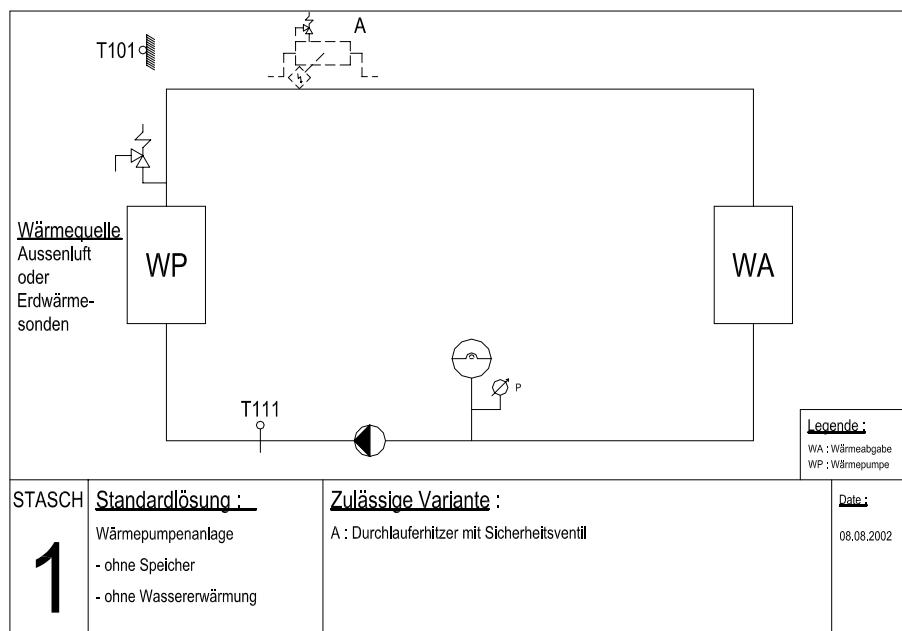


Abb. 30: STASCH-Schaltung 1

Situation

Die heutigen Grundlagen für die Auslegung des Heizleistungsbedarfs eines Gebäudes sind in der Norm SIA 384/2 [5] reglementiert. Die Dämmstärken im Zonenmodell wurden so gewählt, dass es im Auslegungsfall einen Wärmeleistungsbedarf von 5kW bei einer Auslegungstemperatur³ von -11°C aufweist.

Da diese Wärmeleistungsbedarfsberechnung die internen und externen Lasten (also Wärmegewinne) nur sehr konservativ einbezieht, ist davon auszugehen, dass ein gewisses Optimierungspotenzial unter Berücksichtigung von Sonneneinstrahlung und Abwärme von Personen und Geräten besteht. Im Simulationsmodell sind diese Einflüsse berücksichtigt.

Unter Verwendung der zuvor auf die vorliegende Gebäudekonfiguration optimierten Rücklauf-Heizkennlinie werden die Heizleistung der Wärmepumpe und der Volumenstrom im Heizkreis variiert. Da nach einem Optimum für die Heizleistung gesucht wird, sind die Leistungskennfelder der Wärmepumpe und der Volumenstrom der Heizkreispumpe linear skaliert worden. Eine Auswahl unterschiedlicher Wärmepumpentypen wäre weniger sinnvoll, da die Abstufung in einer Baureihe zu grob ist. Dadurch können unter konstanten Auslegungsbedingungen verschiedene Heizleistungen simuliert werden.

Ergebnisse

Aus den Verläufen des Komfortkriteriums PMV wird ersichtlich, dass mit einer zu klein dimensionierten Wärmepumpe die Behaglichkeit nicht mehr aufrechterhalten werden kann (Abb. 31). Die linke Flanke der Häufigkeitsverteilung bricht für beide Zonen Nord und Süd aus. Für ein ausreichend dimensioniertes Aggregat verläuft die Verteilung bei -0.25 PMV gleichmäßig gegen 0% aus (Abb. 32). Detaillierte Ergebnisse können dem Kap. 7.2.2 entnommen werden.

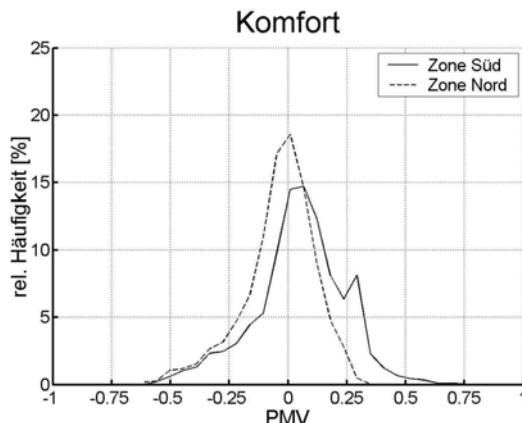


Abb. 31: PMV-Verteilung einer zu klein dimensionierten Wärmepumpe (P2_24)

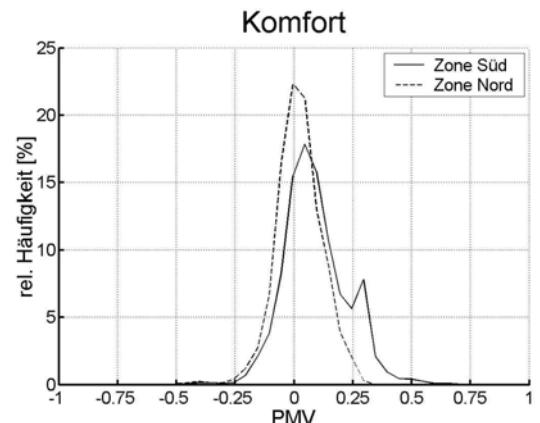


Abb. 32: PMV-Verteilung der korrekt dimensionierten Wärmepumpe

Ein Hinweis auf die Überlastung der Wärmepumpe wird in der Laufdauerverteilung deutlich. Die Häufigkeit von 12.5 % bei 10 Stunden für die zu klein dimensionierte Wärmepumpe (Abb. 33) ist auf die Abschaltung durch Sperrzeiten zurückzuführen. Das bedeutet, dass die erforderliche Laufdauer zur Erreichung des Wärmebedarfs grösser ist als die bei einer EW-Sperre maximal zur Verfügung stehende Betriebszeit.

³ Wegen der Leichtbauweise musste die in ZH-Kloten übliche Auslegungstemperatur gemäss SIA 384/2 von -8°C auf -11°C reduziert werden.

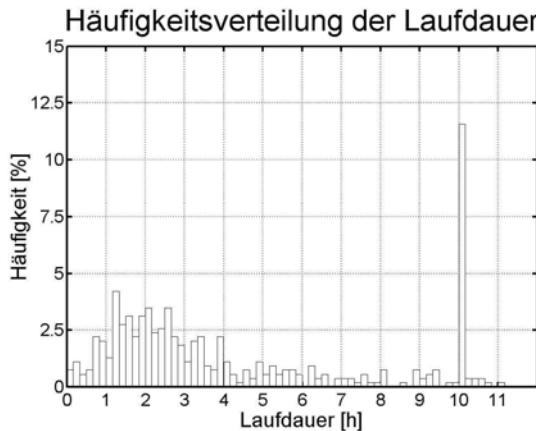


Abb. 33: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer einer zu klein dimensionierten Wärmepumpe (P2_24)

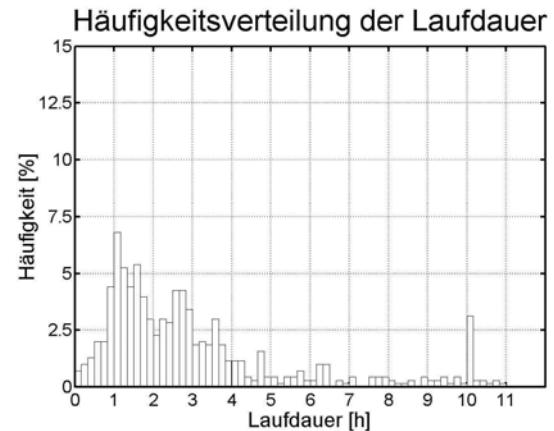


Abb. 34: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer einer korrekt dimensionierten Wärmepumpe (P2_22)

Der Energieverbrauch und die Arbeitszahlen weisen geringe Differenzen auf (Tab. 10). Der Heizenergiebedarf wird mit korrekt dimensionierten Wärmepumpen gleich gut gedeckt.

		Zu klein dimensioniert	Korrekt dimensioniert	SIA- Dimensionierung
Skalierungsfaktor WP	-	0.65	0.8	1
JAZ _{Sys}	-	3.58	3.52	3.52
Q _{WP}	kWh	14441	14833	14766
Q _{Heiz}	kWh	14250	14649	14627
E _{Sys}	kWh	3970	4167	4158
Energievergleich	%	95.5	100.2	100

Tab. 10: Optimale Dimensionierung Wärmepumpe, Energie und Arbeitszahlen

Für die weiteren Simulationen des Projektes wird folgende Wärmepumpenkonfiguration eingesetzt:

LW-WP Heizleistung bei Auslegungstemperatur (A-11/W35) 4.0kW (anstatt 5.0kW)
 Heizleistung an der Heizgrenze (A15/W35) 7.6kW
 Nennmassenstrom 0.23kg/s

STASCH-EMPFEHLUNG: Unter Berücksichtigung der realen Randbedingungen ist eine Reduzierung der Wärmepumpenleistung am Auslegungspunkt von ca. 20 % möglich, ohne Behaglichkeitseinbussen einzugehen. Aus Sicherheitsgründen – und auch aus juristischen Überlegungen – wird empfohlen, keinen Abzug vorzunehmen.

3.6.4 P3: Dimensionierung der Wärmeübertragerfläche A_{WU} für Warmwasser

Situation

Eine ausführliche Beschreibung des Warmwassersystems mit den Parametrierungen der Komponenten ist im Anhang 7.1.2 dokumentiert. Die wichtigsten Parameter sind:

Grösse	Einheit	Wert
Speichervolumen	m^3	0.3
Rel. Höhe Heizregister Eintritt	-	0.4
Rel. Höhe Heizregister Austritt	-	0.1
Warmwasserverbrauch (48°C)	dm^3/Tag	250
Volumenstrom zur Speicherladung	dm^3/h	1440
Temperaturhub der Wärmepumpe an der Heizgrenze	K	6
Zugrundegelegte Heizleistung (A15/W55))	kW_{HG}	6.9

Tab. 11: Technische Daten des Warmwasserspeichers (P3)

Neben der richtig dimensionierten Wärmeübertragerfläche ist in dieser Betrachtung auch die Betriebssicherheit der Wärmepumpe (Hochdruck) von Interesse. Deshalb wurden 2 unterschiedliche Konzepte zum Ausschalten des Ladezyklus' verglichen:

- a) Ausschaltfühler im Speicher auf mittlerer Höhe des Heizregisters, Ausschalttemperatur 50°C (Kap. 7.2.3, Konfigurationen A und G)
- b) Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C (Kap. 7.2.3, Konfigurationen B, C, D, E und F)

Um die Betriebsgrenzen untersuchen zu können, wurden diese beiden Konfigurationen unter unterschiedlichen Quellentemperaturbedingungen mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe simuliert:

- Heizgrenze (1. bis 14. Oktober), mittlere Quellentemperatur 11°C
- 2 kalte Wochen (1. bis 14. Januar), mittlere Quellentemperatur 0°C
- Quellentemperatur 15°C konstant
- Quellentemperatur 30°C konstant

Die Grösse der Wärmeübertragerfläche wurde zwischen $1.5m^2$ und $5m^2$ variiert.

Ergebnisse

Die Verwendung von Konzept a) führt auch bei grossen Wärmeübertragerflächen mit über $4m^2$ noch zu Hochdruckfällen. Dort ist das Ausschaltkriterium des Reglers abhängig vom Temperaturhub der Wärmepumpe. Wenn also durch eine hohe Quellentemperatur die Temperaturspreizung über dem Kondensator gross wird, hat der Fühler im Speicher das Ausschaltkriterium noch nicht erreicht, bevor die Wärmepumpe die Hochdruckgrenze überschreitet. Es ist bei dieser Konfiguration schwierig, die Einstellung der Ausschalttemperatur eindeutig zu bestimmen.

Mit der Verwendung des Ausschaltfühlers im Austritt des Kondensators (Konzept b) kann die Wärmepumpe durch den direkten Bezug zur Vorlauftemperatur bis nahe an die Hochdruckgrenze im noch erlaubten Bereich betrieben werden. Dadurch wird grundsätzlich vermieden, dass die Wärmepumpe durch Hochdruckstörung ausfällt, trotzdem kann aber bei jeder Ladung die höchstmögliche zulässige Vorlauftemperatur erreichen (in diesem Fall 54°C, zul. Wärmepumpenbetrieb bis 55°C).

Würde Konzept a) mit $A_{WU} = 2.5m^2$ so betrieben werden, dass an der Heizgrenze (01. bis 14. Oktober) gerade kein Hochdruck mehr auftritt, müsste die Ausschalttemperatur am Speicherfühler auf 48°C eingestellt werden. Damit könnte eine mittlere Warmwasser-Austrittstemperatur am Speicher von nur noch 42 °C erreicht werden. Um mit Konzept a) eine höhere Warmwasser-Austrittstemperatur realisieren zu können, müsste eine bedeutend grössere Wärmeübertragerfläche installiert werden.

Fläche WÜ Spez. Fläche	m^2 m^2/kW_{HG}			2.5 0.36					
AZ_{WP}	-			3.14					
AZ_{WW}	-			2.23					
Q_{WP}	kWh			199					
Q_{WW}	kWh			141					
E_{WP}	kWh			63					
Einschaltungen Hochdruck	-			35 0					
mittl. Laufdauer gesamt	h			0.89 31.2					
T_{WW} minimale mittlere maximale	[C]			40.2 42.1 47.6					

Tab. 12: Resultate P3 für Konzept a) mit Ausschaltfühler im Speicher und Konfiguration G (s. 7.2.3)
(Legende: AZ_{WP} bezieht sich auf die produzierte, AZ_{WW} auf die genutzte Wärme, T_{WW} steht für die genutzte WW-Temperatur am Speicheraustritt)

Bei Konzept b) mit Ausschaltfühler am Austritt der Wärmepumpe wäre unter gleichen Bedingungen und T_{Ausschalt} = 54°C am Warmwasserspeicher eine mittlere Austrittstemperatur von 47°C ohne Hochdruckstörung erreichbar.

Fläche WÜ Spez. Fläche	m^2 m^2/kW_{HG}	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72
AZ_{WP}	-	2.92	2.94	2.97	2.98	2.98	2.98	2.99	3.00
AZ_{WW}	-	2.18	2.25	2.30	2.32	2.34	2.36	2.37	2.38
Q_{WP}	kWh	201	202	208	206	212	207	208	209
Q_{WW}	kWh	150	155	161	161	167	164	165	166
E_{WP}	kWh	69	68.9	70.2	69.3	71.3	69.4	69.7	69.9
Einschaltungen Hochdruck	-	25 0	23 0	23 0	22 0	22 0	21 0	21 0	21 0
T_{WW} minimale mittlere maximale	°C	41.8 44.9 47.6	42.5 46.1 48.5	43.1 46.7 49.3	43.3 47.2 49.9	43.1 47.6 50.7	44.1 47.8 50.5	44.1 48.0 50.8	44.2 48.0 50.9

Tab. 13: Resultate P3 für Konzept b) mit Ausschaltfühler am Austritt der Wärmepumpe
(Legende: AZ_{WP} bezieht sich auf die produzierte, AZ_{WW} auf die genutzte Wärme, T_{WW} steht für die genutzte WW-Temperatur am Speicheraustritt)

STASCH-EMPFEHLUNG: Der Ausschaltfühler (zur Beendung des Speicherladevorgangs) soll direkt am Austritt der Wärmepumpe platziert sein. Die dadurch bedingte Betriebssicherheit erlaubt die Einstellung des Ausschaltkriteriums knapp unter der Hochdruckgrenze. Da nun der mögliche Temperaturhub jederzeit vollständig ausgenutzt wird, ist unter den vorliegenden Randbedingungen eine Wärmeübertragerfläche von 0.3 m²/kW_{HG} ausreichend. Kann dieser Wert nicht erreicht werden, muss ein aussenliegender Wärmetauscher verwendet werden.

3.6.5

P4: Dimensionierung der Wärmepumpe für Heizung und Warmwasser (Neubau)

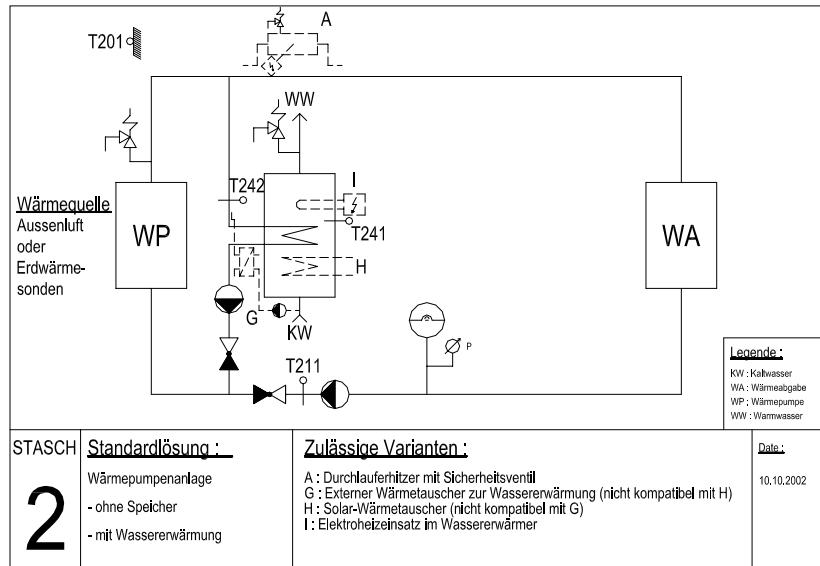


Abb. 35: STASCH-Schaltung 2

Situation

Für die Dimensionierungskontrolle wurden die Simulationen auf die zwei kältesten Wochen der Heizperiode beschränkt. Kontrollkriterien sind die Behaglichkeit in den Zonen sowie das Histogramm über die Warmwassertemperatur. Diese Betrachtung kann lediglich als Abschätzung verstanden werden. Aus simulationstechnischen Gründen war eine präzisere Untersuchung nicht mit vertretbarem Aufwand möglich.

Ergebnisse

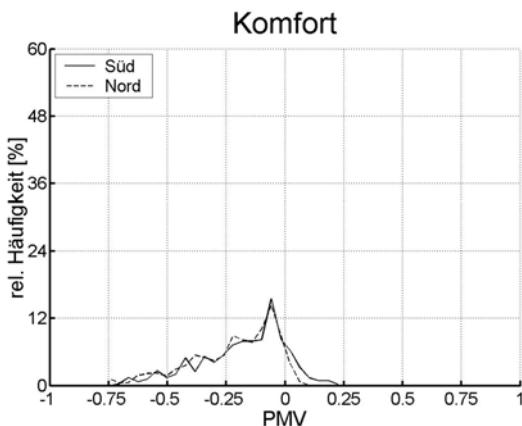


Abb. 36: PMV bei WW-Zuschlag $0.40 \text{ kW}_{T_{a-11}}$

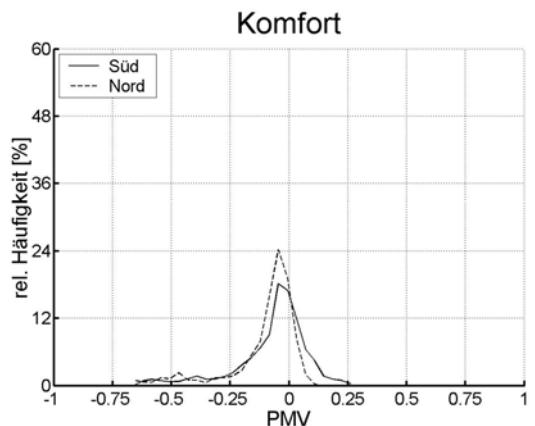


Abb. 37: PMV bei Warmwasserzuschlag $1.1 \text{ kW}_{T_{a-11}}$

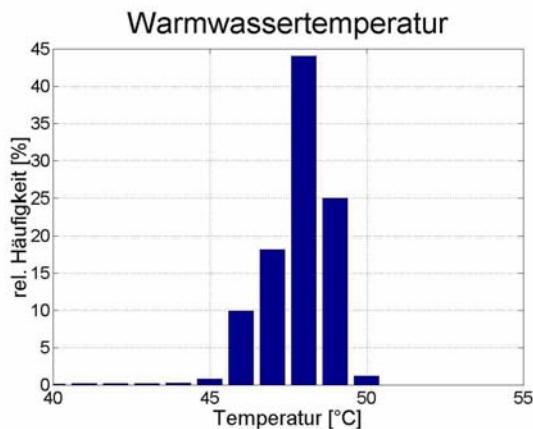


Abb. 38: Häufigkeitsverteilung der Warmwasser-temperatur bei WW-Zuschlag $0.40\text{kW}_{\text{Ta-11}}$

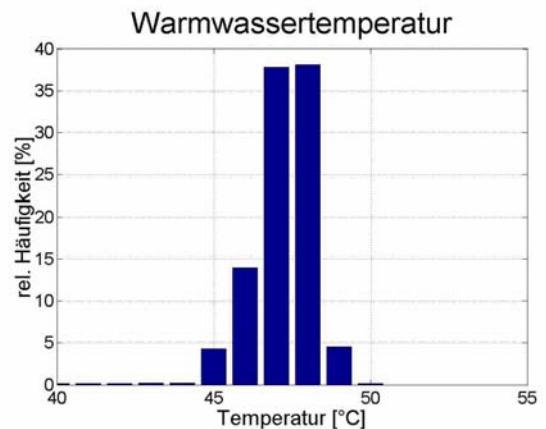


Abb. 39: Häufigkeitsverteilung der Warmwasser-temperatur bei WW-Zuschlag $1.1\text{kW}_{\text{Ta-11}}$

Aus der Häufigkeitsverteilung wird ersichtlich, dass der Massenstrom für die grösser dimensionierte Wärmepumpe nicht erhöht wurde. Die daraus resultierende grössere Temperaturdifferenz am Kondensator führt dazu, dass die Ladung des Speichers früher beendet wird. Der gleiche Effekt tritt bei zunehmender Wärmepumpenleistung aufgrund höherer Quellentemperatur ein.

STASCH-EMPFEHLUNG:

Monovalente Wärmepumpen für kombinierten Heiz-/Warmwasserbetrieb müssen bei einem Vier-Personen-Haushalt am Auslegungspunkt ca. 1kW grösser ausgelegt werden als bei reinem Heizbetrieb.

3.6.6 P5: Maximal zulässiger variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe mit TRV ohne Überströmer (Neubau)

Situation

Eine wichtige Fragestellung für dieses Projekt sind die hydraulischen Verhältnisse beim Einsatz von Thermostatregelventilen (TRV) im Wärmeabgabesystem. Besonders die Simulationen um die vorliegende Fragestellung haben einige interessante „Nebenergebnisse“ ergeben. Diese sind in Kap. 3.6.17 näher erläutert. Außerdem sind dort die hydraulischen Verhältnisse dieser Schaltung detaillierter dargelegt. Im Wesentlichen wurden die Heizflächen des Zonenmodells in 3 Heizkreise aufgeteilt, so dass die TRV-geregelten Anteile der Heizflächen in 20%-Schritten variiert werden konnten (Zonenaufteilung und Heizkreise Kap. 3.5.5).

Der Aufbau der Schaltungen erfolgt mit 3 TRV. Jedes TRV wurde so eingestellt, dass es entsprechend dem Simulationsziel ganz geöffnet, ganz geschlossen, oder zur Selbstregulierung freigegeben war. Für jeden der oben genannten 20%-Schritte wurde ein Simulationslauf durchgeführt. Aus simulationstechnischen Gründen konnte der Massenstrom bei 100% regelbarer Heizfläche nicht unter 0.01kg/s reduziert werden, was einem Massenstromanteil von 5% entspricht.

Ergebnisse

In den Verteilungen der Massenstromhäufigkeit wird deutlich, wie sich die TRV auf den Gesamtmassenstrom an der Wärmepumpe auswirken. Die hohe Heizkurve und die (in dieser Simulation) fehlende Verschattung sorgen für den gewünschten Effekt. Der Massenstrom über dem Zonenmodell reduziert sich als Folge der hydraulischen Bedingungen auf das freigegebene Minimum. Beispielsweise stellt sich für den Fall von 60% abgeregelter Heizflächen (noch 40% werden durchströmt) ein Massenstrom von 60% des Nennmassenstroms ein. Da für die Heizflächenanteile unterschiedliche Netzkennlinien parallel kombiniert werden, ist der Verlauf der Kurve in Abb. 40 nicht exakt homogen. Detaillierte Ergebnisse können dem Kap. 7.2.4 entnommen werden.

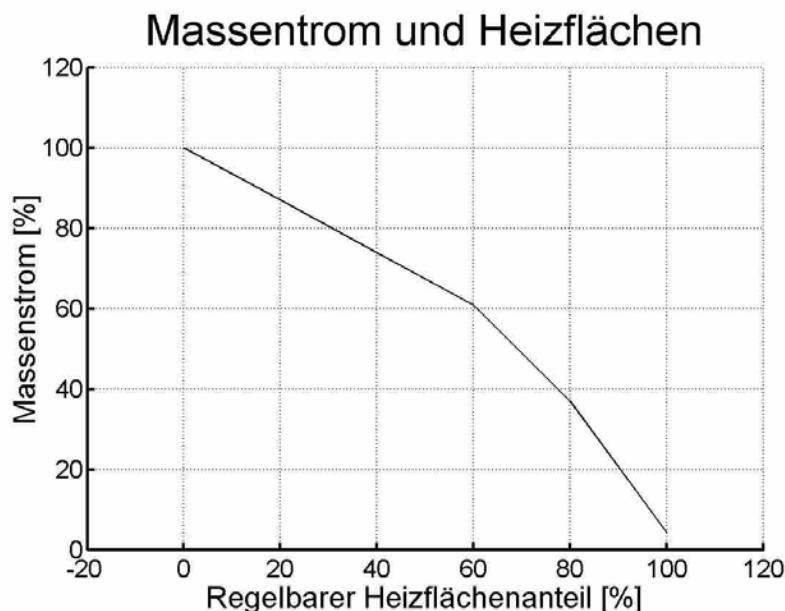


Abb. 40: Zusammenhang zwischen regelbarem Heizflächenanteil und sich daraus ergebendem Massenstrom

Entscheidungskriterium ist neben der Laufdauer auch die Arbeitszahl AZ_{Sys} . Eine Reduzierung um über 10% (bei 60% regelbarer Heizfläche) ist auch für die zu erwartenden wenigen Laufzeiten bei diesen Betriebszuständen nicht akzeptabel. Eine Reduzierung des Massenstroms um 23% (entspr. 40% regelbare Heizfläche) beeinträchtigt den Betrieb der Wärmepumpe hingegen nicht erheblich. Die detaillierten Resultate sind im Anhang 7.2.4 dokumentiert).

Heizfläche mit variab- lem Massenstrom	0	20	40	60	80	100	%
Zone	-	Süd	Süd	Süd	40% Süd 40% Nord	60% Süd 40% Nord	-
AZ _{Sys}	3.3	3.1	3.0	3.0	2.7	1.9	-
Einschaltungen	113	147	207	306	520	Starkes Takten	
Prozentualer Massenstromanteil	100	90	77	61	30	5.4	%

Tab. 14: Zusammenhang zwischen geregelter Heizfläche, AZ_{Sys} und Massenstrom

STASCH-EMPFEHLUNG: Die Simulation ergab, dass der Heizflächenanteil mit regelbarem Massenstrom unter Berücksichtigung der Randbedingungen ohne Überströmer bis zu 60% betragen kann. Aus Sicherheitsgründen empfiehlt STASCH max. 40% Heizflächen mit regelbarem Massenstrom.

3.6.7 P6: Maximal zulässiger variabler Volumenstrom mit Überströmer ohne Speicher Situation

Häufig werden Anlagen offeriert, die grundsätzlich der STASCH-Schaltung 1 entsprechen (Abb. 27). Zusätzlich sind die Schaltungen aber parallel zu den vollständig mit TRV ausgerüsteten Zonen mit einem Überströmer ausgestattet, der im Fall drosselnder TRV den Volumenstrom über der Wärmepumpe fast konstant hält, jedoch wegen der Rückkopplung zu einer sprunghaften Erhöhung der Wärmepumpen-Rücklauftemperatur führen kann.

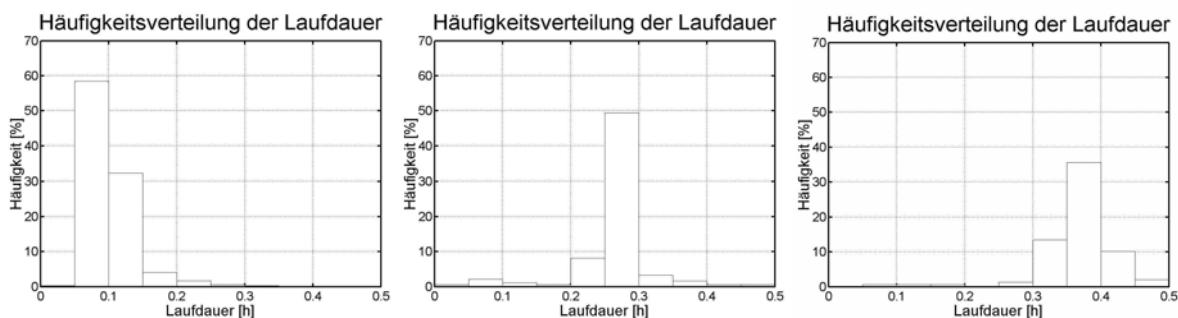


Abb. 41: Laufdauerverteilung mit Überströmer und 100% regelbarem Massenstrom (TRV), Neubau
links: ohne Speicher mit zu hoch eingestellter Heizkurve
Mitte: ohne Speicher mit optimal eingestellter Heizkurve
rechts: mit 200Liter-Speicher (21dm³/kW_{HG}) und optimal eingestellte Heizkurve

Ergebnisse

In verschiedenen Simulationen konnte gezeigt werden, dass trotz gut eingestellter Heizkurve durch das Rückkoppeln des Vorlaufs das Ausschaltkriterium des Reglers nach höchstens 20min erreicht wird. Sobald die Heizkurve angehoben wird, verschlechtern sich die Laufeigenschaften massiv. In Abb. 41 wird deutlich, wie schnell die Vorlauftemperatur für das Ausschalten der Wärmepumpe sorgt, wenn der Überströmer in Funktion tritt. Eine Laufdauer von mehr als 6min wird nur noch in 30% aller Einschaltungen erreicht (Anhang 7.2.5 zusammen mit „opt. Volumen serieller Speicher“).

STASCH-EMPFEHLUNG: Eine Schaltung ohne Speicher mit 100% TRV und Überströmer ist wegen der Störanfälligkeit zu vermeiden!

3.6.8

P7: Optimales Volumen des seriellen Heizspeichers (Neubau)

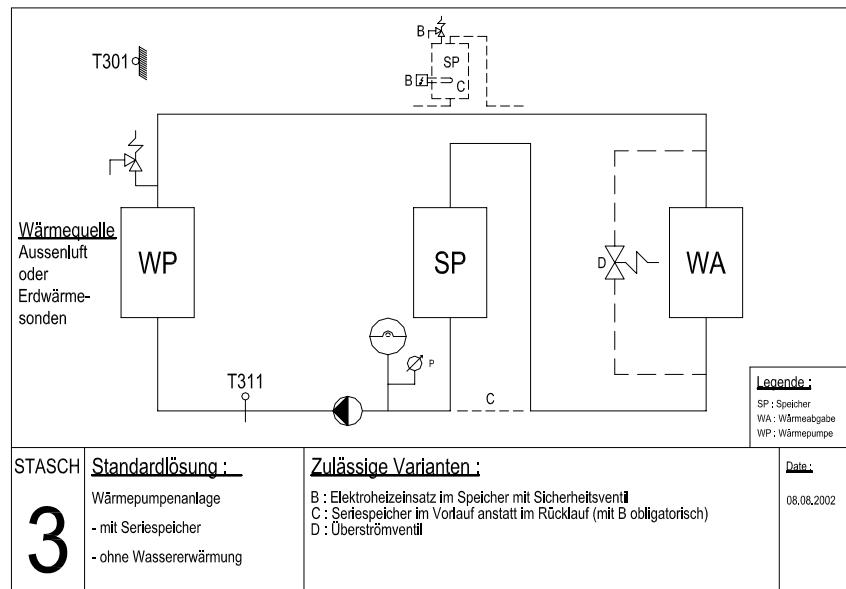


Abb. 42: STASCH-Schaltung 3

Situation

Ein serieller Speicher wird bei einem tragen Wärmeabgabesystem (Fussbodenheizung) nur dann in Betracht gezogen, wenn mehr als 40% der Heizflächen mit TRV ausgestattet sind. Er ist als Ausschaltverzögerung für die Wärmepumpe im Falle ganz oder teilweise geschlossener TRV zu verstehen, in keinem Fall jedoch als Energiespeicher. Weiterhin wird der Massenstrom des Vorlaufs über den Überströmer auf den Rücklauf kurzgeschlossen. Für die Schaltung mit seriellem Speicher sind 100% der Heizflächen mit TRV ausgestattet.

Da eine Zusatzheizung für diese Betrachtung nicht vorgesehen ist, wurde der serielle Speicher im Rücklauf eingesetzt. Dadurch werden unnötige Energieverluste durch den Speicher vermieden.

Die Betrachtung wurde auf 4 Wochen an der Heizgrenze beschränkt. In diesem Zeitraum tritt die höchste Heizleistung der Wärmepumpe für den Heizbetrieb auf, die durch den Speicher abgefangen werden muss.

Die aus Parametervariation P2 (Kap. 3.6.3) bekannte Konfiguration wird im Rücklauf mit einem seriellen Speicher versehen. Parallel zur Zone wird ein Überströmer eingesetzt, der bei erhöhtem Druckverlust in den Zonen als Bypass fungiert. Die Grösse dieses Speichers wird variiert zwischen 0.1m³ und 0.5m³.

Neben verschiedenen Simulationsläufen zur Eingrenzung eines aussagekräftigen Bereiches wird schliesslich folgende Konfiguration simuliert:

- Um 4K zu hoch eingestellte Heizkurve, keine Verschaltung, erhöhte Wärmepumpenleistung für Warmwasserbereitung

Mit der hoch eingestellten Heizkurve werden die Effekte deutlicher. Ausserdem soll auch unter diesen Umständen der Speicher ausreichend dimensioniert sein. Auf die anfangs angewendete Verschaltung wird verzichtet, um den Einfluss der externen Gewinne zu berücksichtigen.

Ergebnisse

Der Heizenergieverbrauch ist für die betrachteten Fälle von 0 bis 52.5 dm³/kW_{HG} spez. Speicherinhalt nahezu gleich. Die um etwas über 40% ansteigenden Speicherverluste machen sich in der Arbeitszahl kaum bemerkbar. Die ungeraden spez. Speichergrössen kommen zustande, weil die Aufteilung der Varianten mit absoluten Speichergrössen vorgenommen wurde.

Die hohen Arbeitszahlen für P6 ohne Speicher (Kap.3.6.6) ist mit der Abkühlung des Rücklaufes während der Wärmepumpenbetriebspause zu erklären. Messungen haben gezeigt, dass dieser Effekt auf die tiefen Rücklauftemperaturen zurückzuführen ist, die während der ersten Betriebsminuten der Wärmepumpe am Kondensator anliegen (Kap. 7.2.5 und [10]).

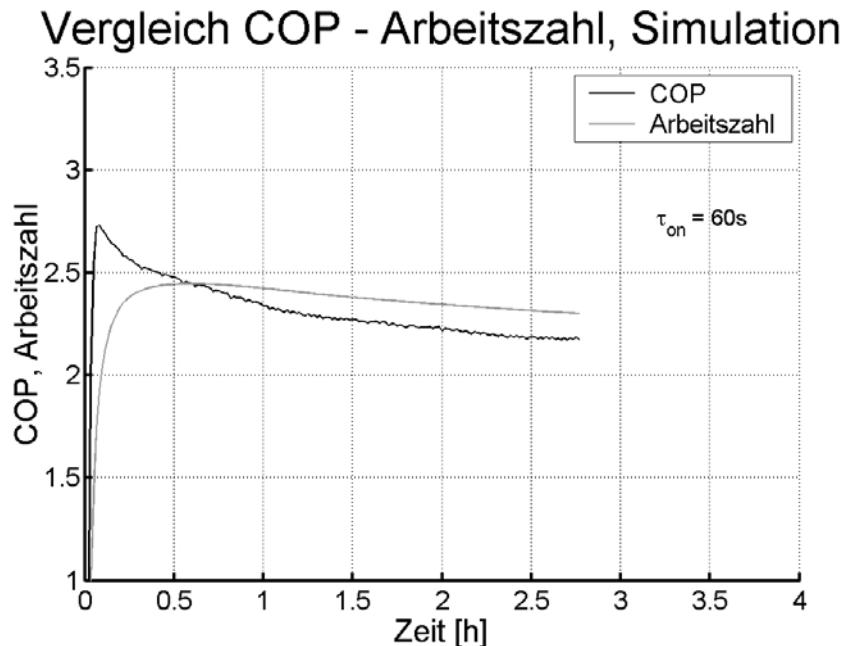


Abb. 43: Optimum von Leistungsziffer und Arbeitszahl aus STASCH-Simulation

		P6 ohne Speicher	P7 mit Speicher				
Spezifische Speichergrösse	dm ³ /kW _{HG}	0	10.5	21.0	31.5	42.0	52.5
AZ _{WP}	-	3.3	3.1	3.1	3.1	3.1	3.1
AZ _{Sys}	-	3.2	3.0	3.0	2.9	2.9	2.9
Q _{WP}	kWh	1170	1175	1179	1188	1197	1198
Q _{Heiz}	kWh	1121	1118	1115	1117	1119	1116
Q _{Verlust}	kWh	51	57	64	71	78	82
E _{Sys}	kWh	360	373	376	380	383	384
min. Laufdauer	h	0.05	0.18	0.25	0.43	0.55	0.63
mittl. Laufdauer	h	0.15	0.42	0.65	0.88	1.10	1.31
Komfortfaktor Süd		44.8	44.8	45.0	44.8	44.5	45.0
Nord	-	98.4	98.3	98.5	98.5	98.4	97.9
Mittl.		71.6	71.6	71.7	71.6	71.4	71.5
Einschaltungen	-	1094	390	252	188	151	127

Tab. 15: Die wichtigsten Kennzahlen zur Simulation „Optimales Volumen serieller Speicher Neubau“

Die Ursache der in Tab. 15 konstanten Arbeitszahl AZ_{WP} ist bereits in Kap. 3.5.1 beschrieben (Zeitkonstanten des Wärmepumpenmodells). Die Abnahme der Arbeitszahl AZ_{Sys} ist direkt abhängig von den Speicherverlusten Q_{Verlust}, die bei grösserem Speichervolumen zunehmen.

Anm.: Die in den Diagrammen dargestellten Laufdauern sind Ausschnitte aus dem gesamten Histogramm, um den Bereiches mit kurzen Laufzeiten besser darstellen zu können.

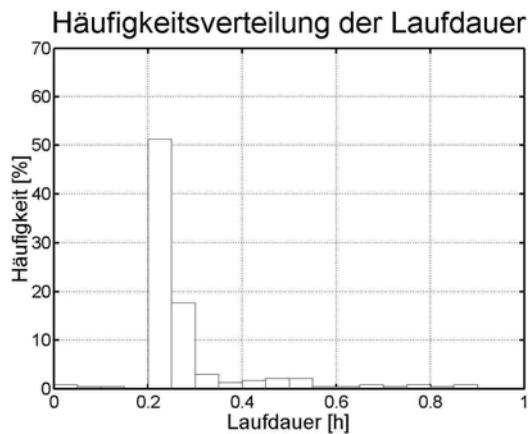


Abb. 44: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer bei $10.5 \text{ dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$

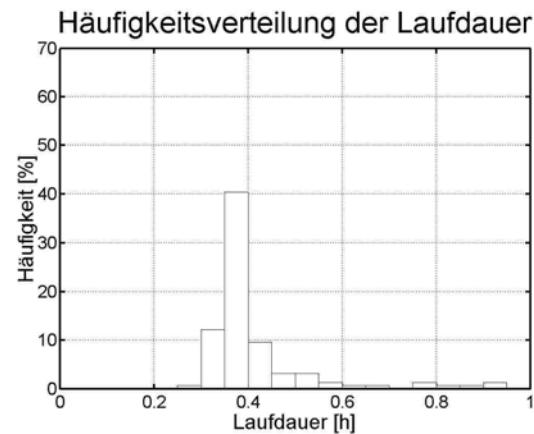


Abb. 45: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer bei $21 \text{ dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$

Ein wichtiges Kriterium ist die Laufdauer der Wärmepumpe. Da die Betrachtung des Heizgrenzfalls die obere thermische Grenze und somit auch die der maximalen Heizleistung beschreibt, ist im Mittel über der Heizperiode grundsätzlich mit einer Zunahme der mittleren Laufdauer zu rechnen (Anhang 7.2.5).

STASCH-EMPFEHLUNG:

Aufgrund der immer noch ausreichenden Laufdauern der Wärmepumpe wird unter Berücksichtigung der Randbedingungen im Neubau für den Seriespeicher eine spezifische Grösse von 15 bis $20 \text{ dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$ empfohlen.

3.6.9

P9: Optimales Volumen des parallelen Heizspeichers (Neubau)

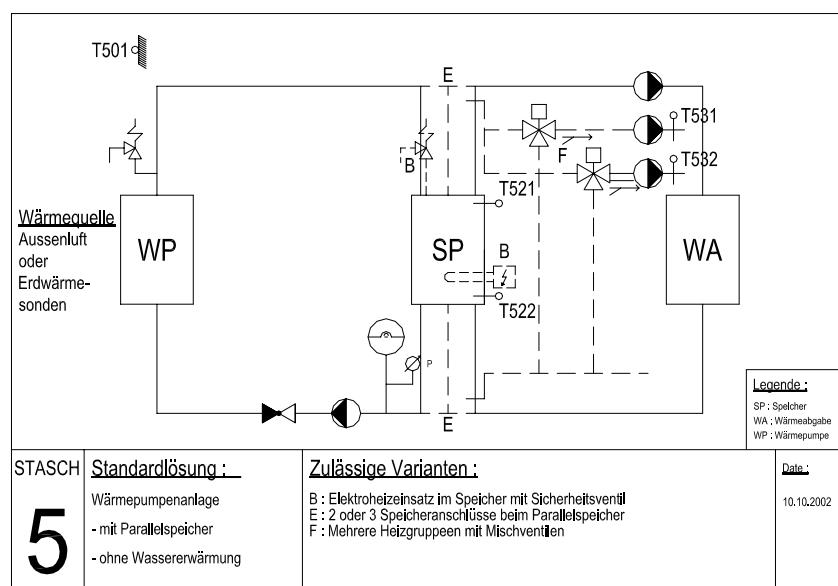


Abb. 46: STASCH-Schaltung 5

Situation

Das Simulationsmodell wird mit einem parallelen Speicher ausgestattet, der mit der Heizkreispumpe und dem Zonenmodell mit TRV (ohne Überströmer) das Wärmeabgabesystem bildet. Das Speichermodell hat 2 Paar Anschlüsse, davon jeweils ein Eingang mit zugehörigen Ausgang (Massenstromgleichheit). Auf der Primärseite wird die Wärmepumpe mit der Primärkreispumpe (=Speicherladepumpe) angeschlossen.

Die Betrachtung wurde auf vier Wochen an der Heizgrenze beschränkt. In diesem Zeitraum tritt die höchste Heizleistung der Wärmepumpe für den Heizbetrieb auf, die durch den Speicher abgefangen werden muss.

Die Anlage ist wie zuvor über einen rücklauftemperaturgeführten Regler betrieben. Für weitere Details des Regelungskonzeptes siehe Kap. 3.6.9.

Ergebnisse

Spezifische Speichergrösse	dm ³ /kW _{HG}	10.5	15.8	21	31.5	42	63	84
AZ _{WP}	-	3.1	3.2	3.3	3.4	3.4	3.5	3.5
AZ _{Sys}	-	2.7	2.8	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0
Q _{WP}	kWh	1176	1175	1176	1181	1187	1190	1199
Q _{Heiz}	kWh	1118	1120	1120	1125	1126	1123	1124
Q _{Verlust}	kWh	58	55	56	56	61	67	77
E _{Sys}	kWh	413	397	389	381	378	375	375
min. Laufdauer	h	0.14	0.22	0.26	0.30	0.47	0.71	0.83
mittl. Laufdauer	h	0.29	0.39	0.5	0.69	0.91	1.26	1.65
Komfortfaktor Süd		45.7	45.5	45.4	45.2	45.1	45.0	44.9
Nord	-	98.1	97.9	97.9	97.7	97.8	97.8	97.8
Mittl.		71.9	71.7	71.6	71.5	71.4	71.4	71.3
Einschaltungen	-	671	467	358	251	190	135	103
Mittl. Temp. Primärkreis								
Vorlauf	°C	33.3	33.6	33.7	33.9	33.9	34.0	33.9
Rücklauf		29.0	28.9	28.8	28.8	28.7	28.7	28.6

Tab. 16: Die wichtigsten Kennzahlen zur Simulation „Optimales Volumen paralleler Speicher Neubau“

Die hohen Verluste bei kleinen Speichern sind auf die lange Rohrleitung im Primärkreis-Vorlauf zurückzuführen (Kap. 3.3.9.2). Deshalb nimmt auch die Differenz zwischen AZ_{WP} und AZ_{Sys} bei kleiner werdenden Speichergrößen nicht weiter ab, weil die verhältnismässig grossen Rohrleitungsverluste bleiben. Die Wahl der korrekten Speichergrösse ist dadurch wenig beeinflusst. Das massgebende Kriterium sind die Laufdauer und Anzahl Einschaltungen in Zusammenhang mit den Arbeitszahlen (Anhang Kap. 7.2.7).

STASCH-EMPFEHLUNG: Aufgrund der immer noch ausreichenden Laufdauern der Wärmepumpe von mind. 20 Minuten reicht unter Berücksichtigung der Randbedingungen im Neubau für den Parallelspeicher eine spezifische Grösse von 35 dm³/kW_{HG} aus.

3.6.10 P10: Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit LW-WP

Für die Ausgangslage wurde ein realer LW-WP Typ gewählt, der am Auslegungspunkt von -11°C Aussenlufttemperatur bei höchster Vorlauftemperatur mit der Heizleistung möglichst nahe an der geforderten Erzeugerheizleistung von 10 kW liegt. Die gegenüber der Gebäudeheizlast (Kap. 3.3.8) grössere Erzeugerheizleistung berücksichtigt die 3 Stunden Sperrzeit während eines Tagesbetriebes (210 kWh/d : 21h = 10kW). Um die geforderte Leistung genau zu erreichen, wurden die Leistungen mit einem Skalierungsfaktor multipliziert. Durchfluss über dem Kondensator und das Speichervolumen

wurden anhand der STASCH-Empfehlungen eingesetzt. Bei früheren Simulationen wurde die Erfahrung gemacht, dass eine Heizkörperheizung ohne Speicher sehr hohe Schaltzahlen ergibt. Um eine stabilere und auch schnellere Simulation zu erhalten, wurde deshalb bei der Sanierung ein Speicher implementiert. Es entspricht auch der Praxis, dass bei einem flinken Wärmeabgabesystem immer ein Speicher eingebaut wird. Die Schaltungskonfiguration entspricht somit der STASCH-Schaltung 3.

Die vom Bewohner vorgenommenen Einstellungen am witterungsgeführten Temperaturregler ergeben ein Raumklima, das in der kalten und warmen Zeit leicht zu warm ist. Durch ein Absenken der RL-Heizkennlinie kann Energie gespart und das Raumklima an den optimalen Behaglichkeitszustand geschoben werden.

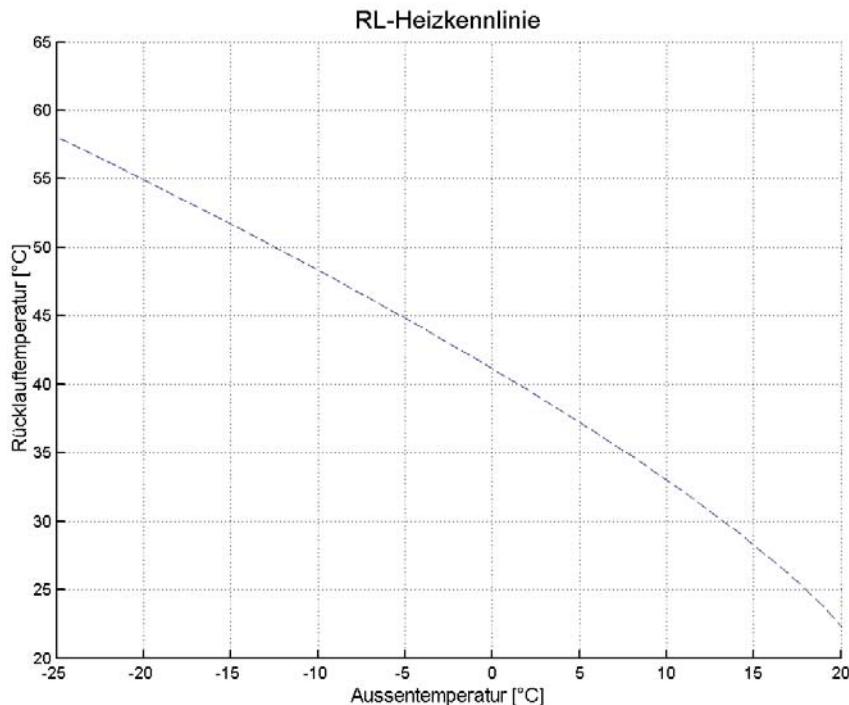


Abb. 47: Optimale RL-Heizkennlinie für die Sanierung

In Abb. 47 ist die durch einen iterativen Prozess gefundene optimale RL-Heizkennlinie dargestellt. Am Klimapunkt (-11°C) resultiert eine RL-Sollwerttemperatur von 49°C (vorher: 51°C) und am Fußpunkt (+15°C) 28°C (vorher: 30°C). Diese RL-Heizkennlinie dient als Basis für die weiteren Parametervariationen beim Sanierungsfall.

Weitere Resultate zur dieser Parametervariation (P10) sind im Anhang 7.2.11 zu finden.

3.6.11 P11: Optimal dimensionierte LW-WP bei der Sanierung

Um den Effekt einer zu gross gewählten WP und damit verbundener hoher Schaltzahlen zu vermeiden, wird die WP-Leistung variiert und mit einem Skalierungsfaktor nach unten korrigiert.

Durch das Absenken der RL-Heizkennlinie resultiert ein kleinerer Wärmebedarf des Gebäudes, auch am Auslegungstag (Wärmeverbrauchsmessung bei -11°C). Dadurch wird die geforderte WP Heizleistung kleiner. Weiter kommt bei einer dynamischen Betrachtung der Wärmespeichereffekt in den Bauteilen zum Tragen. Dies wirkt sich ebenfalls in Richtung kleinere Heizleistung aus.

Im vorliegenden Fall konnte die WP-Leistung bis auf eine Heizleistung von 7.4 kW bei einer VL-Temperatur von 65°C reduziert werden, ohne dass dadurch thermische Komforteinbussen entstanden, siehe Abb. 48. Die mittlere Laufzeit pro Einschaltung verlängert sich dadurch auf über das Doppelte (130 min pro Einschaltung) gegenüber der Ausgangslage.

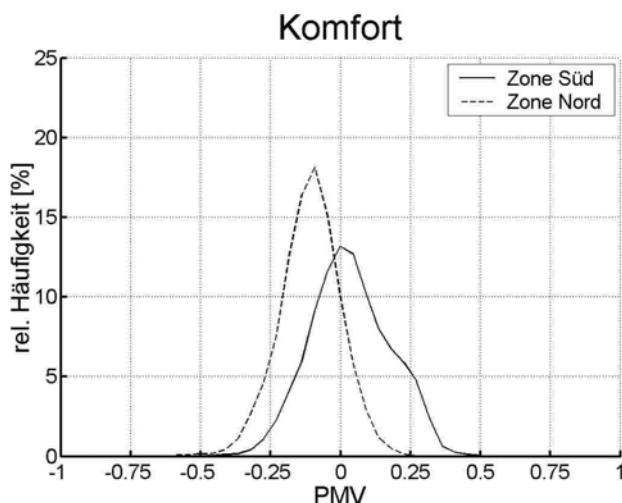


Abb. 48: PMV-Verteilung bei optimaler WP-Leistung

Durch die kleinere WP-Heizleistung gegenüber der Ausgangslage verkleinern sich zwar die Anzahl Einschaltungen und der Elektrizitätsverbrauch, die mittlere Laufzeit pro Einschaltung verlängert sich jedoch. Wegen der bei längeren Laufzeiten höheren mittleren Systemtemperaturen nimmt die JAZ leicht ab.

Es ist noch anzumerken, dass eine optimal dimensionierte WP Investitionskosten-Einsparung gegenüber einer zu grossen WP mit sich bringt. Weiter sollen Laufzeiten von mindestens 15 bis 20 Minuten erreicht werden, um die Lebenszeit des Verdichters zu verlängern und allenfalls Anforderungen vom Elektrizitätswerk zu erfüllen (max. 3 Starts pro Stunde).

Wird die WP-Leistung um weitere 10% gesenkt, entstehen markante Komforteinbussen und die untere Bandbreite von $-0,5 \text{ PMV}$ wird stark überschritten. Es treten an etlichen Stunden im Jahr Zonentemperaturen unter 19°C auf.

Die erhaltene optimierte WP-Leistung dient als Basis für die weiteren Parametervariationen bei der Sanierung. Weitere Resultate zur dieser Parametervariation (P11) sind im Anhang unter 7.2.12 zu finden.

3.6.12 P10SW: Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit SW-WP

Die optimal dimensionierte WP und die richtig eingestellte RL-Heizkennlinie wurden auch mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe untersucht. Es wurde dazu das gleiche Gebäudemodell wie bei der Luft/Wasser-Wärmepumpe verwendet. Die hydraulische Schaltung entspricht ebenfalls der STASCH-Schaltung 3.

Der hier gewählte SW-WP Typ hat am Auslegungspunkt bei einer Soletemperatur von 0°C bei höchster Vorlauftemperatur eine Heizleistung von 11.5 kW. Um einen Bezugspunkt zur LW-WP-Auslegung zu erhalten, soll die WP bei B0W65 ebenfalls 10 kW erbringen. Die Durchflüsse über Kondensator und Verdampfer, sowie das Speichervolumen, wurden anhand der STASCH Empfehlungen berechnet und in die Simulation eingesetzt.

Für den Verlauf der Soleaustrittstemperatur ist ein approximiertes Modell des Temperaturverlaufes von Eugster [11] verwendet worden.

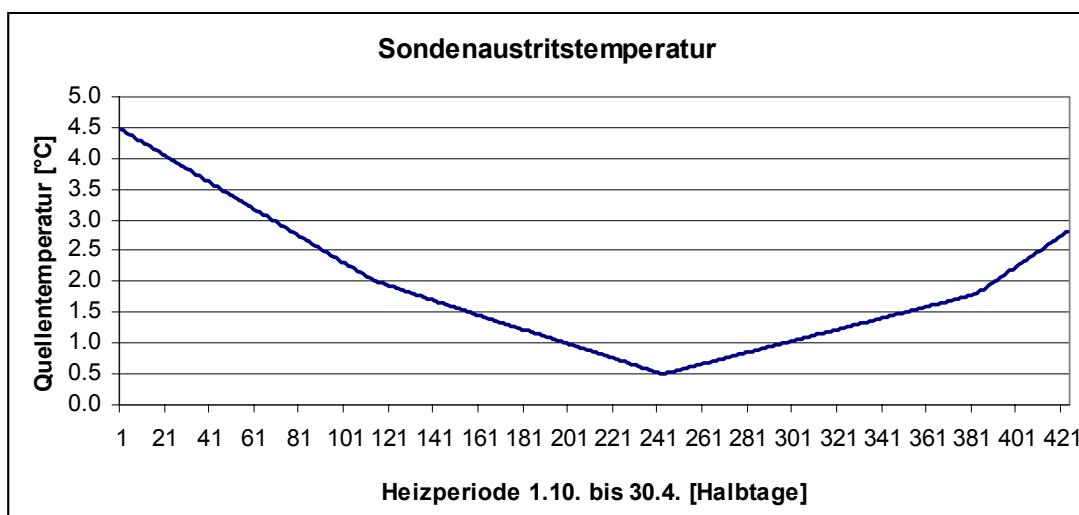


Abb. 49: In der Simulation verwendet Verlauf der Sondenaustrittstemperatur über die Heizperiode

Da am Gebäudemodell und am Wärmeabgabesystem nichts verändert und dieselbe RL-Heizkennlinie wie schon bei der LW-WP eingestellt wurde, gibt es bezüglich Behaglichkeitsergebnisse keine Abweichung zu den Resultaten aus Kapitel 3.6.10

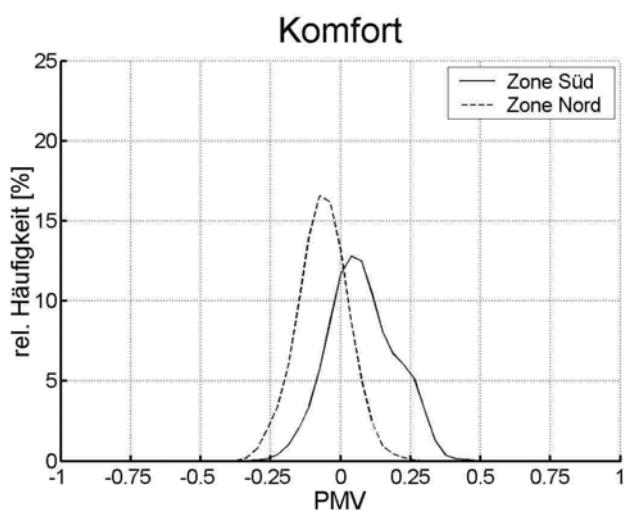


Abb. 50: PMV-Verteilung bei optimaler RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit SW-WP

3.6.13 P11SW: Optimal dimensionierte SW-WP bei der Sanierung

Auch hier bildet die Ausgangslage wieder die Simulation mit optimierter RL-Heizkennlinie. Die optimale WP Grösse, welche keine Komforteinbussen mit sich bringt (Abb. 51), hat eine Heizleistung von 6.8 kW bei einer VL-Temperatur von 65°C. Der Grund für eine Reduktion der WP-Leistung liegt einerseits, wie schon erwähnt, in der dynamischen Betrachtung und der Wärmespeicherfähigkeit des Gebäudes. Andererseits erfolgte hier die Dimensionierung der WP bei B0W65, die tatsächliche VL-Temperatur beträgt aber etwa 56°C. Somit liefert die WP etwas mehr als die geforderten 10 kW bei -11°C Aussenlufttemperatur.

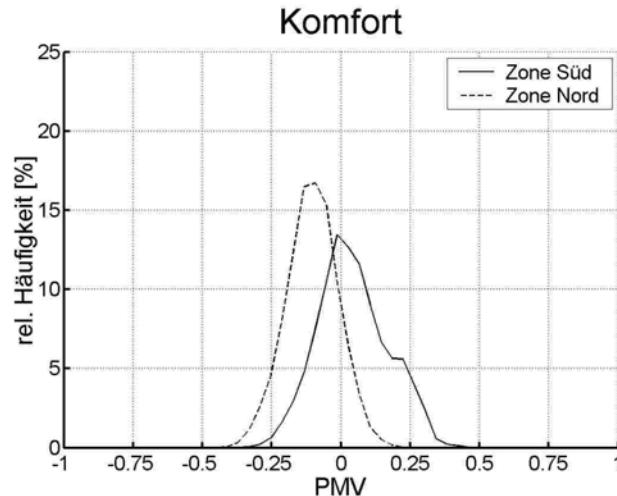


Abb. 51: PMV Verteilung bei optimaler WP-Leistung

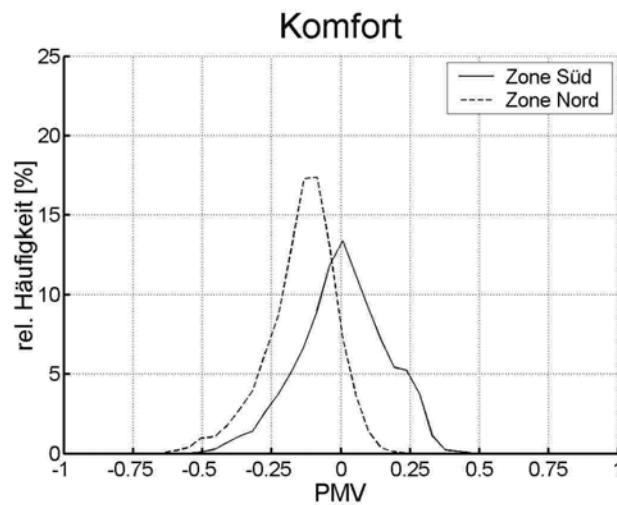


Abb. 52: PMV Verteilung bei zu kleiner WP-Leistung

Eine weitere Reduktion der WP-Leistung um 10% führt hier ebenfalls zu grösseren Überschreitungen der Komfortgrenze bei -0.5 PMV (Abb. 52).

Bei einer SW-WP reicht somit eine Heizleistung von 6.8 kW bei einer VL-Temperatur von 65°C aus, um dieses Gebäude im Mittel auf 21.5°C zu beheizen.

3.6.14

P13: Optimales Volumen des seriellen Heizspeichers (Sanierung)

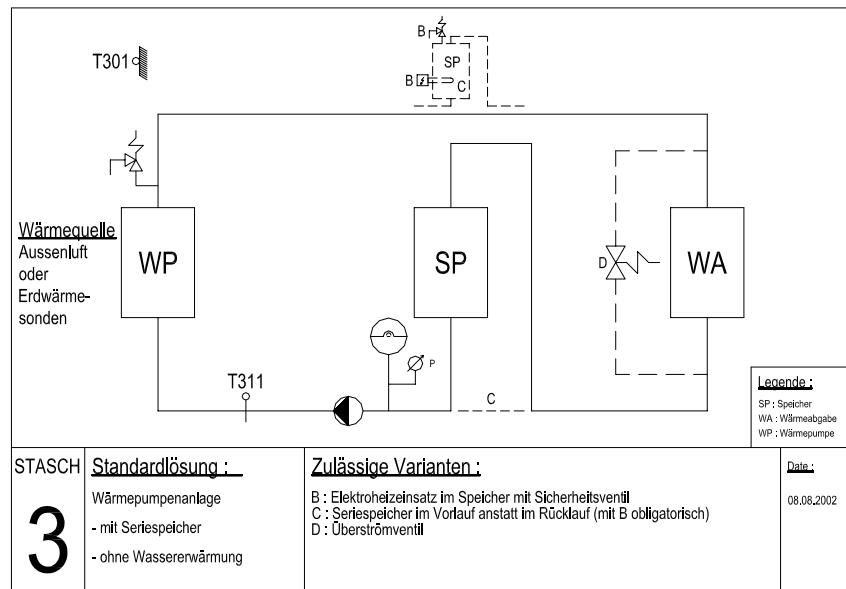


Abb. 53: STASCH-Schaltung 3

Situation

Analog zur Dimensionierung des seriellen Speichers für den Neubau wird hier die zweckmässigste Speichergrösse für die Sanierung gesucht. Das Wärmeabgabesystem besteht aus Heizkörpern. Einige Randbedingungen der Ausgangssituation sind für beide Fälle gleich. Auch für die Sanierung ist der Speicher als Ausschaltverzögerung für die Wärmepumpe zu verstehen. 100% der Heizkörper sind mit TRV ausgestattet.

Da eine Zusatzheizung für diese Betrachtung nicht vorgesehen ist, wurde der serielle Speicher im Rücklauf eingesetzt. Dadurch werden unnötige Energieverluste durch den Speicher vermieden.

Die Betrachtung wurde auf 4 Wochen an der Heizgrenze beschränkt. In diesem Zeitraum tritt die höchste Heizleistung der Wärmepumpe für den Heizbetrieb auf, die durch den Speicher abgefangen werden muss.

Die aus Parametervariation P11 bekannte Konfiguration wird mit dem seriellen Speicher im Rücklauf übernommen. Die Grösse dieses Speichers variiert zwischen 0.2 m^3 und 1 m^3 .

Neben verschiedenen Simulationsläufen zur Eingrenzung eines aussagekräftigen Bereiches wird schliesslich folgende Konfiguration diskutiert:

- Um 4K zu hoch eingestellte Heizkurve, keine Verschaltung, erhöhte Wärmepumpenleistung für Warmwasserbereitung

Mit der hoch eingestellten Heizkurve werden die Effekte deutlicher. Ausserdem soll auch unter diesen Umständen der Speicher ausreichend dimensioniert sein. Auf die anfangs zur Einstellung der Heizkurve angewendete Verschaltung wird verzichtet, um den Einfluss der externen Gewinne zu berücksichtigen.

Ergebnisse

Der Heizenergieverbrauch ist für die betrachteten Fälle von 12.2 bis $48.2 \text{ dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$ spez. Speichergrösse nahezu gleich. Die ansteigenden Speicherverluste machen sich in der Arbeitszahl bemerkbar. Die ungeraden spezifischen Speichergrössen kommen zustande, weil die Aufteilung der Varianten mit absoluten Speichergrössen vorgenommen wurde. Eine direkte Vergleichbarkeit zwischen Sanierung und Neubau aus den Betrachtungen zum seriellen Speicher ist nicht möglich, da die erhöhte Einstellung der Heizkurven nicht die gleichen Auswirkungen zeigen.

Spezifische Speichergrösse	$\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$	12.1	25	36.1	48.2
AZ_{WP}	-	3.3	3.3	3.3	3.2
AZ_{Sys}	-	3.1	3.1	3.0	3.0
Q_{WP}	kWh	1977	2002	2023	2042
Q_{Heiz}	kWh	1882	1889	1891	1892
Q_{Verlust}	kWh	95	113	132	150
E_{Sys}	kWh	598	614	623	631
min. Laufdauer	h	0.25	0.38	0.47	0.68
mittl. Laufdauer	h	0.42	0.61	0.79	0.96
Op. Temperatur Süd Nord	°C	23.1 22.2	23.1 22.2	23.1 22.2	23.1 22.3
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	%	84.9 100 92.5	84.8 100 92.4	84.9 100 92.4	84.9 100 92.4

Tab. 17: Die wichtigsten Kennzahlen zur Simulation „opt. dimensionierter serieller Speicher Sanierung“

Die Ursache der hier konstanten Arbeitszahl AZ_{WP} ist bereits in Kap.3.5.1 beschrieben (Zeitkonstanten des Wärmepumpenmodells). Die Abnahme der Arbeitszahl AZ_{Sys} ist direkt abhängig von den Speicherverlusten Q_{Verlust} , die zunehmen.

Die in den Diagrammen dargestellten Laufdauern sind Ausschnitte aus dem gesamten Histogramm, um den Bereich mit kurzen Laufzeiten besser darstellen zu können

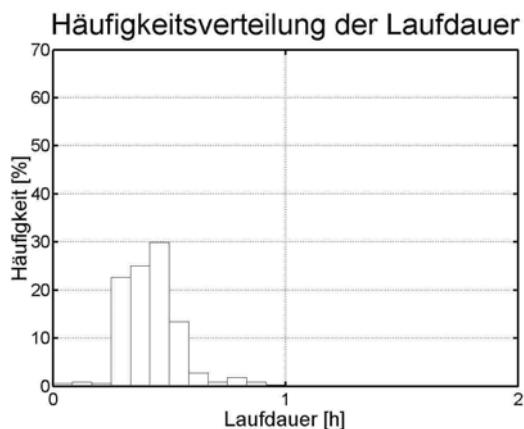


Abb. 54: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer bei 12 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$

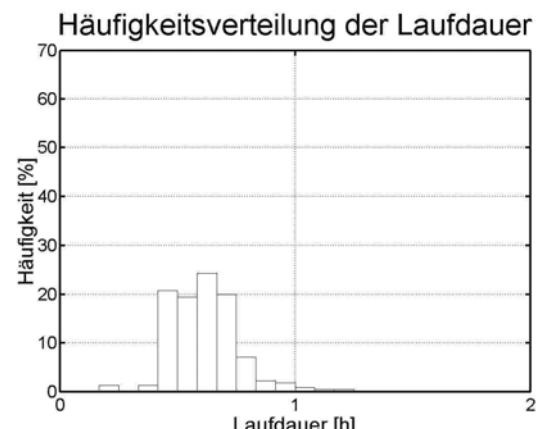


Abb. 55: Häufigkeitsverteilung der Laufdauer bei 25 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$

Ein wichtiges Kriterium ist die Laufdauer der Wärmepumpe. Da die Betrachtung des Heizgrenzfalls die obere thermische Grenze und somit auch die der maximalen Heizleistung beschreibt, ist im Mittel über die Heizperiode grundsätzlich mit einer Zunahme der mittleren Laufdauer zu rechnen (Anhang 7.2.9).

STASCH-EMPFEHLUNG:

Aufgrund der immer noch ausreichenden Laufdauern der Wärmepumpe reicht unter Berücksichtigung der Randbedingungen in der Sanierung für den Seriespeicher eine spezifische Grösse von 20 bis 25 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$ aus.

3.6.15

P14: Optimales Volumen des parallelen Heizspeichers (Sanierung)

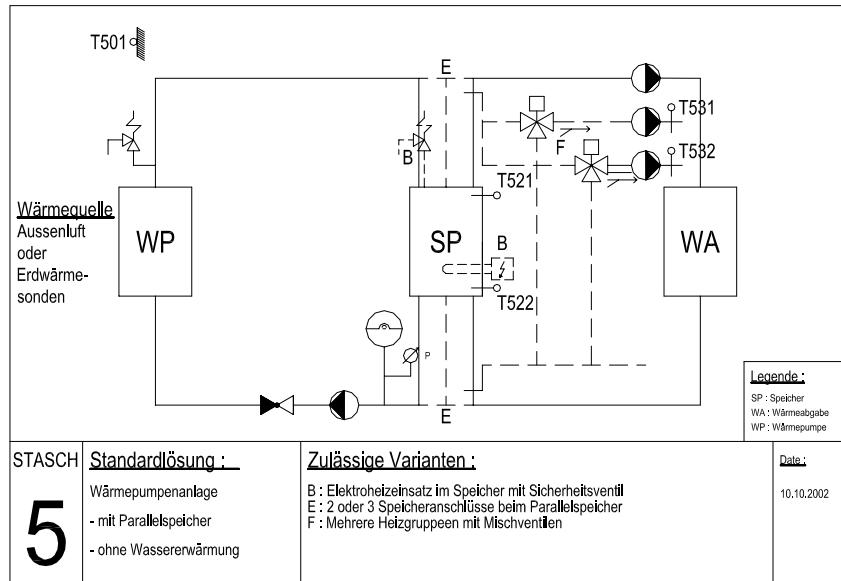


Abb. 56: STASCH-Schaltung 5

Situation

Die Schaltung und das Simulationsmodell sind analog zur gleichen Fragestellung des Neubaus (Kap. 3.6.9). Die Parametrierungen der Modelle (Wärmepumpe, Gebäudemodell etc.) sind den Dimensionierungen des Sanierungsfalles mit Heizkörperheizung angepasst.

Die Betrachtung wurde wieder auf vier Wochen an der Heizgrenze beschränkt. In diesem Zeitraum tritt die höchste Heizleistung der Wärmepumpe für den Heizbetrieb auf, die durch den Speicher abgefangen werden muss.

Die Anlage ist wie zuvor über einen rücklauftemperaturgeführten Regler betrieben. Für weitere Details des Regelungskonzeptes siehe Kap.3.5.2.

Ergebnisse

Da die Restwärme im Kondensator bei ausgeschalteter Wärmepumpe nicht genutzt werden kann, nimmt bei abnehmender Anzahl Einschaltungen die Arbeitszahl der Wärmepumpe AZ_{WP} zu und die des Systems AZ_{Sys} bleibt nahezu konstant. Die Startverluste der Wärmepumpe werden im Primärkreis berücksichtigt, die Restwärme im Kondensator kann nicht mehr ans Fluid übertragen werden, da die Pumpe mit dem Einschaltsignal für die Wärmepumpe ausgeschaltet wird. Ein Nachlauf der Pumpe kann nicht in Betracht gezogen werden, weil dadurch die Schichtung im Speicher zerstört würde. Wären die Verluste des Speichers grösser, würde dieser Effekt überdeckt werden, die AZ_{Sys} würde entsprechend den Speicherverlusten abnehmen. Die Heizenergie Q_{heiz} steigt bei zunehmender Speichergrösse leicht an, weil das bevorratete Volumen mit hoher Vorlauftemperatur grösser wird. Zwar regeln die TRV den Zufluss zu den Heizflächen weitgehend ab. Dennoch sieht die Zone im Mittel eine leicht erhöhte Vorlauftemperatur, was zu dieser kleinen Erhöhung der Heizenergie führt.

Spezifische Speichergrösse	dm ³ /kW _{HG}	12.1	25	36.1	48.2	60.2	90.3	120.4
AZ _{WP}	-	3.2	3.3	3.4	3.4	3.4	3.5	3.5
AZ _{Sys}	-	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Q _{WP}	kWh	1905	1933	1965	1996	2003	2049	2074
Q _{Heiz}	kWh	1815	1834	1848	1862	1860	1872	1865
Q _{Verlust}	kWh	90	99	116	134	143	177	209
E _{Sys}	kWh	632	615	613	616	614	623	624
min. Laufdauer	h	0.23	0.38	0.51	0.65	0.77	1.17	0.32
mittl. Laufdauer	h	0.37	0.57	0.77	0.94	1.14	1.61	2.09
Operative Temperatur	Süd °C Nord °C	23.0 21.9	23.0 22.0	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.2	23.1 22.1
Komfortfaktor	%							
Süd		86.0	85.7	85.6	85.4	85.5	85.4	85.4
Nord		100	100	100	100	100	100	100
Mittel		93.0	92.9	92.8	92.7	92.8	92.7	92.7
Einschaltungen	-	419	261	197	155	131	95	77

Tab. 18: Die wichtigsten Kennzahlen zur Simulation „Optimales Volumen paralleler Speicher Sanierung“ (Speicher-Umgebungstemperatur 20°C)

Anhand einer zusätzlichen Betrachtung wird gezeigt, wie die Verluste bei tieferer Speicher-Umgebungstemperatur reagiert (12°C) und die Arbeitszahl AZ_{Sys} unter diesen Randbedingungen abnimmt.

Spezifische Speichergrösse	dm ³ /kW _{HG}	12.1	25.0	36.1	48.2	60.2	90.3	120.4
AZ _{WP}	-	3.2	3.3	3.4	3.4	3.4	3.5	3.5
AZ _{Sys}	-	2.8	2.9	3.0	3.0	3.0	2.9	2.9
Q _{WP}	kWh	1958	1983	2017	2045	2068	2126	2170
Q _{Heiz}	kWh	1815	1832	1850	1860	1861	1871	1868
Q _{Verlust}	kWh	143	151	167	185	207	255	302
E _{Sys}	kWh	646	628	627	630	632	643	649
min. Laufdauer	h	0.23	0.38	0.45	0.67	0.77	1.18	1.32
mittl. Laufdauer	h	0.38	0.58	0.77	0.96	1.16	1.64	2.14
Einschaltungen	-	420	265	198	159	132	94	77
Operative Temperatur	Süd °C Nord °C	23.0 21.9	23.0 22.0	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.2	23.1 22.2

Tab. 19: Die wichtigsten Kennzahlen zur „Optimales Volumen paralleler Speicher Sanierung“ (Speicher-Umgebungstemperatur 12°C)

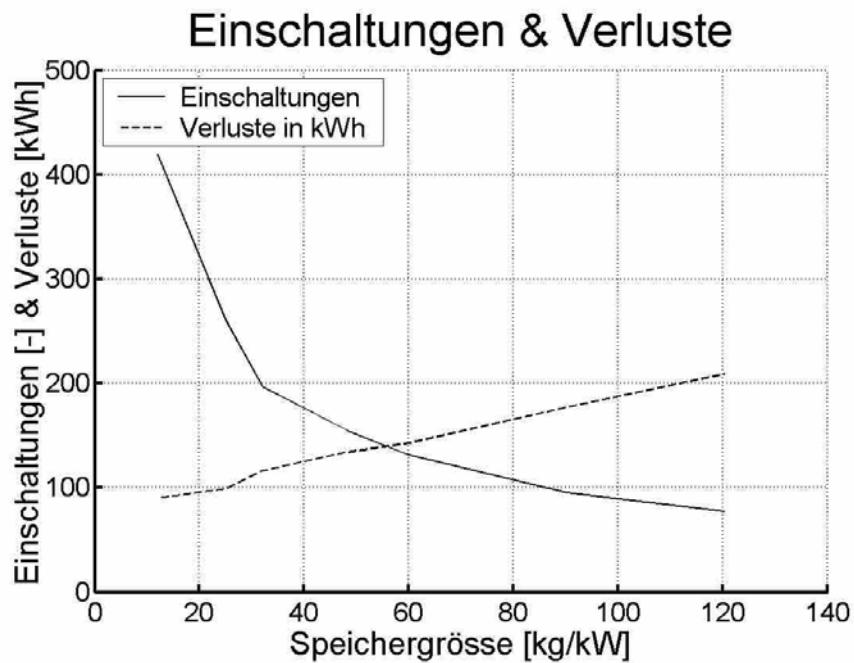


Abb. 57: Verluste und Anzahl Einschaltungen bei Speicher-Umgebungstemperatur 20°C

Die leichte Zunahme des Heizenergieverbrauches bei zunehmender Speichergrösse ist auf die Verzögerung durch den Speicher zurückzuführen. Wenn der Ausschaltfühler das Ausschaltkriterium erkennt, ist der Speicher weitgehend geladen. Da in diesem Fall kein Mischer verwendet wird, erhält die Zone noch wesentlich länger als erforderlich die hohe Vorlauftemperatur aus dem Speicher. Zwar regeln die TRV dieses Überangebot weitgehend ab, aber auch bei Heizkörperheizungen reagieren die TRV durch Verwendung der Raumlufttemperatur als Führungsgrösse erst, wenn die Energie bereits in die Zone gelangt ist (Anhang 7.2.10).

STASCH-EMPFEHLUNG: Aufgrund der immer noch ausreichenden Laufdauern der Wärme pumpe reicht unter Berücksichtigung der Randbedingungen beim Parallelspeicher in der Sanierung eine Grösse von $35\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$ aus.

3.6.16 P17: Beste Schaltung

Für diese Betrachtung wurden jeweils die besten Konfigurationen der jeweiligen Parametervariation in den optimalen Einstellungen ausgewählt.

Terminologie

Im Folgenden ist mehrfach die Rede von unterschiedlichen Anteilen der Heizflächen, die durch den Einsatz von Thermostatventilen geregelt werden können. Um die Lesbarkeit zu vereinfachen, wird diese Abkürzung verwendet:

40%TRV	40 % der Heizflächen sind mit Thermostatventilen ausgestattet und somit regelbar
P11SW	Parametervariation 11 wurde mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe simuliert
P14_{+1.5}	Parametervariation 14 wurde mit um 1.5K erhöhter Heizkurve simuliert

3.6.16.1 Neubau

Ausgangslage

Die folgende Tabelle zeigt die Randbedingungen für Simulationen beim Neubau:

		P2	P5	P7	P9
STASCH-Schaltung	-	1	1	3	5
Speichervolumen	m^3	0	0	0.2	0.3
TRV Heizflächenanteil	%	0	40	100	100
Überströmer	-	nein	nein	ja	ja
RL-Heizkennlinie m = 1 Auslegungspunkt Heizgrenze	$^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$		(-11 / 30)	(15 / 24.2)	
WP-Leistung (A-11/W35)	kW	4.0	4.0	4.0	4.0

Tab. 20: Konfigurationen für den Neubau

Ergebnisse

Variation		P2	P5	P7	P9
Speichergrösse abs. spez.	m^3 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$	0	0	0.2 21	0.3 31.2
JAZ_{WP}	-	3.4	3.3	3.3	3.2
JAZ_{Sys}	-	3.2	3.1	3.0	3.0
Q_{WP}	kWh	14828	15032	14857	13992
Q_{Heiz}	kWh	14614	14834	14541	13666
Q_{Verlust}	kWh	213	198	316	326
E_{WP}	kWh	4322	4582	4539	4336
E_{Sys}	kWh	4584	4834	4791	4589
$E_{\text{Sys,proz}}$	%	100	106	105	100
Einschaltungen Hochdruck	-	671 0	657 0	729 0	1650 0
Laufdauer min. mittl. max.	h	0.74 3.94 11	0.51 4.01 11	0.33 3.53 11	0.30 1.55 11
mittl. op. Temp. Süd Nord	$^{\circ}\text{C}$	22.0 21.2	22.1 21.6	21.9 21.7	21.5 21.1
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	%	99.1 100 99.5	99.0 100 99.5	99.2 100 99.6	99.7 99.8 99.8
Mittl. Temperatur Ladekreis Vorlauf Rücklauf	$^{\circ}\text{C}$	-	-	-	31.1 27.0
Mittl. Temperatur Heizkreis Vorlauf Rücklauf	$^{\circ}\text{C}$	29.5 26.5	30.1 27.3	29.7 26.5	28.6 27.1
Mittl. Speichertemperatur	$^{\circ}\text{C}$	-	-	26.6	27.5

Tab. 21: Ergebnisse der Heizperiodensimulationen für den Neubau

In den **Laufdauerverteilungen** sind zwei Häufungen bei 10 und 11 Stunden auffällig. Dieser Zeiträume sind jeweils durch die Anordnung der Sperrzeiten bedingt (s. Abb. 58).

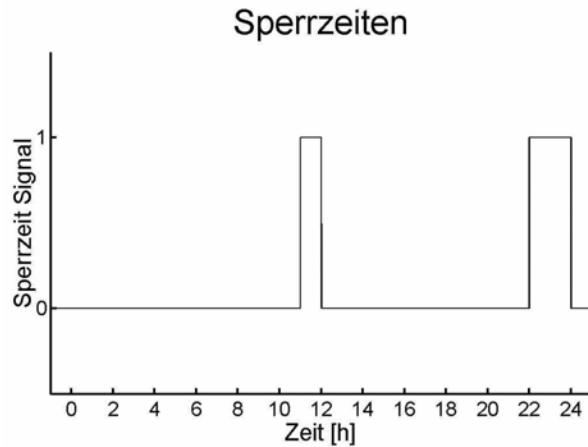


Abb. 58: Sperrzeiten nach EW-Lieferbedingungen

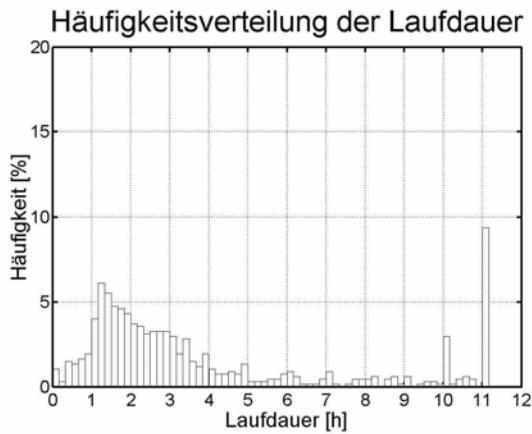


Abb. 59: P2 ohne Speicher, ohne TRV und ohne Überströmer

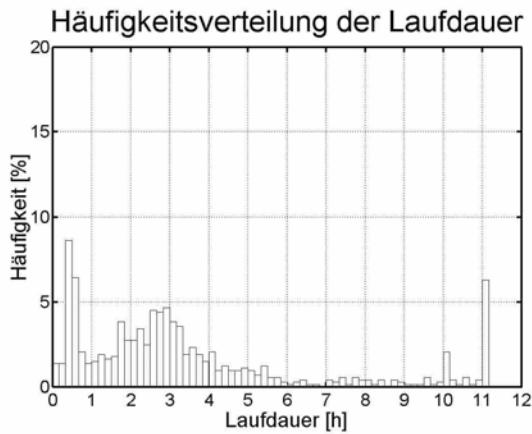


Abb. 60: P7 (Neubau) mit serielllem Speicher, mit 100%TRV, mit Überströmer

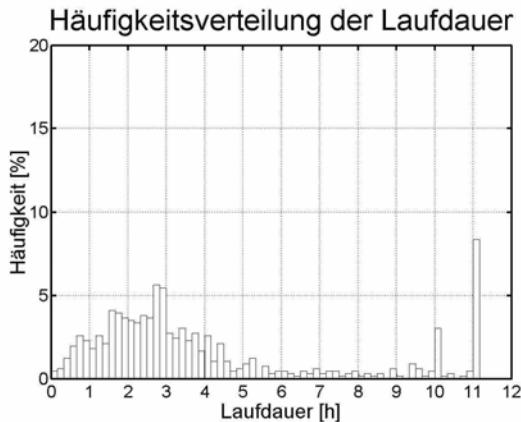


Abb. 61: P5 (Neubau) ohne Speicher, mit 40%TRV, ohne Überströmer

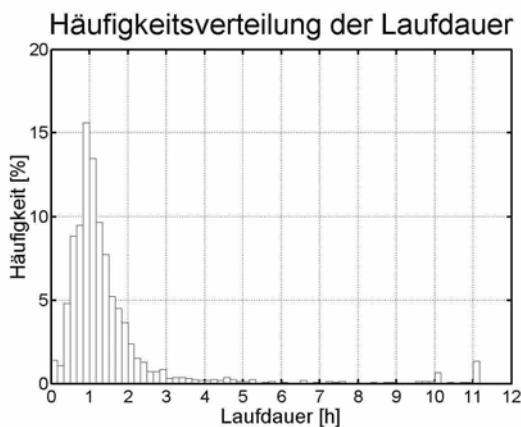


Abb. 62: P9 mit parallelem Speicher, 100%TRV, ohne Überströmer

Bei sehr grossem Heizleistungsbedarf wird das Ausschaltkriterium am Rücklauf nicht erreicht.

Der Effekt ist beim parallelen Speicher nicht so stark ausgeprägt, weil durch die Entkoppelung das Ausschaltkriterium nach dem Speicherladen am Temperaturfühler schneller eintritt. Da das Verhältnis zwischen Heizkreispumpe und Speicherladepumpe etwa zwei Drittel ist, wird der Speicher auf jeden Fall durchgeladen. Nur wenn die Heizleistung aufgrund sehr tiefer Quellen-/Aussentemperaturen gering und der Wärmeleistungsbedarf entsprechend hoch ist, kann der Speicherladevorgang länger dauern als die durch Sperrzeiten begrenzten maximalen Laufdauern.

Die Häufung kurzer Laufdauern für P7 bei ca. eine halbe Stunde sind als Reaktion der TRV auf starke Sonneneinstrahlung zurückzuführen. Die abgeregelten Heizkreise verursachen einen Kurzschuss über den Überströmer, wodurch der Sollwert im Speicher schnell überschritten wird, was zum Abschalten der Wärmeleitung führt.

In den **PMV-Verteilungen** fällt P9 (paralleler Speicher) leicht unter das Optimum. Auch in den Werten der mittleren operativen Temperatur ($21.5^{\circ}\text{C} = 0 \text{ PMV}$) ist diese Tendenz im Vergleich mit den anderen Schaltungen sichtbar.

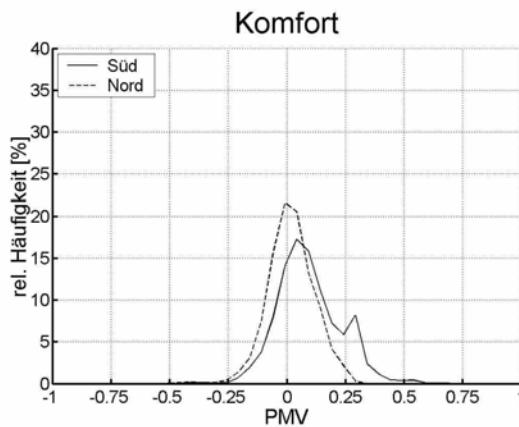


Abb. 63: P2 ohne Speicher, ohne TRV und ohne Überströmer

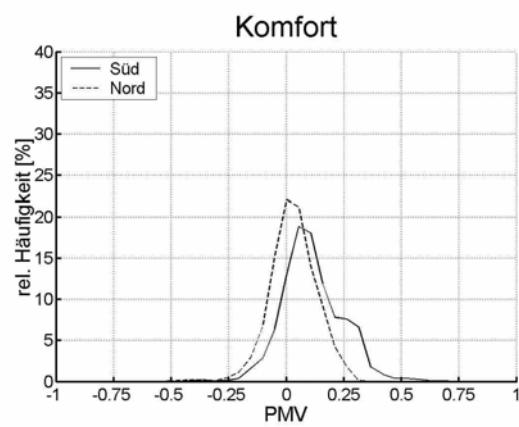


Abb. 64: P5 (Neubau) ohne Speicher, mit 40%TRV, ohne Überströmer

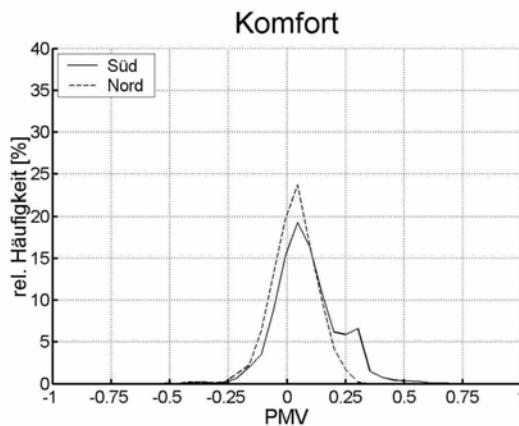


Abb. 65: P7 (Neubau) mit serielllem Speicher, mit 100%TRV, mit Überströmer

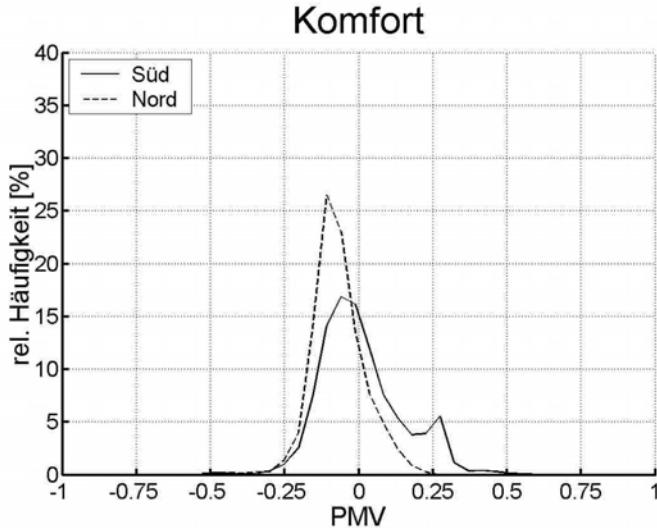


Abb. 66: P9 mit parallelem Speicher, 100%TRV, ohne Überströmer

Anzahl Einschaltungen

Bei P9 fällt die hohe Anzahl an Einschaltungen auf. Diese sind wie bei den Sanierungen auf die Entkoppelung des Speichers zurückzuführen. Durch den erhöhten Massenstrom an der Wärmepumpe gegenüber dem Heizkreis wird der Speicher in jedem Fall durchgeladen.

Reduzierter Energieverbrauch

Der Heizwärmebedarf Q_{Heiz} von P9 korreliert mit der Verschiebung der PMV-Verteilung. Daraus ist auch der geringere Energieaufwand für P9 abzuleiten. Durch die Entkoppelung des Speichers wird die entsprechend der RL-Heizkennlinie geforderte Vorlauftemperatur nicht erreicht. Da ein Speicher mit 4 Anschlüssen ohne T-Stück verwendet wird, ist eine Mischung der Vorlauftemperatur der Wärmepumpe mit der obersten Speicherschicht nicht zu vermeiden. Die mittleren Vorlauftemperaturen auf der Heizkreisseite zeigen einen Rückgang um mehr als 1K bei gleichzeitiger Zunahme der mittleren Rücklauftemperatur.

Würde die mittlere Zonentemperatur auf die Zonentemperatur der Schaltung ohne Speicher und ohne TRV (s. Tab. 21, P2) umgerechnet werden (Umrechnungsfaktor: 7% mehr Energieverbrauch pro K höhere Zonentemperatur), wäre der gesamte elektrische Energieverbrauch der Anlage mit parallelem Speicher (P9) 2.5% höher als in der Tabelle angegeben.

STASCH-Empfehlung:

Besonders aufgrund der Investitionskosten wird die speicherfreie Anlage ohne TRV und ohne Überströmer zur insgesamt günstigsten Variante. Auch der Gesamtenergieaufwand liegt mit 2.5% bis 6% unter dem der gegenübergestellten Anlagen. Ein weiterer Grund für die Wahl dieser Anlage ist die Betriebssicherheit, die sich nicht zuletzt aus der Einfachheit ergibt.

3.6.16.2 Sanierung

Ausgangslage

Konfigurationen für die Sanierung

- Für die Simulationen von P11 war die Verwendung eines seriellen Speichers notwendig, um die Anlage in einem akzeptablen Bereich betreiben zu können.
- P11SW sind die Resultate der Sole/Wasser-Wärmepumpensimulation.
- P14_{+1,5} wurde als Wiederholung von P14 mit um 1.5K erhöhter RL-Heizkennlinie notwendig, da die Behaglichkeit zu tief und damit kein Vergleich mit den anderen Heizperiodensimulationen möglich war.

		P11	P11SW	P13	P14 _{+1,5}
STASCH-Schaltung	-	3	3	3	5
Speichervolumen	m ³	0.5	0.5	0.5	0.5
TRV Heizflächenanteil	%	0	0	100	100
Überströmer	-	nein	nein	nein	ja
RL-Heizkennlinie m = 1.3	°C/°C	(-11 / 49) (15 / 28)		(-11/51.5) (15/29.5)	
Auslegungspunkt Heiz-grenze					
WP-Leistung (A-11/W65)	kW	7.4	7.4	8.4	8.4

Tab. 22: Ausgangslage für die Heizperiodensimulationen für die Sanierung

Ergebnisse

Variation		P11	P11SW	P13	P14 _{+1,5}
Speichergrösse abs. spez.	m ³ dm ³ /kW _{HG}		0.5 31.2		
JAZ _{WP}	-	2.9	3.5	2.9	2.9
JAZ _{Sys}	-	2.8	3.3	2.7	2.6
Q _{WP}	kWh	23277	23244	22381	22813
Q _{Heiz}	kWh	22796	22819	21526	21517
Q _{Verlust}	kWh	481	425	855	1296
E _{WP}	kWh	7997	6600	7809	7938
E _{Sys}	kWh	8259	6862	8035	8165
E _{Sys.proz}	%				
Einschaltungen Hochdruck	-	1307 0	1498 0	1577 0	1597 0
Laufdauer min. mittl. max.	h	0.72 2.15 11	0.67 1.90 11	0.57 1.57 11	0.51 1.57 11
mittl. op. Temp. Süd Nord	°C	21.7 21.0	21.7 21.0	21.2 20.6	21.2 20.6
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	%	100 99.7 99.8	100 100 100	99.6 99.1 99.4	99.5 98.6 99.2
Mittl. Temperatur Ladekreis Vorlauf Rücklauf	°C	-	-	-	42.9 37.2
Mittl. Temperatur Heizkreis Vorlauf Rücklauf	°C	41.0 36.9	40.4 37.0	39.5 35.9	39.8 37.7
Mittl. Speichertemperatur	°C	-	-	36.3	37.8

Tab. 23: Ergebnisse für die Heizperiodensimulationen für die Sanierung

Die Häufigkeitsverteilungen der **Laufdauer** aller Variationen unterscheiden sich nur unwesentlich. Repräsentativ ist die Verteilung von P14+1.5 in Abb. 67 dargestellt. Da für alle Betrachtungen ein 500 Liter-Speicher verwendet wurde, stellt sich jeweils der Anstieg der Verteilung bei rund 30 Minuten Laufdauer ein. Die verbleibenden kürzeren Laufdauern sind auf Ausschaltungen zurückzuführen, wenn die Wärmepumpe kurz vor Beginn der Sperrzeit in Betrieb genommen worden ist.

Aus der Ergebnistabelle (Querverweis) für den Vergleich der Schaltungen für die Sanierung schneidet die Schaltung mit serielllem Speicher, mit TRV und mit Überströmer (P13) am besten ab. Die Schaltung mit Sole-/Wasser-Wärmepumpe (P14SW) wird wegen der anderen Grundvoraussetzung nicht verglichen.

Trotz der relativ hohen speicherbedingten Verluste kann die Anlage mit dem geringsten Energieaufwand (P13) den Heizbedarf decken. Der erhöhte Speicherverlust ist auf höherer mittlerer Speicher-temperatur zurückzuführen. Durch die Kurzschlussströmung über den Überströmer bekommt der Speicher Heizwasser mit Vorlauftemperatur, was einerseits zu den genannten Verlusten führt, andererseits aber die frühe Reaktion des Rücklauffühlers verursacht. Dadurch kann die Heizung auf die Bedarfsänderung flexibler reagieren. Nach abschalten der Wärmepumpe wird der Speicher in Umlauf-zung entladen.

Die Unterschiede zwischen P13 und P14_{+1.5} sind jedoch sehr gering. Auch die Schaltung mit parallelem Speicher (P14_{+1.5}) weist einen ähnlichen el. Energieaufwand aus.

Zu beachten ist hierbei die erhöhte Heizkurve für P14_{+1.5} um 1.5K. Durch die Entkoppelung am parallelen Speicher unter Verwendung von 4 Anschlüssen wird die Austrittstemperatur der Wärmepumpe in den obersten Schichten des Speichers gemischt und verliert somit an Temperaturniveau. Das muss mit der Erhöhung der RL-Heizkennlinie ausgeglichen werden.

Elektro-Zusatzheizstab

Die in den Simulationen verwendeten Wetterdaten weisen für jeden Monat charakteristische klimatische Verläufe auf. Damit ist gewährleistet, dass auch Perioden mit sehr tiefen Temperaturen enthalten sind. Eine weitere Erkenntnis aus den Simulationen zeigt, dass auf einen Elektro-Zusatzheizstab und die damit verbundenen Mehrkosten ohne Komforteinbussen verzichtet werden kann. Bei richtiger Dimensionierung und korrektem Anlagenbetrieb können die selten vorkommenden Bedarfsspitzen durch die Gebäudeträgheit gebrochen werden.

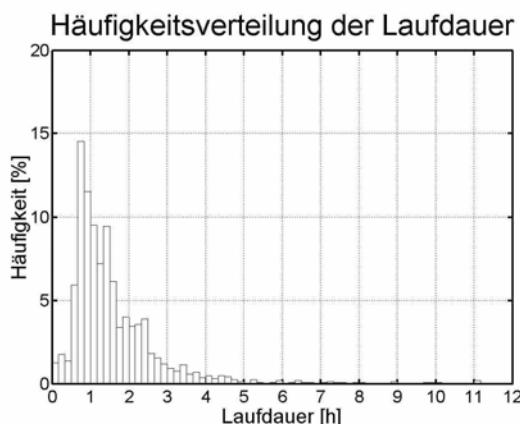


Abb. 67: P14+1.5 (Sanierung) RL-Heizkennlinienanhebung um 1.5K, mit parallelem Speicher 500 Liter, mit 100%TRV, ohne Überströmer

Die **PMV-Verteilungen** zeigen, dass die Behaglichkeit in den Zonen der Variationen P11, P11SW und P13 nahezu gleich sind. In Abb. 68 ist die Verteilung von P11 stellvertretend abgebildet. Die Komfort-kriterien (-0.5 < PMV < +0.5) sind an beiden Grenzen gut eingehalten worden.

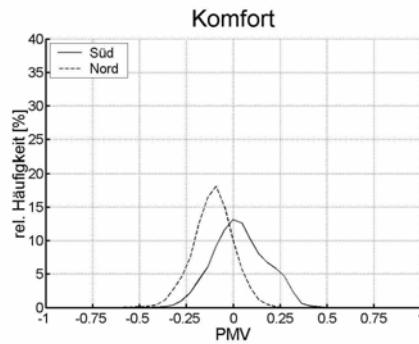


Abb. 68: P11 (Sanierung) mit serielltem Speicher 500 Liter, ohne TRV, ohne Überströmer

Für die Betrachtung mit parallelem Speicher ergibt sich eine Verschiebung der Behaglichkeit in den negativen Bereich des Feldes, was bei der Unterschreitung von -0.5 einer Unterdeckung des Bedarfes gleichkommt. Verursacht wird dies durch die Mischung der Vorlauftemperatur am Eintritt in den Speicher. Durch die Anhebung der RL-Heizkennlinie um +1.5K kann dieser Effekt kompensiert werden (Abb. 70).

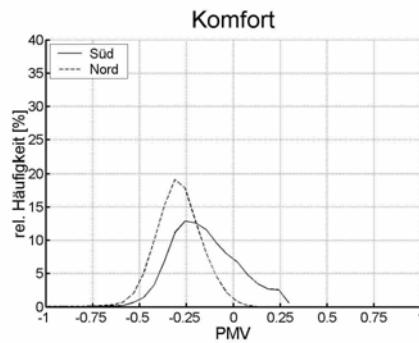


Abb. 69: P14 (Sanierung) mit parallelem Speicher 500 Liter, mit 100%TRV, ohne Überströmer

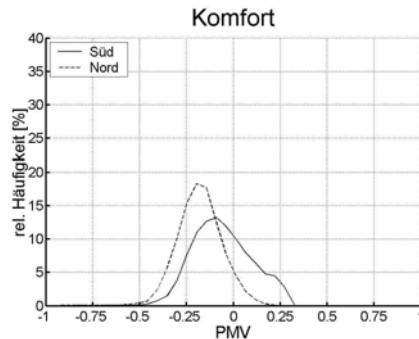


Abb. 70: P14+1.5 (Sanierung) RL-Heizkennlinienanhebung um 1.5K, mit parallelem Speicher 500 Liter, mit 100%TRV, ohne Überströmer

STASCH-Empfehlung:

Fazit für Neubau und Sanierung

Eine explizit beste Schaltung im energetischen Sinn, die sich stark von den verglichenen Varianten abhebt, kann so nicht definiert werden. Wichtige Kriterien sind viel mehr die Einfachheit einer Anlage und besonders der korrekte Betrieb. Mit der sorgfältigen Ausführung (bes. Isolationen) und korrekten Einstellung der Anlage (bes. Heizkennlinie) wird mehr erreicht als mit aufwändiger Konzeption.

3.6.17 Allgemeine Resultate

Neben den Antworten auf die Hauptfragen des Projektes sind einige weitere Resultate aus den Simulationen hervorgegangen, die von Interesse sind.

3.6.17.1 Hydraulik der Fussbodenheizung

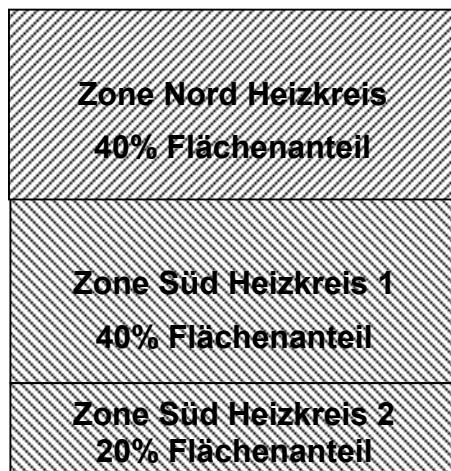


Abb. 71: Aufteilung der Heizflächen in parallele Heizkreise mit TRV

Um die Betrachtung der TRV-Einflüsse möglichst realitätsnah mit dem Simulationsprogramm abbilden zu können, wurde der Grundriss des Zonenmodells entsprechend Abb. 71 aufgeteilt. Die 3 Heizkreise wurden hydraulisch so abgeglichen, dass der *spezifische Massenstrom* [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$] bei geöffneten TRV jeweils gleich ist und der geforderte Nennmassenstrom eingehalten wird.

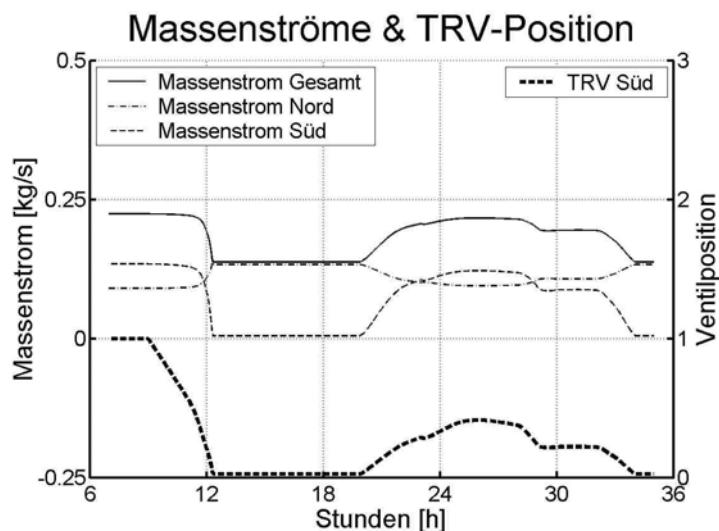


Abb. 72: Zusammenhang zwischen Ventilposition und Massenstromänderung bei 2 Heizkreisen ohne Überströmer

Die Auswirkung der Drosselung eines Heizkreises auf dessen parallelen Heizkreis ist nicht nur hydraulisch bemerkbar. Die Temperatur in dieser Zone reagiert auf den erhöhten Massenstrom. In Abb. 72 wird deutlich, dass die Drosselung des Massenstroms in der Südzone (60% Heizflächenanteil) durch das TRV zu einer Zunahme des Massenstroms der Nordzone (40% Heizflächenanteil) um etwa 50% führt. Der damit erhöhte Energiefluss in die Nordzone kann zu einer Verschiebung der Behaglichkeit führen (Abb. 73 & Abb. 74).

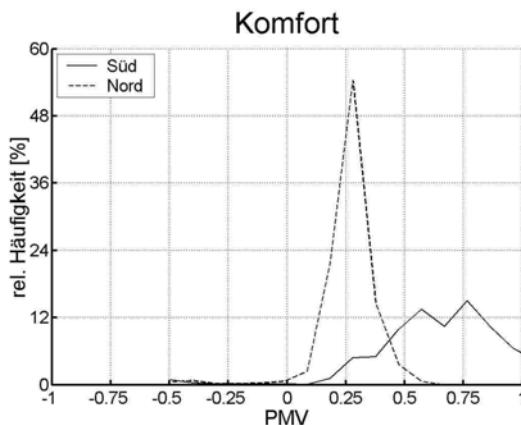


Abb. 73: Behaglichkeitsverteilung bei ungeregelter Südzone

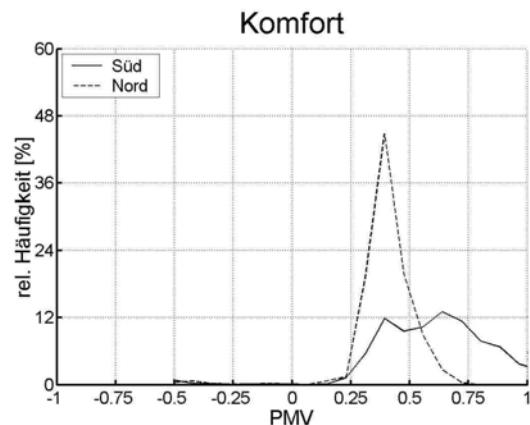


Abb. 74: Behaglichkeitsverteilung bei geregelter Südzone

3.6.17.2 Heizkurveneinstellung und TRV

Die Heizkurve für eine Heizungsanlage muss nach Inbetriebnahme iterativ eingestellt werden. Wenn das Wärmeabgabesystem mit TRV ausgestattet ist, kann die Heizkurve zu hoch eingestellt sein, ohne dass es sich in den Zonen bemerkbar machen würde, weil die TRV den Überschuss an Heizwärme abregeln. Die Konsequenz ist ein vermehrtes Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe, das zu einer Verschlechterung der Arbeitszahlen führt, im Extremfall auch zu vermehrten Störungen. Wenn hingegen die Heizkurve korrekt auf die Charakteristik des Gebäudes abgestimmt ist, kommen die TRV kaum zum Einsatz. Die Behaglichkeit wird dadurch nicht beeinträchtigt, ausser bei starker Sonneneinstrahlung, die aber besser direkt vermieden werden sollte. In den folgenden Abbildungen wird deutlich, dass ein System mit richtig eingestellter Heizkurve und 100% TRV eine unwesentlich bessere Behaglichkeit aufweist als ein System ohne TRV.

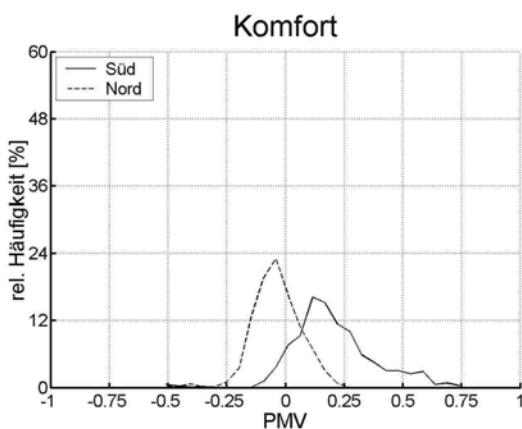


Abb. 75: 0% TRV-geregelte Heizflächen

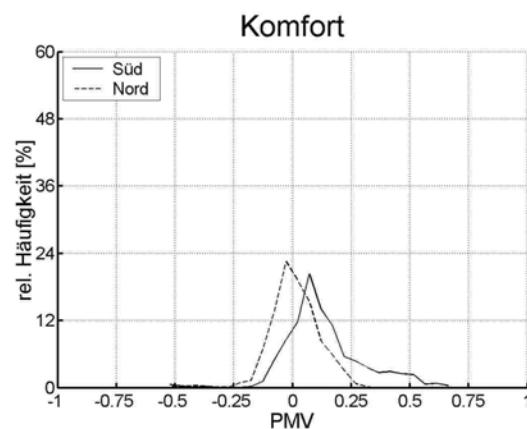


Abb. 76: 100% TRV-geregelte Heizflächen

		0% TRV-geregelte Heizflächen	100% geregelte Heizflächen
Mittlere operative Temperatur	Süd °C Nord °C	23.0 21.9	23.1 22.1

Tab. 24: Mittlere operative Temperaturen der Zonen

Die korrekt eingestellte Heizkurve ist nicht nur Grundlage für energieeffizienten und anlagenschonenden Betrieb, sondern auch Basis für eine gute Behaglichkeit.

3.6.18 Wirtschaftlichkeit

Der Kostenvergleich in Tab. 25 zeigt, dass die Schaltungen 1 und 2 bezüglich Investitionskosten am günstigsten sind. Dabei ist zu beachten, dass Sonderrabatte nicht berücksichtigt sind und die Apparatekosten je nach Marktlage tiefer liegen können. Dies hat jedoch auf die Differenzen zwischen den verschiedenen Schaltungen keinen Einfluss.

	Schaltung 1	Schaltung 2	Schaltung 3	Schaltung 4	Schaltung 5	Schaltung 6
Wärmeerzeugung mit L/W-WP						
kompl. WP mit Lüftungskanäle	Fr. 14'220.-					
Apparate	Fr. 250.-					
Rohrleitungen	Fr. 200.-					
Armaturen, Instrumente	Fr. 600.-					
Dämmungen	Fr. 100.-					
Transport und Montage	Fr. 1'500.-					
Einbindung serieller Speicher im Rücklauf						
Apparate	-	-	Fr. 1'900.-	Fr. 1'900.-	-	-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. -	Fr. 500.-	Fr. 500.-	-	-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. -	Fr. 370.-	Fr. 370.-	-	-
Dämmungen	Fr. -	Fr. -	Fr. 250.-	Fr. 250.-	-	-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. -	Fr. 400.-	Fr. 400.-	-	-
Einbindung paralleler Speicher						
Apparate	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 2'500.-	Fr. 2'500.-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 500.-	Fr. 500.-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 370.-	Fr. 370.-
Dämmungen	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 250.-	Fr. 250.-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 500.-	Fr. 500.-
Einbindung BWW mit int. Heizregister						
Apparate	Fr. -	Fr. 3'285.-	-	Fr. 3'285.-	-	Fr. 3'285.-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. 450.-	-	Fr. 450.-	-	Fr. 450.-
Dämmungen	Fr. -	Fr. 250.-	-	Fr. 250.-	-	Fr. 250.-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-
Wärmeverteilung FBH						
Fussbodenheizung	Fr. 8'500.-					
Rohrleitungen, Armaturen und Instrumente	Fr. 2'000.-					
Transport und Montage	Fr. 2'500.-					
Gesamtotal exkl. MWSt	Fr. 29'870.-	Fr. 34'855.-	Fr. 33'290.-	Fr. 38'275.-	Fr. 33'990.-	Fr. 38'975.-

Tab. 25: Kostenvergleich Luft/Wasser-Wärmepumpe Neubau für die Schaltungsvarianten 1 bis 6

Der Kostenvergleich in Tab. 26 zeigt, dass auch hier die Schaltungen 1 und 2 bezüglich Investitionskosten am günstigsten sind. Sonderrabatte wurden nicht berücksichtigt.

	Schaltung 1	Schaltung 2	Schaltung 3	Schaltung 4	Schaltung 5	Schaltung 6
Wärmeerzeugung mit S/W-WP						
kompl. WP mit Lüftungskanäle	Fr. 18'550.-					
Apparate	Fr. 250.-					
Rohrleitungen	Fr. 200.-					
Armaturen, Instrumente	Fr. 600.-					
Dämmungen	Fr. 100.-					
Transport und Montage	Fr. 1'500.-					
Einbindung serieller Speicher im Rücklauf						
Apparate	-	-	Fr. 1'900.-	Fr. 1'900.-	-	-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. -	Fr. 500.-	Fr. 500.-	-	-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. -	Fr. 370.-	Fr. 370.-	-	-
Dämmungen	Fr. -	Fr. -	Fr. 250.-	Fr. 250.-	-	-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. -	Fr. 400.-	Fr. 400.-	-	-
Einbindung paralleler Speicher						
Apparate	-	-	-	-	Fr. 2'500.-	Fr. 2'500.-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 500.-	Fr. 500.-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 370.-	Fr. 370.-
Dämmungen	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 250.-	Fr. 250.-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. -	-	-	Fr. 500.-	Fr. 500.-
Einbindung BWW mit int. Heizregister						
Apparate	-	Fr. 3'285.-	-	Fr. 3'285.-	-	Fr. 3'285.-
Rohrleitungen	Fr. -	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-
Armaturen, Instrumente	Fr. -	Fr. 450.-	-	Fr. 450.-	-	Fr. 450.-
Dämmungen	Fr. -	Fr. 250.-	-	Fr. 250.-	-	Fr. 250.-
Transport und Montage	Fr. -	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-	-	Fr. 500.-
Wärmeverteilung FBH						
Fussbodenheizung	Fr. 8'500.-					
Rohrleitungen, Armaturen und Instrumente	Fr. 2'000.-					
Transport und Montage	Fr. 2'500.-					
Gesamtotal exkl. MWSt	Fr. 34'200.-	Fr. 39'185.-	Fr. 37'620.-	Fr. 42'605.-	Fr. 38'320.-	Fr. 43'305.-

Tab. 26: Kostenvergleich Sole/Wasser-Wärmepumpe Neubau für die Schaltungsvarianten 1 bis 6

3.7 Ausblick

Einige Fragen konnten im Projekt nicht beantwortet werden, Sie sind Bestandteil eines möglichen Folgeprojekts (STASCH-Plus).

Noch durchzuführende Parametervariationen

Nr	Parametervariation	Schaltung							Fall	TRV	Variante	Sim-Zeit						
		1	2	3	4	5	6	7				Neubau	Sanierung	ohne	viel	wenig	Überströmer	BWW
15	Bodenbelagsaufbau Frage: Welchen Einfluss haben unterschiedliche Bodenbeläge auf die Wärmeabgabe an die Zonen?	x							x	x								x
16	TAU Frage: Kann bei grosser Gebäudeträgheit auf Seriespeicher verzichtet werden oder spielt nur die Trägheit des Abgabesystems eine Rolle?	x	x						x								x	
18	Beste Schaltung WP/Solar Frage: Lohnt sich die Umschaltung auf obenliegenden Wärmetauscher im Sommerbetrieb?					x	x								x			
19	Externer Wärmetauscher für WW Frage: Wie gross ist die optimale Fläche eines externen Wärmetauschers?														x		x	

Tab. 27: Parametervariationen für Folgeprojekt

Modellverbesserungen

Das derzeitige Modell für die Vereisung und Abtauung von Luft/Wasser-Wärmepumpen beruht auf einem halbempirischen, statistischen Ansatz. In einem Folgeprojekt sollen genauere Abtaumodelle implementiert werden, die sich nach dem Verfahren Heissgas- oder Zyklusumkehrabtauung unterscheiden und auch die Stillstandszeiten berücksichtigen.

Ausbau Planungshilfen

Ein Ausbau der Planungshilfen in elektronischer Form würde den Planungsprozess wesentlich beschleunigen und Fehlerquellen reduzieren. Es wäre von Vorteil, die Planungshilfen als Excel-Mappe oder über das Internet anzubieten. Hersteller könnten so bei der Offerte Hydraulikschaltung und Planungswerte angeben bzw. diese als Dienstleistung anbieten.

4 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Im Projekt STASCH (Standardschaltungen für Klein-Wärmepumpenanlagen bis 25 KW) wurden spezielle Fragestellungen, welche sich aus dem Projekt FAWA (Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen) ergaben, mit Computersimulationen genauer untersucht. Die aus den Simulationen gewonnenen Erkenntnis fliessen in Planungshilfen ein, mit denen der Installateur ohne Computerhilfe die Wärmepumpenheizanlage dimensionieren kann.

Evaluation verschiedener Simulationsprogramme

Am Anfang des Projekts wurden die folgenden Simulationsprogramme genauer untersucht:

IDA-ICE/SE

- +: Besonders für den Gebäudebereich gute Benutzeroberfläche
Einfache Modellierung im sog. Neutral Model Format (NMF).
- : Kaum Modelle für Wärmeerzeuger, Speicher und andere Gebäudetechnikkomponenten
Keine kritische Masse an Usern vorhanden.

TRNSYS, Ver. 15

- +: Grosse, modular aufgebaute Bibliothek mit vielen validierten Komponenten.
Mehrzonen-Gebäudemodell, Bibliothek aus IEA Annex 17, viele Anwender.
- : Modellierung in FORTRAN mühsam.
Gebäudesimulation nur in 15-Minutenschritten, Quellcode nur teilweise öffentlich.

MATLAB/SIMULINK mit CARNOT-Blockset

- +: Professionelles, weit verbreitetes Werkzeug zur Lösung von DGL, hochoptimierte Solver.
Erprobtes Werkzeug für Regelungstechnische Vorgänge, viele Anwender, viele Schnittstellen.
Modelle für Komponenten, Regler und Hydraulik in CARNOT; Möglichkeiten für Visualisierung.
- : Lange Rechenzeiten für Jahressimulationen, nicht alle Modelle validiert.
Hohe Lizenzgebühren für private Firmen.

Die Entscheidung fiel auf MATLAB/SIMULINK mit CARNOT.

Ausgangslage für die Simulationen

In einer ersten Etappe wurden Hydraulikschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen anhand ihrer Praxistauglichkeit und Fehlertoleranz evaluiert. Hierin flossen Erfahrungen aus Feldmessungen (FAWA), aus den Dokumentationen bisheriger Standardschaltungen (RAVEL, SWKI, FWS) und die an einem Workshop in Olten gezeigten Standardschaltungen von Schweizer Herstellern und Anbietern ein.

Es werden Varianten mit verschiedenen Wärmequellen und verschiedenen Wassererwärmungsmethoden für den Neubau (Vorlauf 35-45°C) und die Sanierung (Vorlauf 55-65°C) untersucht. Beurteilungskriterien sind *Komfort*, *Jahresnutzungsgrad*, *Elektrizitätsverbrauch*, *Investitionskosten* und *Robustheit gegenüber Störungen*.

Es wurden sieben Standardschaltungen ausgewählt (s. Abb. 1) und mit detaillierten Auslegungsrichtlinien und Planungshilfen ergänzt. Die Randbedingungen für die Planungshilfen ergaben sich aus den Simulationsresultaten.

Wichtigste Erkenntnisse aus den Simulationen

➤ Heizkurve nach SIA 384/2 zu hoch

Wenn im Neubau die Heizkurve nach den Planungsdaten SIA 384/2 eingestellt wird, müssen Thermostatventile herunterregeln oder es wird im Gebäude zu warm. Für ein Niedrigenergiehaus im Mittelland erwies sich ein Faktor von 0.7 für die Differenz Heizmittel- zu Raumtemperatur am Auslegungspunkt als optimal. Dies gilt nicht für die Sanierung, da sich dort die Heizkurve in der Regel bereits nahe am Optimum befindet.

➤ Wärmepumpe nach SIA 384/2 zu gross

Die Heizleistung der nach SIA 384/2 dimensionierten Wärmepumpe kann für ein Niedrigenergiehaus am Auslegungspunkt um ca. 20% reduziert werden, ohne Komforteinbussen einzugehen. Dies gilt nicht für die Sanierung, da dort die Wärmepumpe mit dem effektiven Heizmittelverbrauch dimensioniert wird.

➤ Ausschaltfühler für WW-Ladung am Wärmepumpenaustritt platzieren

Oft ist der Temperaturfühler zum Beenden der WW-Speicherladung in der Mitte des Warmwasser-Speichers montiert. Der Sollwert zum Abschalten muss so eingestellt werden, dass ein Hochdruckfehler immer sicher vermieden wird. Dies bedingt, dass kann nur eine mittlere Zapftemperatur von 42°C erreicht werden kann, was zu niedrig ist. Wird die Temperatur direkt am Wärmepumpenaustritt zum Abschalten verwendet, kann immer bis knapp unter die Hochdruckgrenze gefahren werden, wodurch sich die mittlere Zapftemperatur auf 46°C erhöht, was in den meisten Fällen akzeptabel ist.

➤ Maximal 40% variabler Massenstrom ohne Überströmventil

Die Simulationen zeigten, dass ein Anteil geregelter Heizflächen von 40 bis 60% ohne grosse Einbussen bei der Arbeitszahl vertretbar ist. Aus Sicherheitsgründen werden max. 40% empfohlen. Dies verursacht ein Temperaturerhöhung in den ungeregelten Zonen, da sich der Volumenstrom in den verbleibenden, offenen Heizkreisen bei einer ungeregelten Umwälzpumpe aus hydraulischen Gründen erhöht.

➤ Seriespeichervolumen 15-20 dm³/kW an der Heizgrenze

Im Neubau sollte das Volumen für einen Seriespeicher mit Bodenheizung mit max. 40%-Thermostatventilanteil 15-20 dm³/kW_{HG} betragen. Bei einer Radiatorenheizung (Sanierung) erhöht sich das Volumen auf 20-25 dm³/kW_{HG}. Der Speicher muss für den Betrieb an der Heizgrenze dimensioniert werden, weil eine Luft/Wasser-Wärmepumpe dort die maximale Heizleistung hat und eine Mindestlaufzeit von 15-20 Minuten sichergestellt werden sollte.

➤ Parallelspeichervolumen mind. 35 dm³/kW an der Heizgrenze

Das Parallelspeichervolumen sollte mind. 35 dm³/kW_{HG} betragen, um eine Mindestlaufzeit von 20 Minuten einzuhalten und interne Kurzschlüsse bei zu kleinem Speichervolumen zu vermeiden.

➤ Schaltung mit 100% variablem Massenstrom und Überströmventil vermeiden

Voll regelbare Heizkreise mit Überströmventil führen zu starkem Takten und Hochdruckfehlern, sobald von den optimalen Randbedingungen abgewichen wird. Dies gilt besonders dann, wenn die Heizkurve zu hoch eingestellt ist. Laufzeiten und Arbeitszahl wären nur bei einer optimalen Einstellung aller Parameter akzeptabel, was in der Praxis jedoch kaum der Fall ist.

➤ Ein Kilowatt mehr bei Warmwasser

Wird die Wärmepumpe für kombinierten Heiz- und Warmwasserbetrieb eingesetzt, sollte bei einem Vier-Personenhaushalt die Heizleistung am Auslegungspunkt um ca. 1kW erhöht werden.

➤ Beste Schaltung gibt es nicht

Eine beste, für alle Fälle einsetzbare Schaltung gibt es nicht. Bei niedrigem Wärmeleistungsbedarf und einer Bodenheizung mit niedrigen Vorlauftemperaturen sollte die einfachste Schaltung 1 verwendet werden. Auf Thermostatventile und Überströmventil kann verzichtet werden, wenn die Heizkurve korrekt eingestellt worden ist.

5 SYMBOLVERZEICHNIS

AZ_{Sys}	Arbeitszahl des Gesamtsystems
AZ_{WP}	Arbeitszahl der Wärmepumpe mit Energieanteilen für Kondensatorpumpe
DRY	Design Reference Year
EBF	Energiebezugsfläche
EFH	Einfamilienhaus
FBH	Fussbodenheizung
$g_{Fenster}$	Energiedurchlassgrad des Fensters
g_{Gesamt}	Gesamtenergie-Durchlassgrad der Storen und des Fensters
kW_{HG}	Kilo-Watt Heizleistung an der Heizgrenze (Index HG)
L/W	Luft/Wasser-Anlagen
PMV	Predicted Mean Vote: voraussehbare mittlere Beurteilung des Raumklimas, wie sie durch eine grosse Anzahl von Personen vorgenommen würde. Die Skala geht von +3 bis -3. Dabei bedeutet: +3 heiss, +2 warm, +1 leicht warm, 0 neutral, -1 leicht kühl, -2 kühl, -3 kalt
Q_h	Wärmeleistungsbedarf
Q_{Heiz}	Heizenergie des Gebäudes
$Q_{Verlust}$	Thermischer Verlust der Anlage
Q_{WP}	Wärmeenergie der Wärmepumpe
S/W	Sole/Wasser-Anlagen
Ta	Aussentemperatur
T_{RLp}, T_{RLs}	Rücklauftemperatur Primärkreis, Sekundärkreis
T_{VLp}, T_{VLS}	Vorlauftemperatur Primärkreis, Sekundärkreis
WW	Warmwasser

6 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Afjei, Th.; Betschart, W.; Bonvin, M.; Geering, H. P.; Ginsburg, S.; Keller, P.; Shafai, E.; Wittwer, D.; Zweifel, G.: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 3: Messungen an drei Funktionsmustern, Benutzereinfluss, Vergleich verschiedener Heiz- und Regelkonzepte. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern, CH, 2000.
- [2] V. Dorer, A. Haas, M. Koschenz, Den Komfort planen, Gebäudetechnik 3/2001, CH.
- [3] Recknagel, Sprenger, Schramek, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Oldenbourg 1997, ISBN 3-486-26214-9, D.
- [4] SIA 180, Wärme- und Feuchteschutz im Hochbau, Schweiz. Ingenieur- und Architektenverein, 1999, CH.
- [5] SIA 384/2, Wärmeleistungsbedarf von Gebäuden, Schweiz. Ingenieur- und Architektenverein, 1982, CH
- [6] SIA 385/3, Warmwasserversorgungen für Trinkwasser in Gebäuden, Ingenieur- und Architektenverein, 1991, CH
- [7] H. Lund, Representative Design Years, IEA Solar Heating & Cooling Program, Task 9: Radiation Data and Pyranometry, 1995
- [8] R. Judkoff, J. Neymark; ENVELOPE BESTET, IEA, Solar Heating & Cooling Program, Task 12: Building Energy Simulation Test, 1995
- [9] R. von Euw, Untersuchung des Lastverlaufes in Abhängigkeit der thermischen Zoneninteilung, HTA Luzern 2001.
- [10] R. Frei, H. R. Gabathuler, H. Mayer, B. Illi, E. Shafai, R. Wimmer; Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen. Phase 2: Implementierung in handelsübliche Regler und Erprobung in einem Wohnhaus. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern, CH, 2002
- [11] W. Eugster, Polydynamics Engineering Zürich, aus Bericht Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe: Phase 1 Machbarkeitsanalyse, Problemanalyse und Vorbereitung zum Bau eines Funktionsmusters. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern , 1996
- [12] A. Achermann, U. Stöckli, G. Zweifel, Validierung des Gebäudemodells von MATLAB/SIMULINK-CARNOT anhand von BESTEST, HTA Luzern 2002
- [13] VSSH, Handbuch Vereinigung Schweizer Sanitär- und Heizungsfachleute, Burgdorf, 1998
- [14] Backes, Hafner, Schwarzer, Dynamische Simulation thermischer Speicher in Matlab, Tagungsband 11. Internationales Sonnenforum, Köln, 1998
- [15] CARNOT Blockset, Version 1.0, User's Guide, Solar-Institut Jülich, 1999
- [16] SIA 380/1, Thermische Energie im Hochbau, Schweiz. Ingenieur- und Architektenverein, 2001, CH.
- [17] RAVEL im Wärmesektor, Heft 3: Wärmepumpen, Planung, Bau und Betrieb von Elektrowärmepumpenanlagen, EDMZ 724.356 D, 1996
- [18] Th. Afjei: Standard hydraulic circuits for small-scale heat pump plant, Beitrag für IEA HPC / IPUHPC Workshop, 10./11.10.2001, Arnhem (NL).

- [19] Th. Afjei, U. Schonhardt, Dr. H.P. Eicher, M. Erb, H.R. Gabathuler, H. Mayer, Prof. G. Zweifel, M. Achermann, P. Renaud: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW. Zwischenbericht. Bern, Bundesamt für Energie, Juli 2001.
- [20] H. R. Gabathuler et al.: Messungen an Retrofit-Wärmepumpen - Jahresbericht Phase 2. Bern, Bundesamt für Energie, Dezember 2001.
- [21] C. Wemhöner: CARNOT Blockset - Conventional And Renewable eNergy Optimisation Toolbox, Vorstellung an der ETH Zürich am 27.9.2001, Solarinstitut Jülich – FH Aachen (DE).
- [22] U. Schonhardt: Zusammenstellung der erarbeiteten Themen und Ergebnisse der CARNOT-Intensivwoche in Jülich, FHBB-IfE, 2001.
- [23] SWKI-Richtlinie 92-1, Hydraulische Schaltungen von Wärmepumpenheizungsanlagen, Schweizerischer Verein von Wärme- und Klimatechnikern, 5/1992.
- [24] AWP-Richtlinie 9, Empfehlungen für die Planung einer Wärmepumpenheizungsanlage, Arbeitsgemeinschaft Wärmepumpen, Zürich, 1986.
- [25] G. Szokody, persönliche Mitteilung zuhanden BFE
- [26] H. R. Gabathuler: Erhöhte Anforderungen an die Planung von Wärmepumpenanlagen bei Sanierungen. In: Neue Wege zur Heizungssanierung mit Wärmepumpen. 8. UAW-Tagung in Burgdorf vom 8. Mai 2001. Bern, Bundesamt für Energie, 2001.
- [27] Th Afjei: Jahresbericht 2000, Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, BFE/UAW, 2000.
- [28] METEONORM, Version 4.0, Global Meteorological Database for Solar Energy and Applied Climatology, Software on CD-ROM, Meteotest, 1999.
- [29] Th. Afjei, Telefoninterviews mit Anwendern verschiedener Simulationsprogramme, 2001, CH.
- [30] B. Keller, Wirklich nachhaltiges Bauen, Schweizer Ingenieur und Architekt SI+A, Nr. 22, 2000, CH.
- [31] EKZ: Tarif GU für Haushalte mit unterbrechbaren Heizsystemen, 2002, CH.
- [32] Afjei, Th.; Betschart, W.; Bircher, R.; Geering, H. P.; Ginsburg, S.; Hässig, W.; Wetter, M.; Wittwer, D.; Zweifel, G.: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 1: Machbarkeitsanalyse, Problemanalyse und Vorbereitung zum Bau eines Funktionsmusters. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärme- und Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern, CH, 1996.
- [33] Zehnder Heizkörper AG: Produktinformation Heizwände (<http://www.zehnder-heizkoerper.ch/heizkhtd.htm>), 2002, CH.
- [34] Afjei, Th.; Bühring, A.; Dürig, M.; Huber, A.; Keller, P.; Shafai, E.; Widmer, P.; Zweifel, G.: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Technisches Handbuch, Grundlagen, Vorgehen und Praxisbeispiele. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärme- und Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern, CH, 2000.

7 ANHANG

7.1 Randbedingungen für die Simulationen

7.1.1 Konstruktionen STASCH Gebäude

Konstruktion Massivbau (Sanierung)					
Material	Dicke [m]	Lambda [W/mK]	Kapazität [J/kgK]	Dichte [kg/m ³]	
Boden					
Parkett	0.015	0.17	2200	725	
Überzug	0.07	1.5	1100	2200	
Dämmung	0.04	0.038	1400	30	
Beton	0.2	1.8	1100	2400	
Aussenwand					
Steinwolle	0.03	0.06	600	60	
Einsteinmauerwerk	0.12	0.44	900	1100	
Innenputz	0.01	0.7	900	1400	
Innenwand					
Innenputz	0.01	0.36	600	1400	
Einsteinmauerwerk	0.12	0.44	900	1100	
Innenputz	0.01	0.36	900	1400	
Fenster	U-Wert	2.0	[W/m ² K]		
	g-Wert	0.6	[-]		
	tau	0.7	[-]		

Tab. 28: Wandaufbau und Fenster, Sanierung

Konstruktion Leichtbau (Neubau)					
Material	Dicke [m]	Lambda [W/mK]	Kapazität [J/kgK]	Dichte [kg/m ³]	
Boden					
Parkett	0.015	0.17	2200	725	
Überzug	0.07	1.5	1100	2200	
Dämmung	0.04	0.038	1400	30	
Beton	0.2	1.8	1100	2400	
Aussenwand					
Fermacell	0.0125	0.36	800	1180	
Isocell	0.12	0.041	1800	50	
Fermacell	0.0125	0.36	800	1180	
Innenwand					
Fermacell	0.0125	0.36	800	1180	
Steinwollmatten	0.09	0.04	600	60	
Fermacell	0.0125	0.36	800	1180	
Fenster	U-Wert	1.4	[W/m ² K]		
	g-Wert	0.6	[-]		
	tau	0.7	[-]		

Tab. 29: Wandaufbau und Fenster, Neubau

7.1.2 Warmwasser-Auslegungsdaten

Auslegedaten WW

Der Warmwasserbedarf wird nach SIA 385/3 [6] für EFH mittlerer Standard ermittelt.

Mindestwert	35 l/P*d [60°C]	42 l/P*d [50°C]
Durchschnittswert	40 l/P*d [60°C]	48 l/P*d [50°C]
Spitzenbedarf	50 l/P*d [60°C]	60 l/P*d [50°C]

Für ein EFH mit 4 Personen ergibt sich bei Speicherverlusten von ~25% ein Warmwasserbedarf von 256 Litern.

$$4 * 48 * (1 / 0.75) = 256 \text{ Liter} \Rightarrow \text{Speichergrösse } 300 \text{ Liter}$$

Gl. 7

Die Verbrauchsprofile für die verschiedenen Wochentage sehen wie folgt aus:

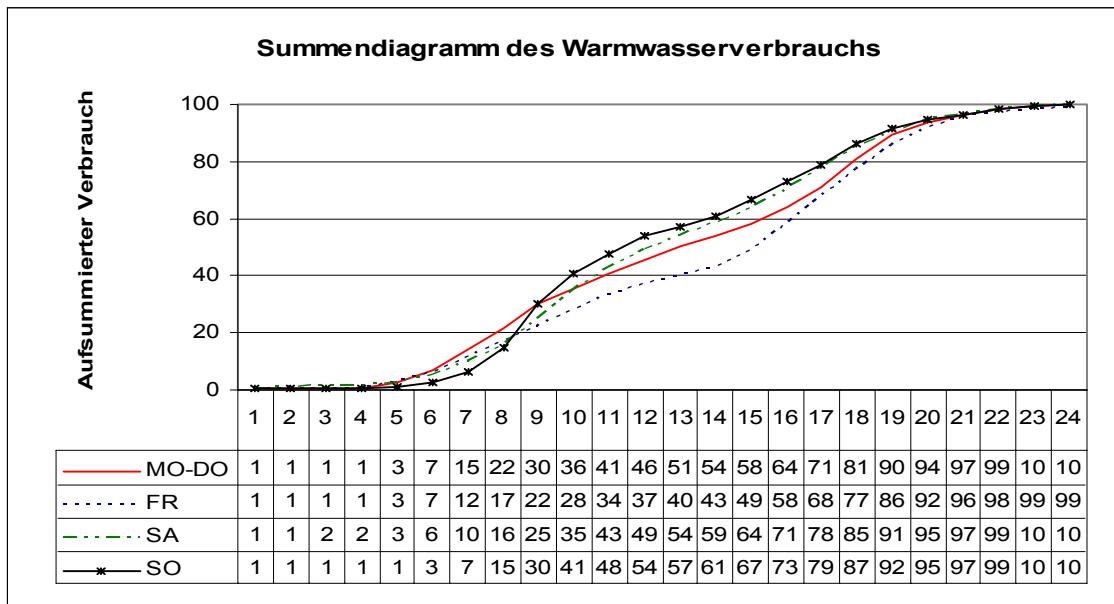


Abb. 77: Summendiagramm der Warmwasser-Verbrauchsprofile für verschiedene Wochentage

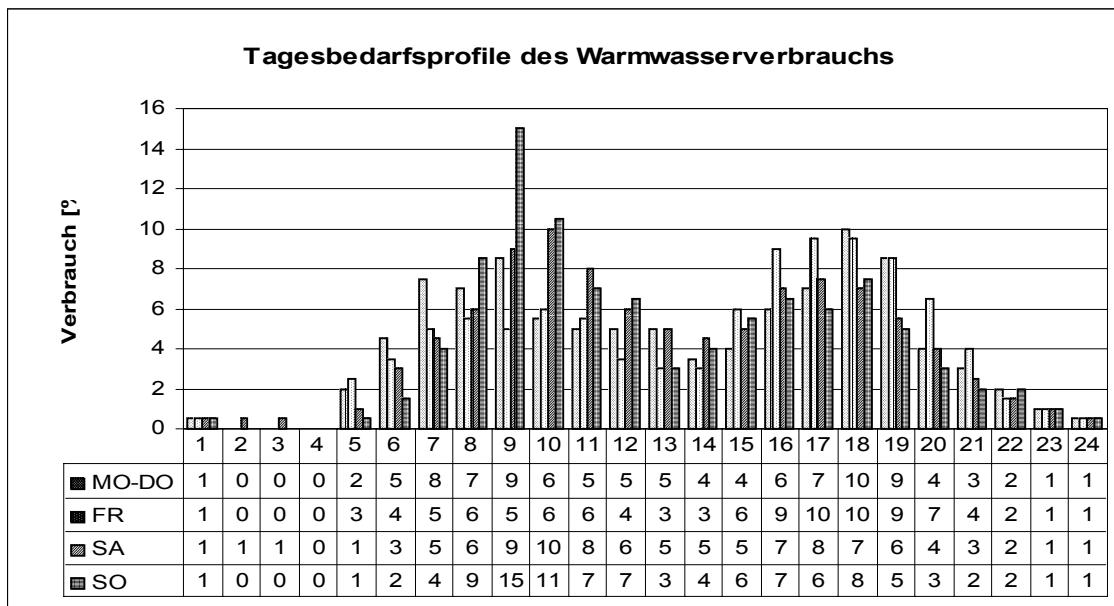


Abb. 78: Warmwasser-Verbrauchsprofile für verschiedene Wochentage

Wärmetauschervarianten

Die Wassererwärmung wird mit einem Speicherwassererwärmer mit innenliegendem Glattrohrwärmetauscher modelliert und simuliert.

Für die Modellierung der Systeme werden Herstellerangaben von handelsüblichen Produkten benutzt.

Speicher mit innenliegendem Glattrohrwärmetauscher (Kombiniert Glatt/Flachrohr)

Speicher:

Inhalt	300	Liter
Durchmesser	0.5	m
Material	Edelstahl 1.4571	
Wandstärke	Boden & Deckel	3 mm
	Mantel	2 mm
Flächen	Boden & Deckel	0.393 m ²
	Mantel	2.687 m ²
Wärmeleitfähigkeit (Mantel)	15	W/mK
Wärmeverlustkoeffizient	0.89	W/m ² K

-> 96 W bei ΔT 35 K (55°C – 20°C)

Dämmung	100	mm
Lambda	0.039	W/mK

Register:

Material	Edelstahl 1.4571	
Heizfläche total	2.9	m ²
Wärmeleitfähigkeit (Mantel)	15	W/mK
Volumen	19	Liter
Widerstand (Zeta)	35	-
Warmwasserladepumpe	1.7	m ³ /h
Leistungsaufnahme	65	W

-> 0.47 kg/s

Sperrzeiten:

Thermostaten:	Ein	45°C
	Aus	52°C

Regelung: Die Ladepumpe wird so gesteuert, dass nach der Sperrzeit der WP die Ladung des WW-Speichers weiterläuft und erst bei vollständiger Ladung ausschaltet.

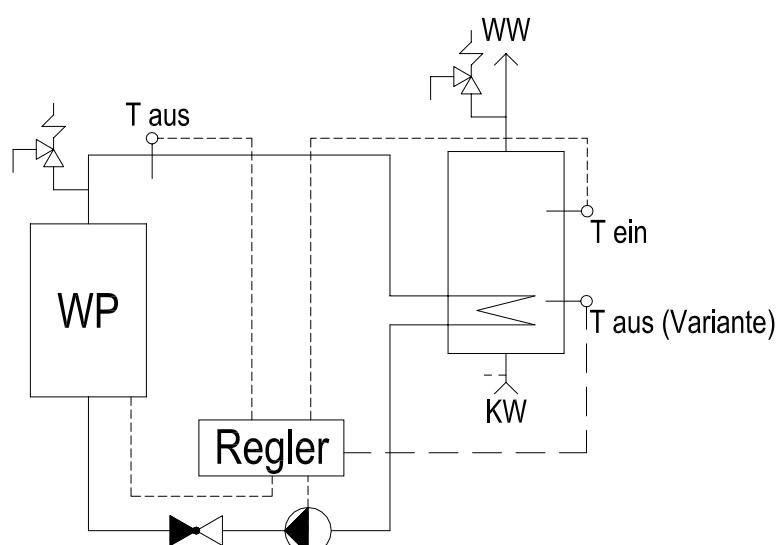


Abb. 79: Prinzipskizze WW-Speicher mit innenliegendem Wärmetauscher

Simulationsmodell Speicher

Der Wärmespeicher wird in Schichten unterteilt, die jeweils einen Knotenpunkt besitzen. Es wird für jeden Knoten eine Wärmebilanz berechnet, wobei Gewinne durch Register und Verluste durch Wände mitberücksichtigt werden. Für den Wärmeaustausch zwischen den Schichten ist eine axiale Wärmeleitfähigkeit nötig. Sie beinhaltet die Wärmeflüsse durch die Wasserschicht sowie durch den Mantel und wird wie folgt berechnet:

$$\lambda = \frac{A_{c,wall} * \lambda_{wall} + A_{c,storage} * \lambda_{fluid} + A_{c,heatex} * \lambda_{heatex}}{A_{c,storage}} \quad \lambda = \frac{0.003 * 15 + 0.196 * 0.6}{0.196} = 0.830$$

Gl. 8

$A_{c,wall}$	Querschnittsfläche der Wand
λ_{wall}	Wärmeleitfähigkeit Wandmaterial
$A_{c,storage}$	Querschnittsfläche Speicher
λ_{fluid}	Wärmeleitfähigkeit Wasser
$A_{c,heatex}$	Querschnittsfläche Wärmetauscher
λ_{heatex}	Wärmeleitfähigkeit Wärmetauschermaterial

Beim normalen technischen Speichern entfallen die Koeffizienten mit den Indizes heatex, da diese keine Wärmetauscher haben.

7.1.3 ENVELOPE BESTEST – Carnot im Vergleich

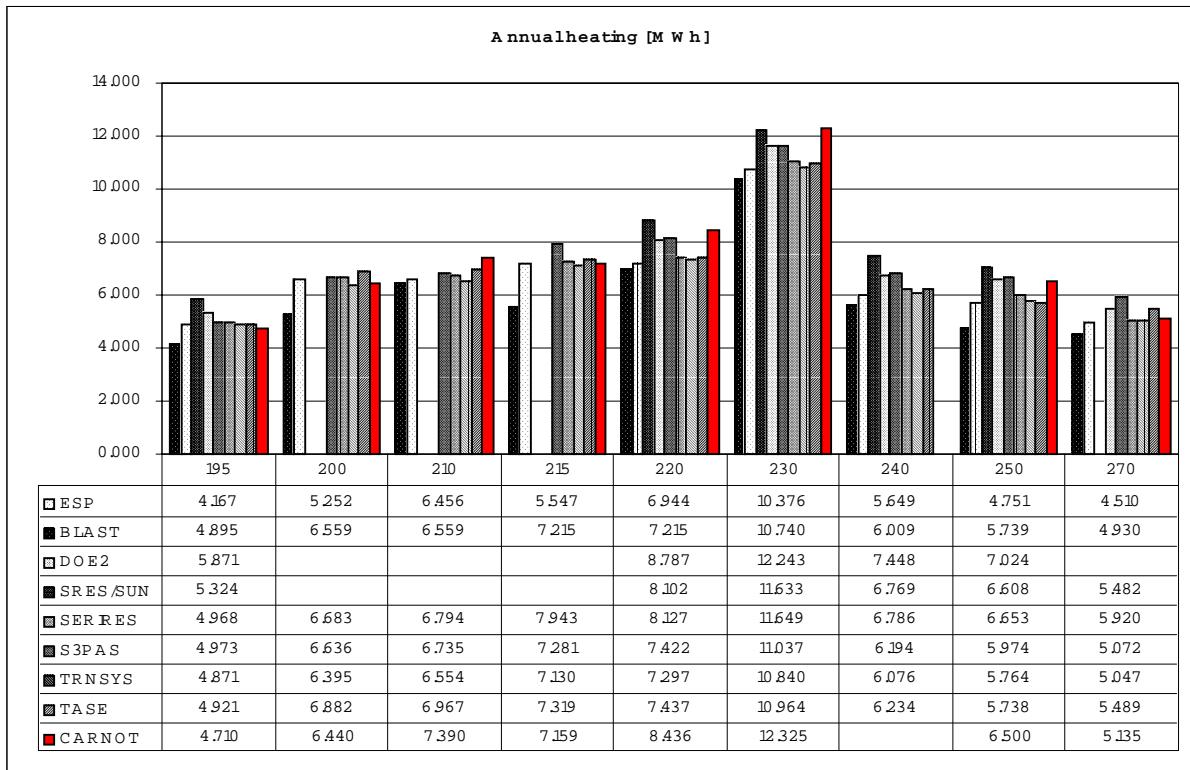


Abb. 80: Jährlicher Heizenergieverbrauch

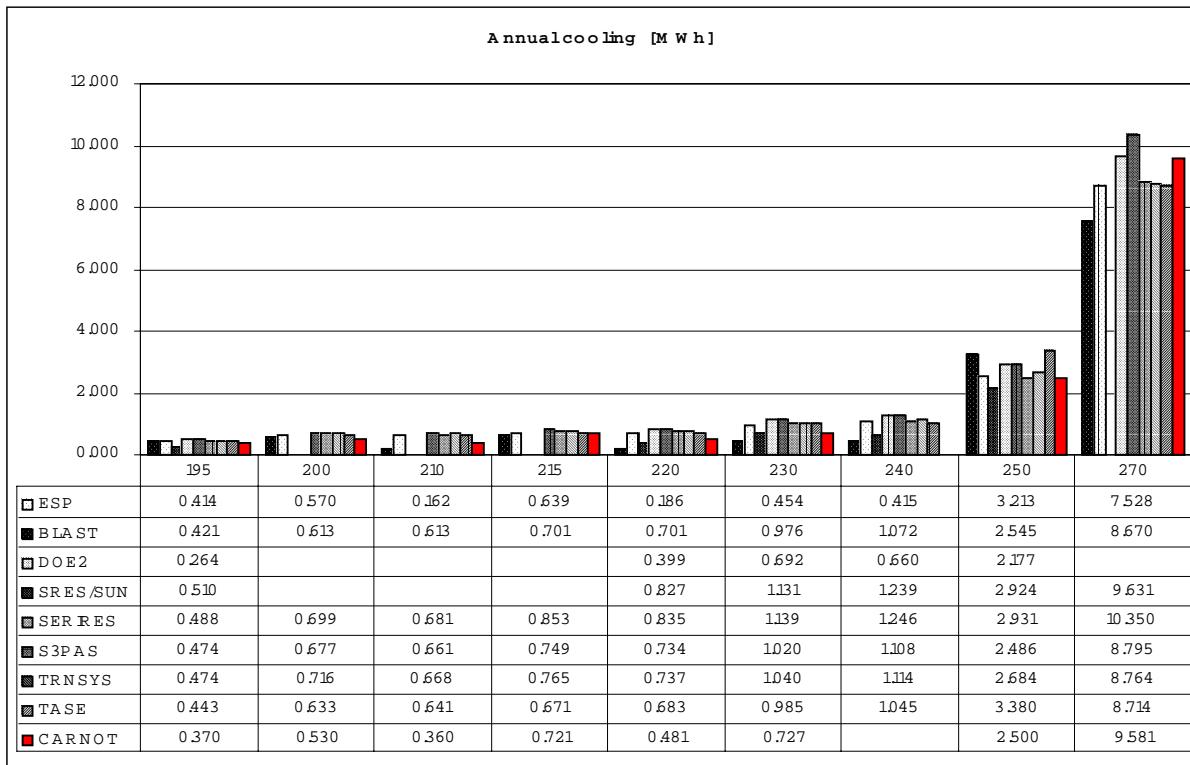


Abb. 81: Jährlicher Kühlenergieverbrauch

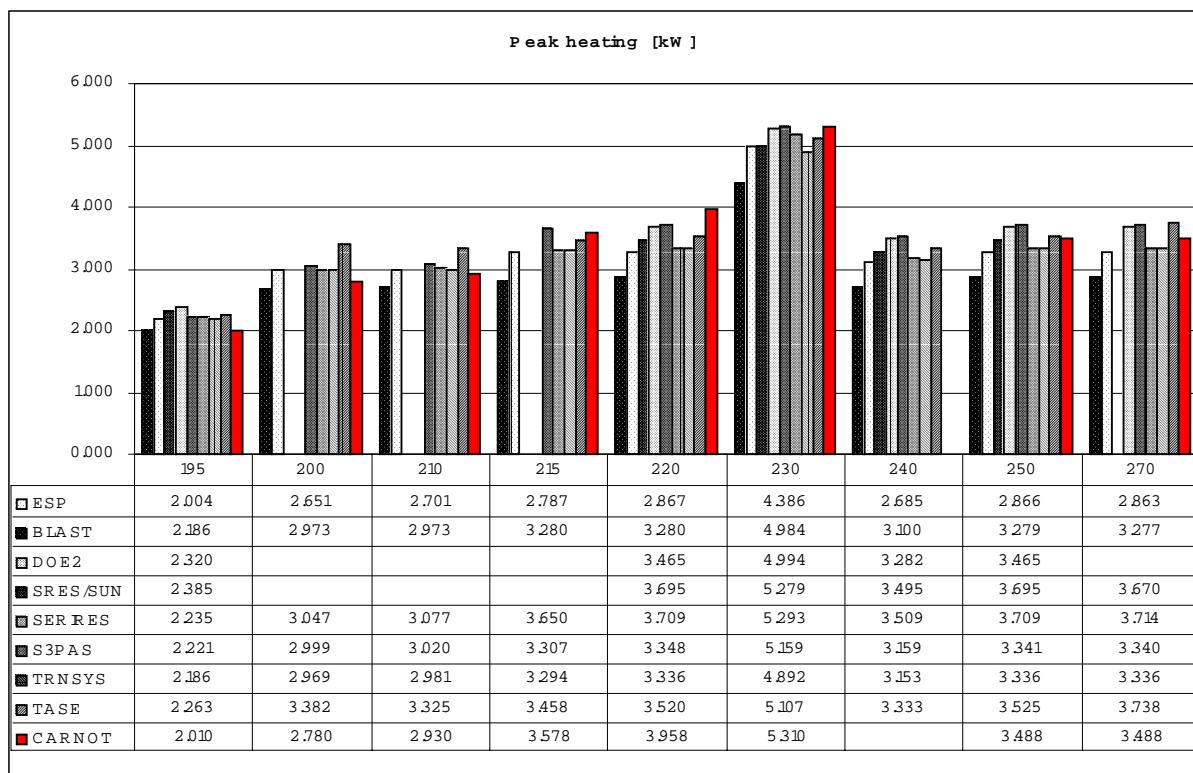


Abb. 82: Maximal auftretende Heizlast

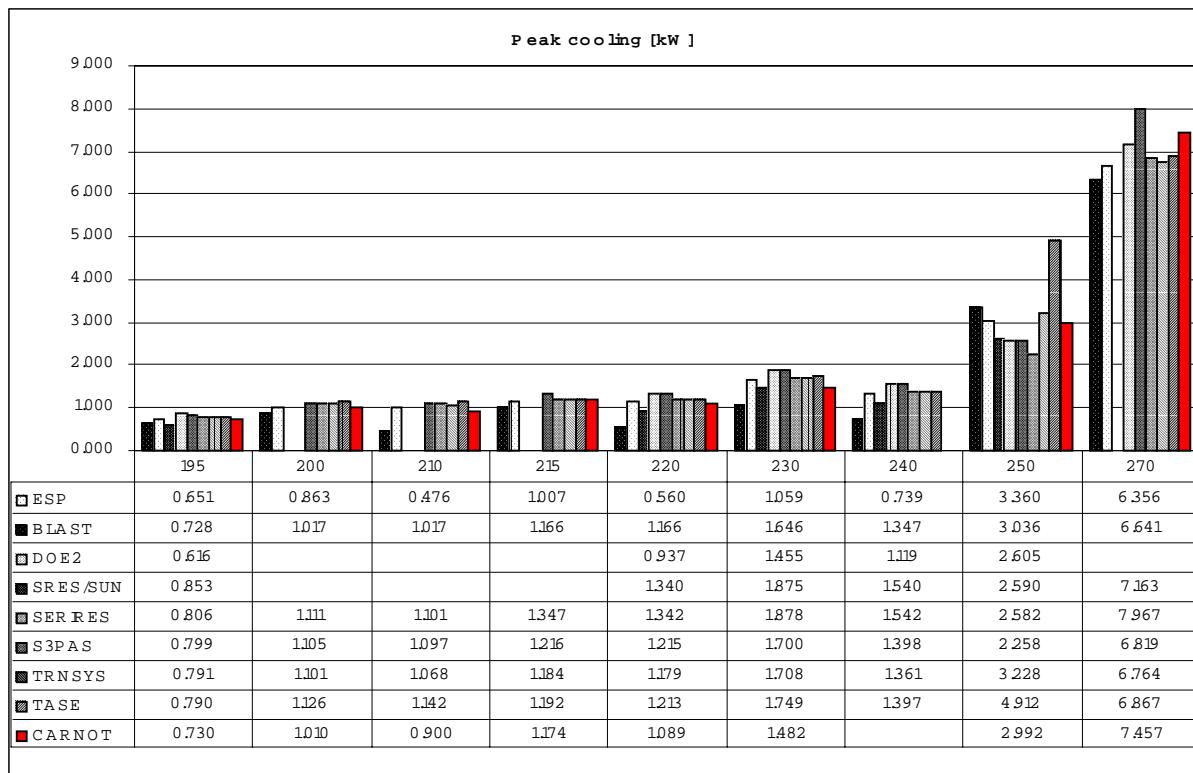


Abb. 83: Maximal auftretende Kühllast

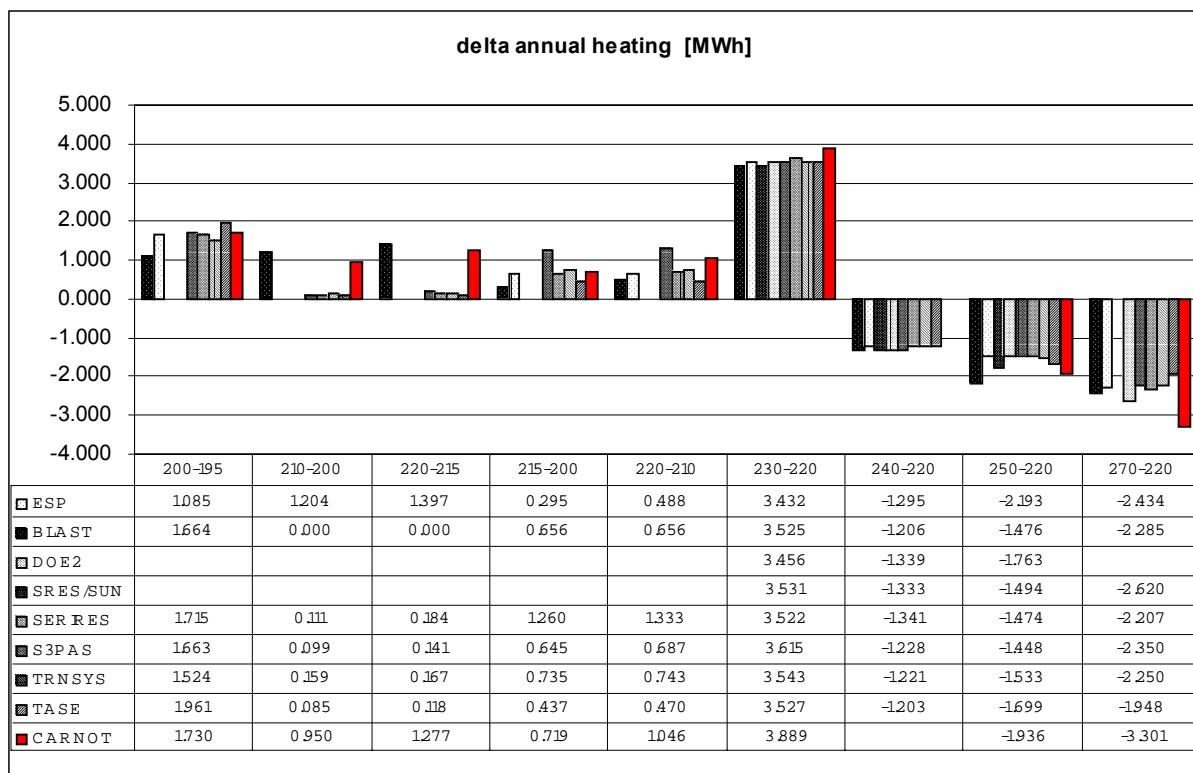


Abb. 84: Veränderung der jährlichen Heizenergie vom einen Testfall zum Nächsten

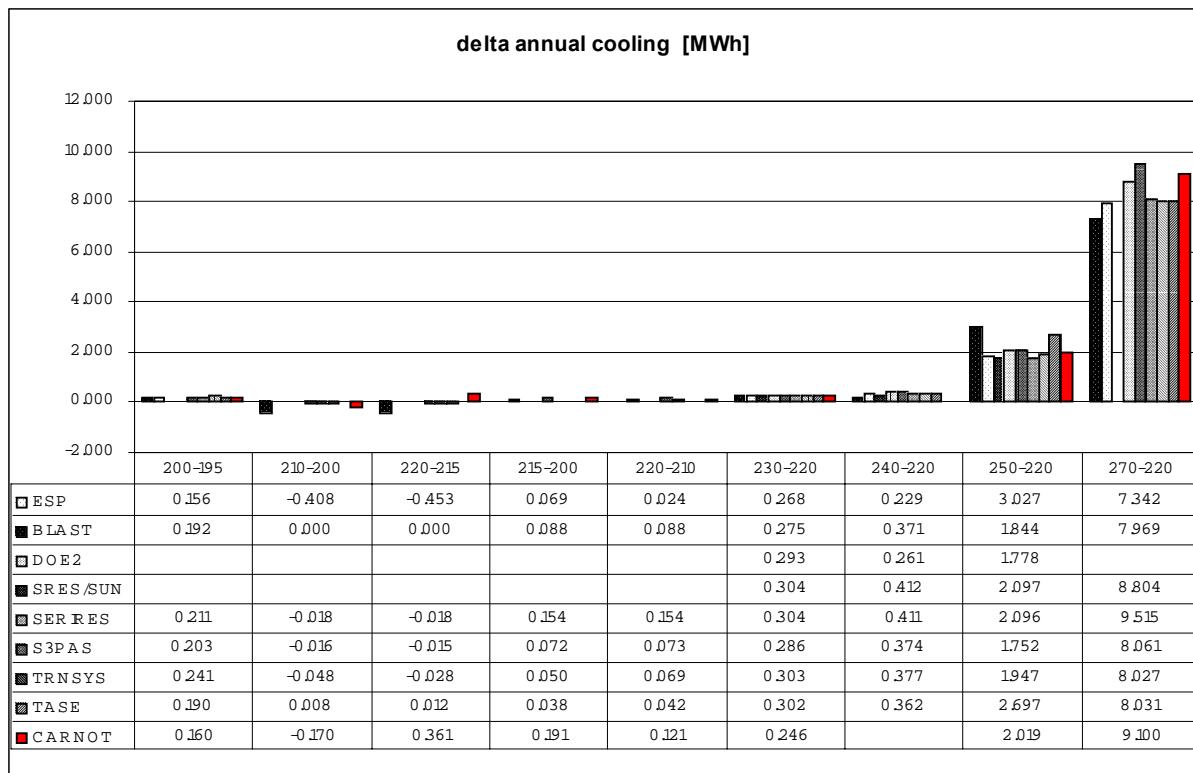


Abb. 85: Veränderung der jährlichen Kühlenergie vom einen Testfall zum Nächsten

7.2 Detaillierte Resultate der Simulationen

7.2.1 P1 detailliert - Einstellung der Rücklauf-Heizkurve mit LW-WP (Neubau)

Beschreibung zu P1

- Luft/Wasser-Wärmepumpe
- Schaltung 1 ohne hydraulischer Speicher ohne TRV und ohne Überströmer
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Leichtbau mir nass verlegter FBH, 5 kW Heizleistung SIA
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30.April

Standardeinstellung der Rücklauf-Heizkennlinie nach SIA 384/2

		$T_{\text{Rücklauf}}$	T_{aussen}
Auslegungspunkt	°C	35	-11
Fusspunkt (Heizgrenze)	°C	24.2	15
Heizkennlinien-Exponent m = 1			

Tab. 30: Ausgangseinstellung der Rücklauf-Heizkennlinie

Variierte Parameter

- Steigung (Anhebung am Fusspunkt) um 0 bis +5 K
- Offset (vertikale Parallelverschiebung) um -6 bis +2 K
- Sollwert Raumtemperatur von 20 bis 21.5 °C
- Einschalt-Hysterese um -4 bis +2 K
- Temperaturgrenzwert für Zonenverschaltung 22.5 bis 24 °C

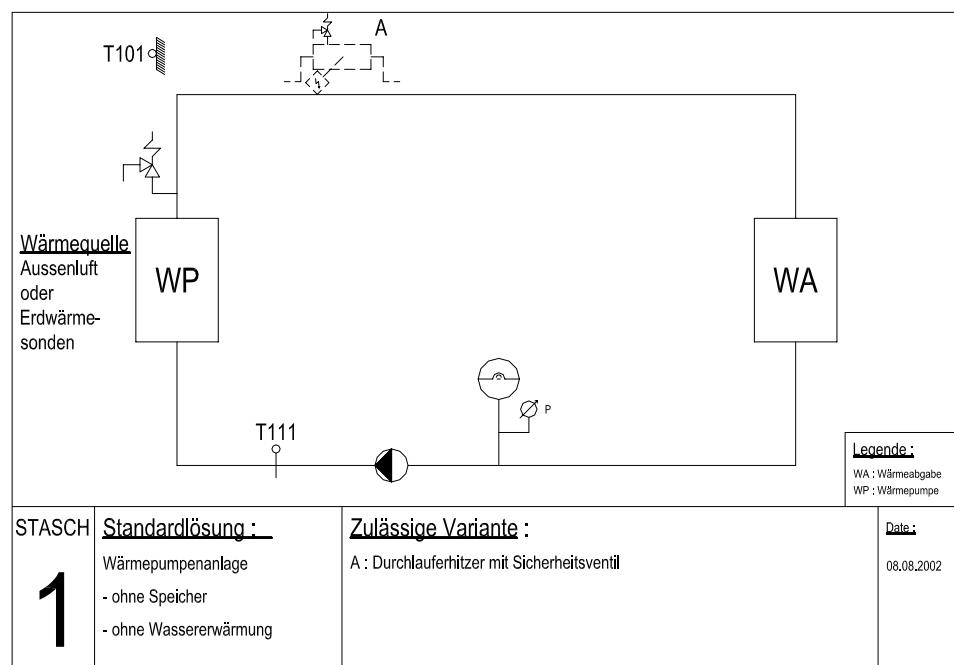


Abb. 86: STASCH-Schaltung 1

Heizkennlinie nach SIA 384/2		Optimierter Heizkennlinie	
Einstellung der RL-Heizkennlinie:			
Klimapunkt	(-11 / 35)	(-11 / 30)	[°C / °C]
Fusspunkt	(15 / 24.2)	(15 / 24.2)	[°C / °C]
Steigung	-	(15 / 5)	[°C / K]
Offset	-	(-5)	[K]
Hysterese	(+1 / -1)	(+1 / -1)	[K]
Ergebnisse			
JAZ _{WP} :	2.9	3.0	[-]
JAZ _{Sys} :	-	-	[-]
Q _{WP} :	17328	14084	[kWh]
Q _{Heiz} :	-	-	[kWh]
Q _{BWW} :	-	-	[kWh]
E _{WP} :	6013	4680	[kWh]
Einschaltungen:	911	1002	[-]
mittl. tägl. Laufdauer:	11.4	9.3	[h]
mittl. op. Temp. Süd:	23.2	22	[°C]
mittl. op. Temp. Nord:	23.1	21.6	[°C]
	P1_45	P1_46	

Tab. 31: Ergebnisse der Parametervariation optimierte RL-Heizkennlinie (P1)

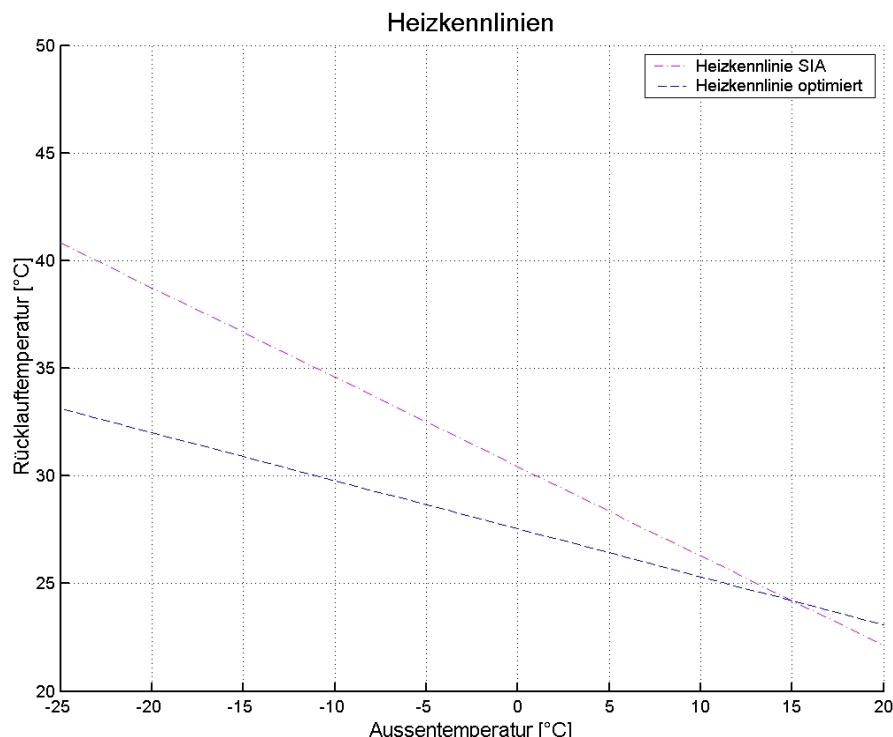


Abb. 87: Ausgangslage und optimierte Rücklauf-Heizkennlinie

Ausgangslage

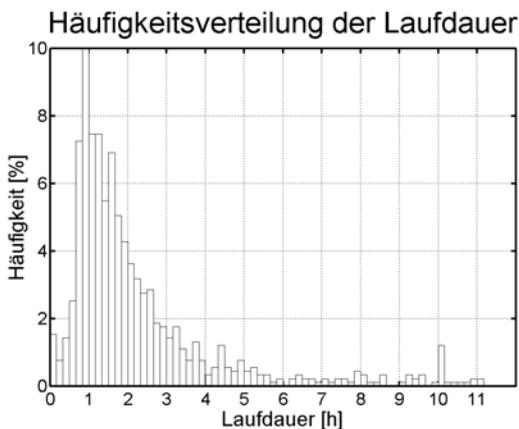


Abb. 88: Laufdauer Verteilung bei der Ausgangslage

Optimierte RL-Heizkennlinie

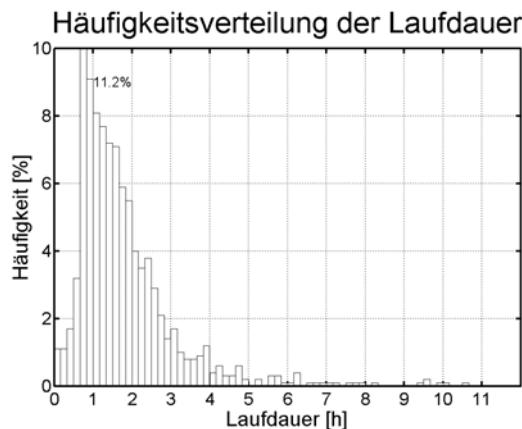


Abb. 91: Laufdauer Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

Komfort

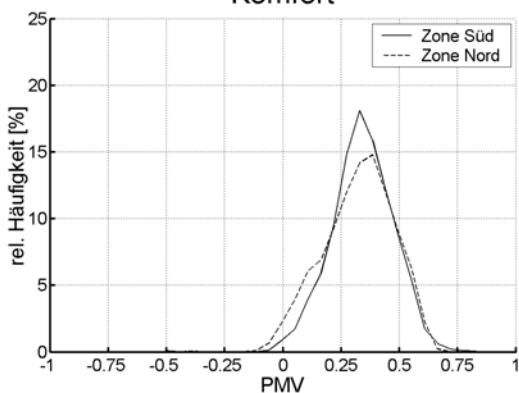


Abb. 89: PMV Verteilung bei der Ausgangslage

Komfort

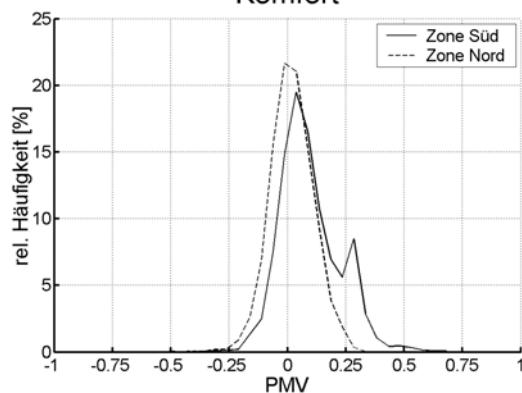


Abb. 92: PMV Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

Temperatur Süd über Aussentemperatur

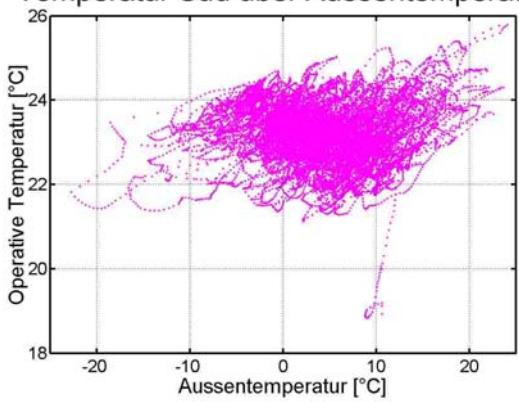


Abb. 90: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Südzone bei der Ausgangslage

Temperatur Süd über Aussentemperatur

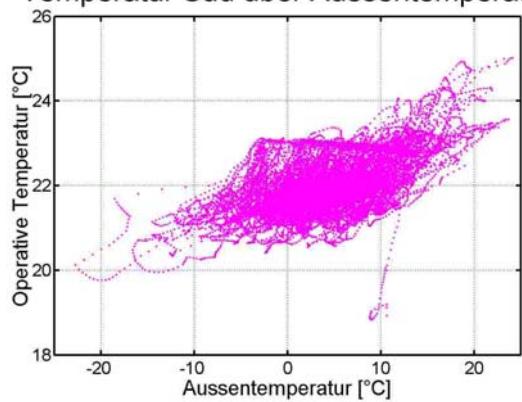


Abb. 93: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Südzone bei der optimierten RL-Heizkennlinie

Ausgangslage

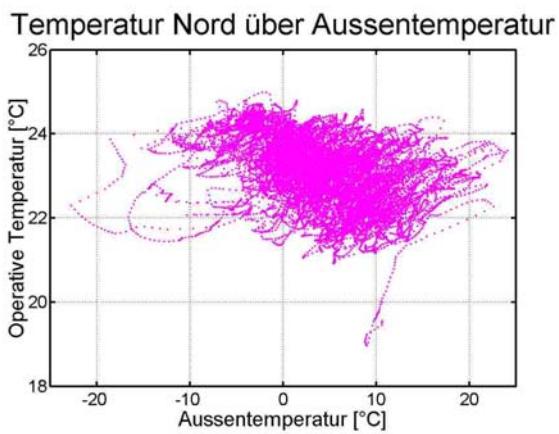


Abb. 94: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei der Ausgangslage

Optimierte RL-Heizkennlinie

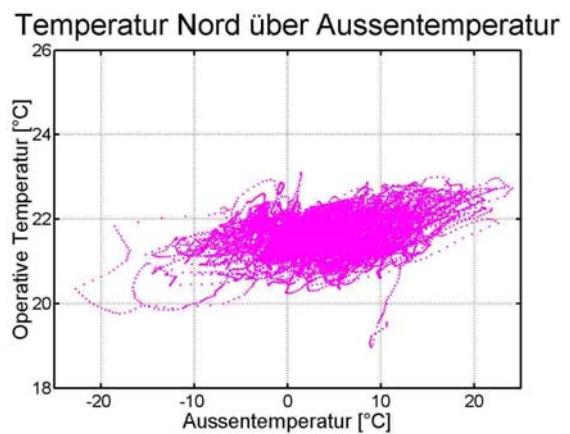


Abb. 95: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei optimierten RL- Heizkennlinie

Die operativen Temperaturen bewegen sich erwartungsgemäss durch das Absenken der RL-Heizkennlinie nach unten. Auf der Nordseite erreichen wir mit dem Zentrum der Wolke ziemlich gut den geforderten Optimalzustand von 21.5°C operativer Temperatur. Auf der Südseite liegen die Temperaturen aufgrund der Sonneneinstrahlung etwas höher resp. die Temperaturbandbreite ist grösser.

Raumlufstemperaturen bei kalten Tagen

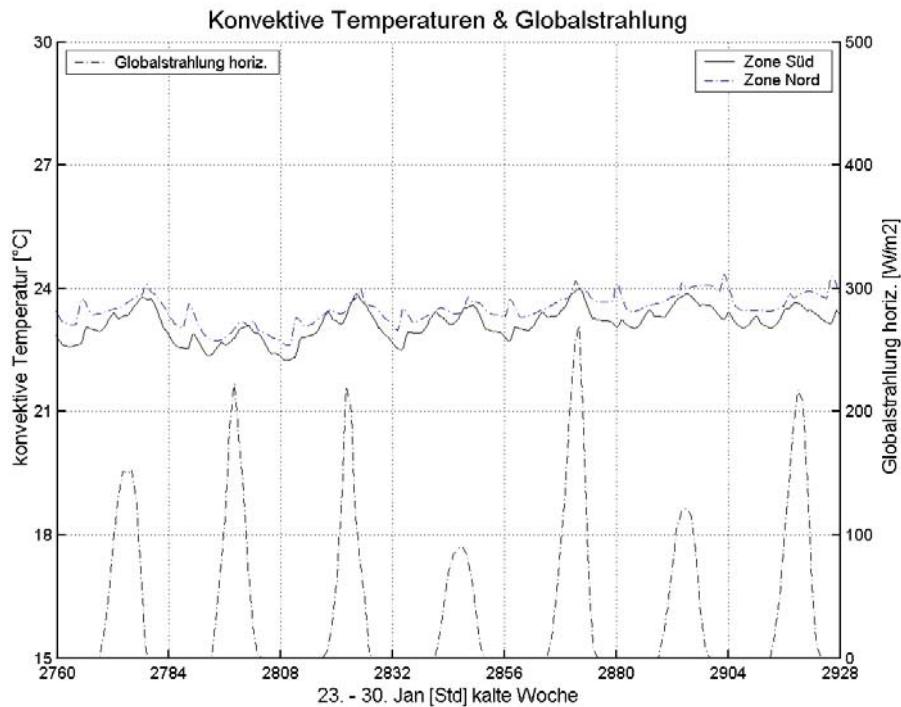


Abb. 96: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung bei kalten Tagen und der Ausgangslage

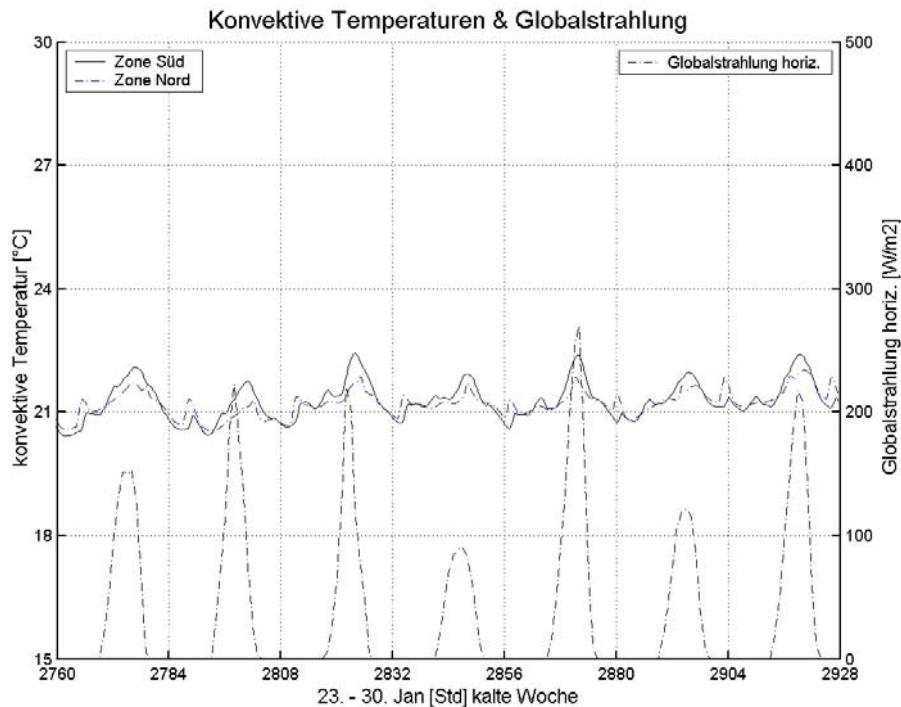


Abb. 97: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung bei kalten Tagen und optimierter RL-Heizkennlinie

Auch bei kalten Außenlufttemperaturen (Verlauf der Außenlufttemperatur siehe nächstes Bild) bleiben die Raumlufttemperaturen (konvektive Temperaturen) mit optimierter RL-Heizkennlinie im Bereich von 21°C.

Vor- und Rücklauftemperaturen bei kalten Tagen

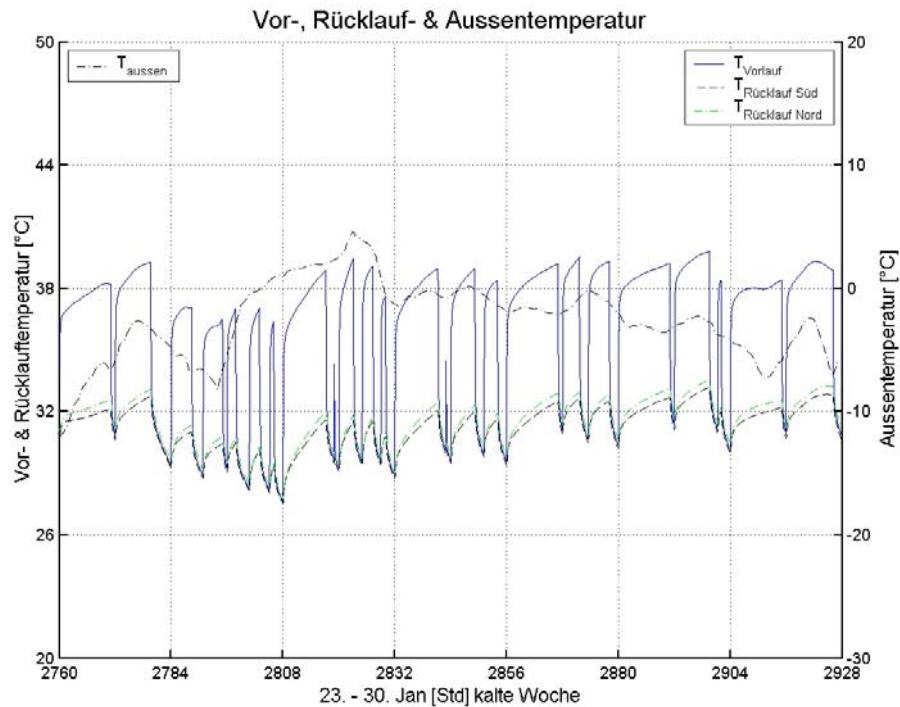


Abb. 98: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und der Ausgangslage

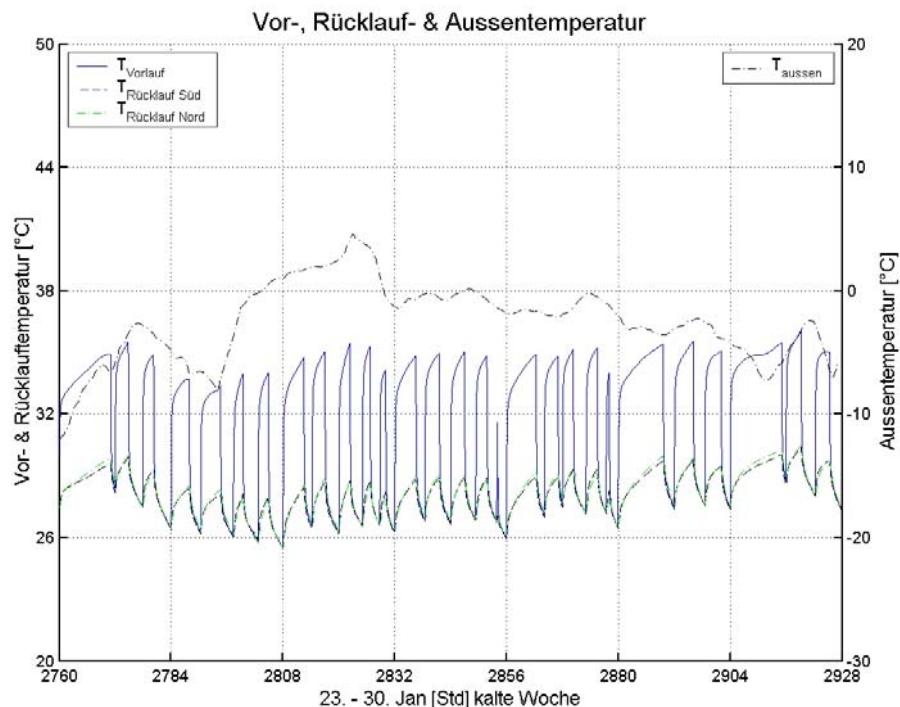


Abb. 99: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und optimierter RL- Heizkennlinie

Raumlufstemperaturen Übergangszeit

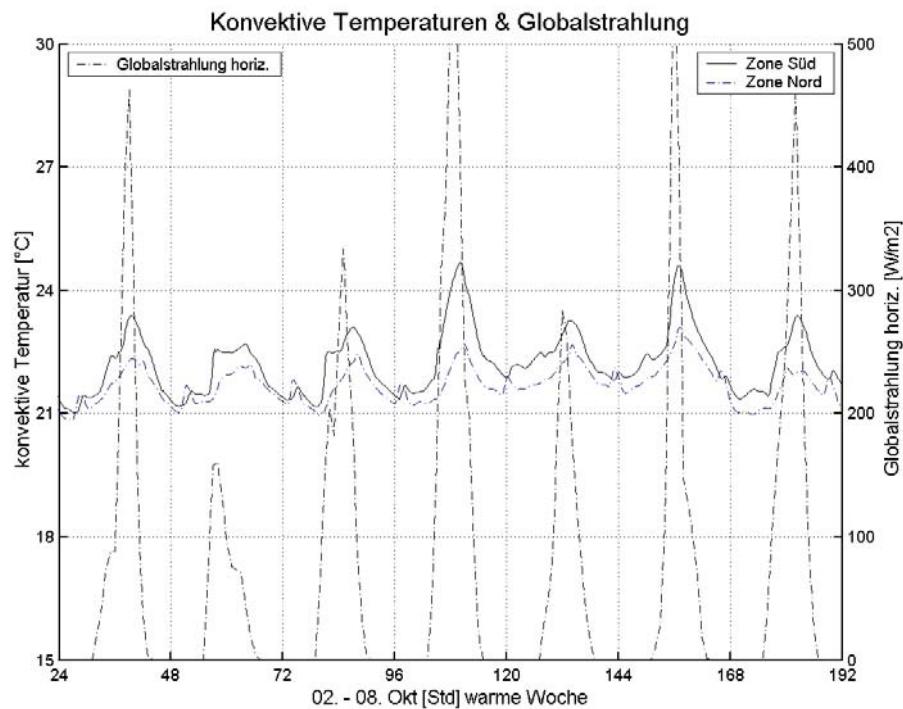


Abb. 100: Raumlufstemperaturen der Zonen und Globalstrahlung in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

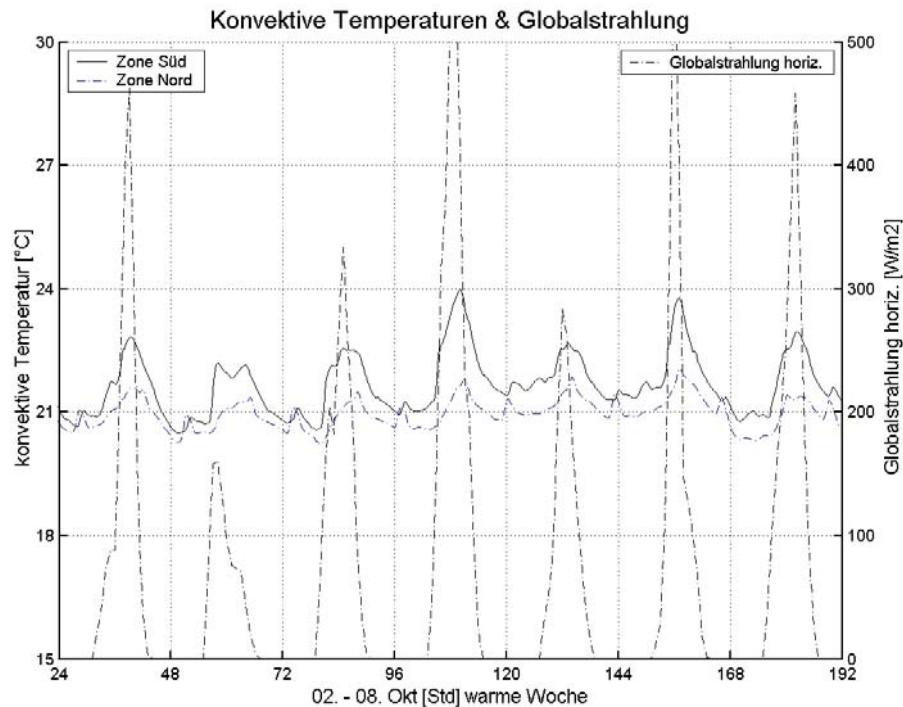


Abb. 101: Raumlufstemperaturen der Zonen und Globalstrahlung in der Übergangszeit bei optimierten RL-Heizkennlinie

Vor- und Rücklauftemperaturen Übergangszeit

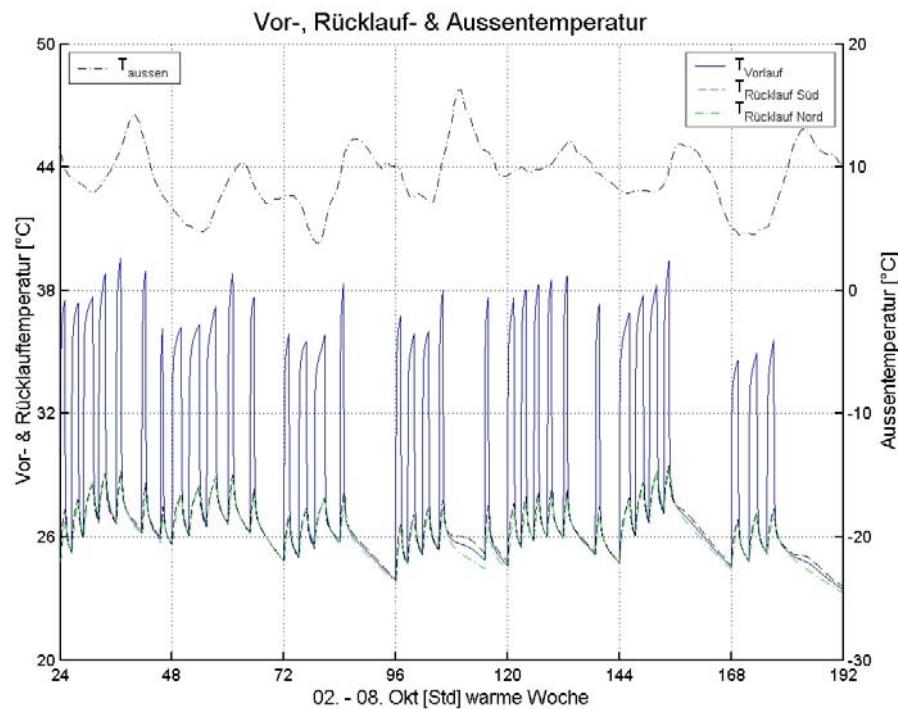


Abb. 102: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

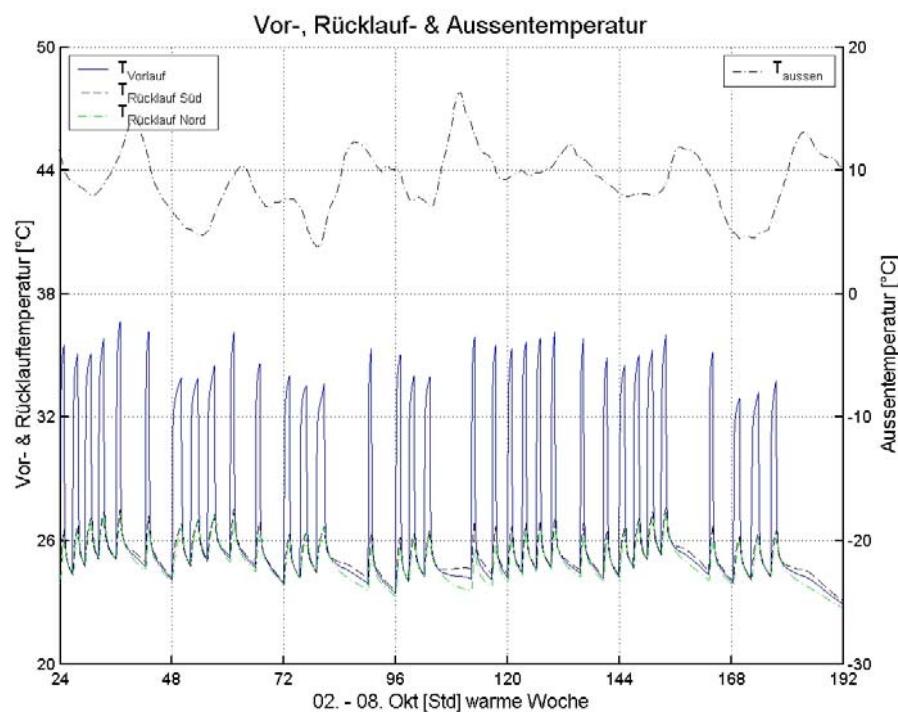


Abb. 103: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei optimierten RL- Heizkennlinie

Hysterese

Durch die tendenziell lange Laufdauer der Wärmepumpe hängt lediglich die Behaglichkeit von der Einstellung der Hysteresen ab. Bei einer kleineren Hysterese kann die Energie bedarfsgerechter den Zonen zugeführt werden. Das führt in diesem Fall zu einer geringen Reduzierung des Heizenergieaufwandes mit geringerem Bedarf an elektrischer Energie bei verbesserter Behaglichkeit.

Hysterese (+2 / -2)K

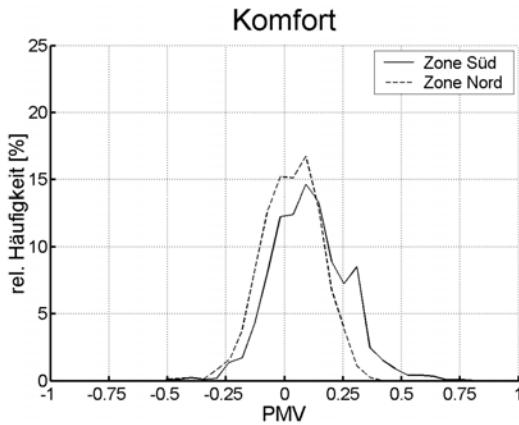


Abb. 104: PMV-Verteilung Hysterese $\pm 2\text{K}$

Hysterese (+1 / -1)K

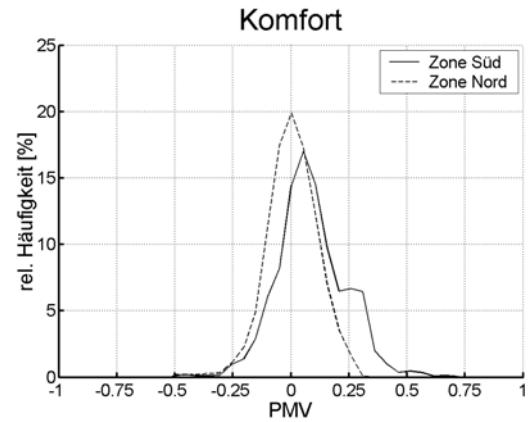


Abb. 106: PMV-Verteilung Hysterese $\pm 1\text{K}$

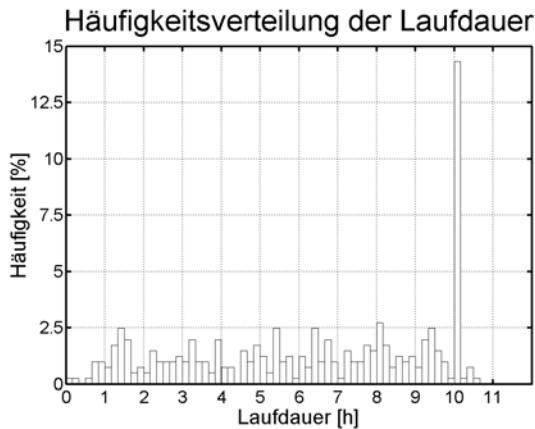


Abb. 105: Laufdauerverteilung Hysterese $\pm 2\text{K}$

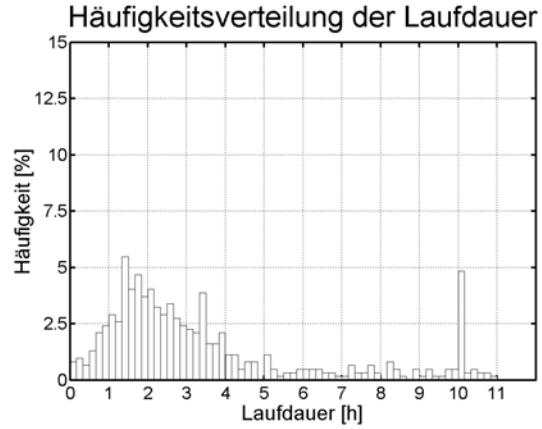


Abb. 107: Laufdauerverteilung Hysterese $\pm 1\text{K}$

		Hysterese (+2 / -2)K	Hysterese (+1 / -1)
AZ _{WP}	-	3.1	3.1
Q _{WP}	kWh	14875	14523
E _{WP}	kWh	4753	4678
Einschaltungen	-	405	620
mittl. tägl. Laufdauer	h	13.5	13.3
mittl. op. Temp. Süd	°C	22.02	21.9
mittl. op. Temp. Nord	°C	21.6	21.5

Tab. 32: Vergleich unterschiedlicher Schalt-Hysteresen bei optimaler Rücklauf-Heizkennlinie

Fazit

Zur Erreichung der optimalen Behaglichkeit in den Zonen des Modells ist eine Korrektur der Heizkennlinie erforderlich. Besonders die hohen Rücklauftemperatur-Sollwerte am Auslegungspunkt (-11°C) führen zu einer deutlich über die Behaglichkeitsgrenze hinausgehende Verteilung von PMV (und somit der operativen Temperatur).

Ausserdem kann bei verbesserter Behaglichkeit eine Energieersparnis von rd. 20% erreicht werden.

7.2.2 P2 detailliert - Optimal dimensionierte LW-WP (Neubau)

Beschreibung zu P2

- Luft/Wasser-Wärmepumpe
- Schaltung 1 ohne hydraulischer Speicher ohne TRV und ohne Überströmer
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Leichtbau mir nass verlegter FBH, 5 kW Heizleistung SIA
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30.April
- Optimierte Rücklauf-Heizkennlinie: Auslegungspunkt (-11 / 30)°C, Fusspunkt (15 / 24)°C Heizkennlinienexponent m = 1, Hysteresis (+1 / -1) K

Variierte Parameter

- Skalierung des Leistungskennlinienfeldes von SATAG AW 108Hi (aufgrund von Herstellerunterlagen) im Bereich von Faktor 0.6 bis 1.3
- Skalierung des Massenstroms über Kondensator proportional zum Leistungskennfeld der Wärmepumpe

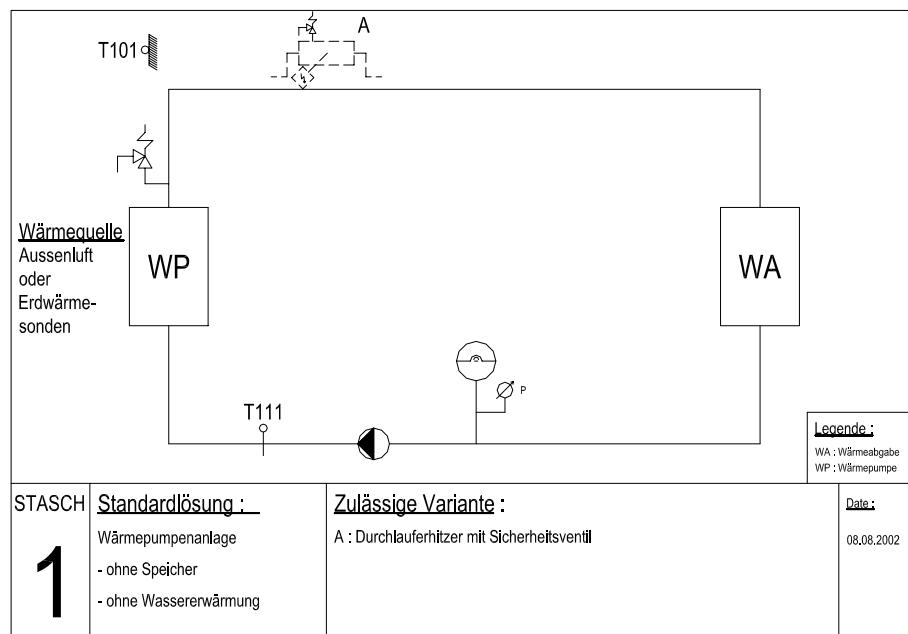


Abb. 108: STASCH-Schaltung 1

Zum Vergleich in der Zusammenstellung der Resultate werden die 3 charakteristischen Fälle gezeigt

- I. Zu klein dimensioniert
- II. Nach SIA dimensioniert
- III. Korrekt dimensioniert

	Zu klein dimensioniert	Korrekt dimensioniert	SIA- Dimensionierung	
Betriebspunkt A2 / W35	4.4	5.7	7.1	kW
Betriebspunkt A-5 / W45	3.9	4.8	5.6	kW
Betriebspunkt A-8 / W45	3.6	4.4	5.5	kW
Ergebnisse				
JAZ _{WP}	3.58	3.52	3.52	-
Q _{WP}	14441	14833	14766	kWh
Q _{Sys}	14250	14649	14627	kWh
E _{Sys}	3970	4167	4158	kWh
Energievergleich	95.5	100.2	100	%
Mittl. tägl. Laufdauer	14.9	12.5	9.98	H
Einschaltungen	545	704	962	-
Mittl. op. Temp. Süd	21.7	22.0	22.0	°C
Mittl. op. Temp. Nord	21.4	21.6	21.6	°C
Komfortfaktor Süd	98.8	99.2	99.3	%
Komfortfaktor Nord	99.3	100	100	%
Komfortfaktor Mittel	99.1	99.6	99.7	%
Skalierungsfaktor WP- Leistung	0.65	0.8	1	-

Tab. 33: Kennzahlen der Wärmepumpendimensionierung (Neubau)

Fazit

Die Kriterien zur Bestimmung einer optimal dimensionierten Wärmepumpe sind die Behaglichkeit sowie ein ökonomisch und ökologisch effizienter Wärmepumpenbetrieb. Durch das grundsätzlich tiefe Niveau an Anzahl Einschaltungen wirken sich die immer noch moderaten Laufdauern nicht stark auf die Jahresarbeitszahlen aus. Anhand der Behaglichkeitskriterien PMV wird deutlich, dass der Bereich der nichtakzeptablen Unbehaglichkeit ($PMV < 0.5$ entspr. $T_{op} < 19^{\circ}C$) selbst bei einer um Faktor 0.6 kleiner dimensionierten Wärmepumpe nur selten unterschritten wird. Ein wesentlicher Grund dafür liegt darin, dass in der Bestimmung des Wärmeverbrauchs nach SIA 384/2 die internen und externen Lasten nicht berücksichtigt werden. Außerdem kann durch die Trägheit des Wärmeabgabesystems die Auswirkung einer ‚kalten Spitze‘ innerhalb des Gebäudes gebrochen werden.

Entsprechend der vorliegenden Ausgangssituation kann die Nennleistung der nach SIA 384/2 dimensionierten Wärmepumpe mit dem Faktor 0.8 multipliziert werden, ohne Behaglichkeitseinbussen in Kauf nehmen zu müssen. Besonders bei den Investitionskosten können so mehrere tausend Franken eingespart werden.

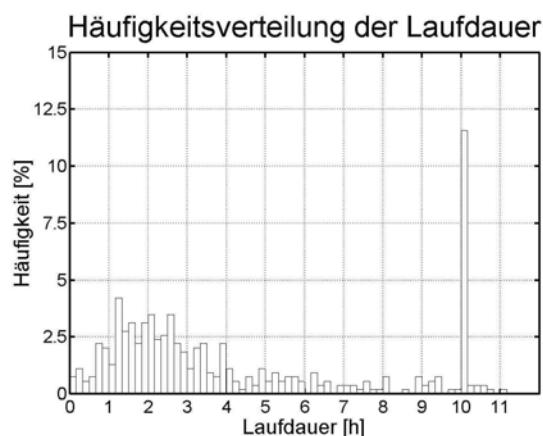


Abb. 109: Laufdauer-Verteilung zu klein dimensioniert

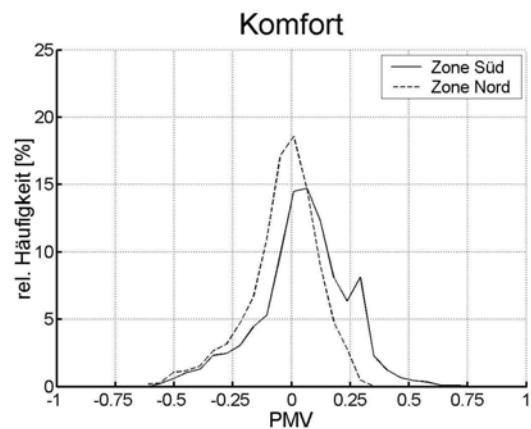


Abb. 112: PMV Verteilung zu klein dimensioniert

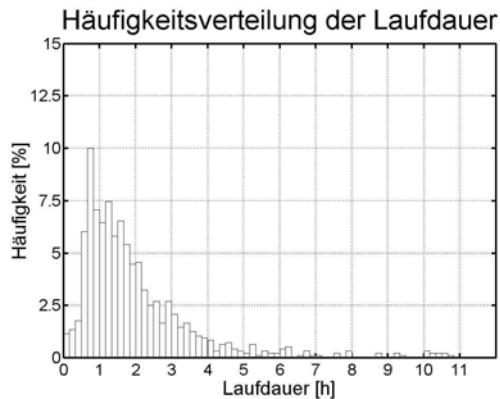


Abb. 110: Laufdauer-Verteilung nach SIA dimensioniert

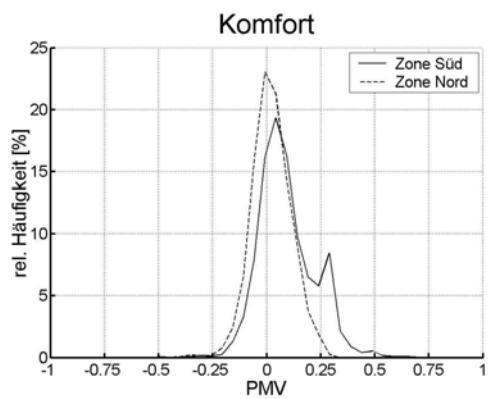


Abb. 113: Laufdauer-Verteilung nach SIA dimensioniert

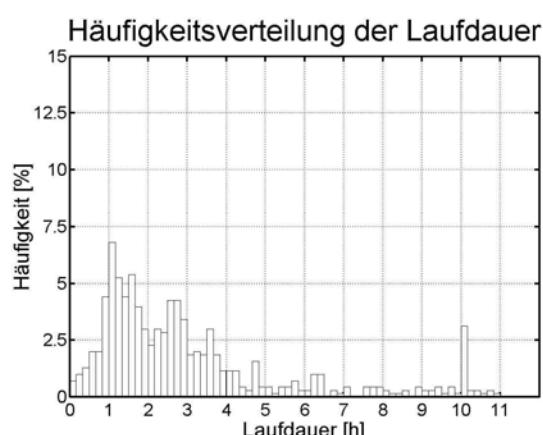


Abb. 111: Laufdauer Verteilung korrekt dimensioniert

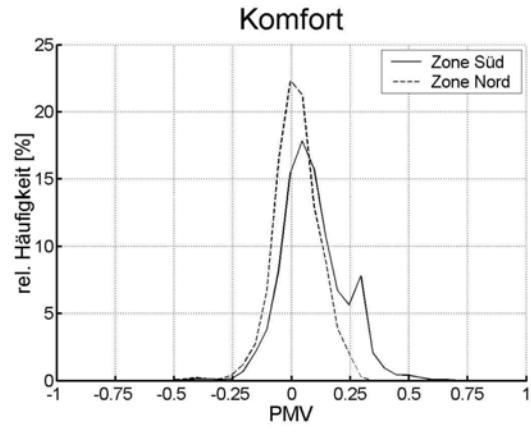


Abb. 114: Laufdauer Verteilung korrekt dimensioniert

7.2.3 P3 detailliert – Dimensionierung der optimalen Wärmeübertragerfläche für Warmwassererwärmung

Beschreibung zu P3

- 300 Liter Wassererwärmer
- Heizregister Eintritt am Speicher rel Höhe 0.4 (von unten)
- Heizregister Austritt am Speicher rel. Höhe 0.1(von unten)
- Luft/Wasser-Wärmepumpe in optimaler Dimensionierung nach P2
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze:

A15/W35 >> QWP	= 7600 W
A15/W55 >> Q _{WP}	= 6880 W
m _{dotWW}	= 0.4 kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.8°C. Die Hochdruckgrenze der Wärmepumpe liegt bei 55°C

Von den simulierten Konfigurationen werden die aussagekräftigen und wesentlichen Resultate gezeigt.

Konfigurationen

- A** Ausschaltfühler im Speicher, Höhe Mitte Heizregisters, Ausschalttemperatur 50°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)
- B** Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)
- C** Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = Aussentemperatur konstant 30°C
- D** Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = konstant 15°C
Anm.: nicht dargestellt.
- E** Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = Aussentemperatur 2 kälteste Wochen
- F** Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe, Ausschalttemperatur 54°C
Einschaltfühler im Speicher, Höhe 2/3 von unten, Einschalttemperatur 40°C
Quellentemperatur = Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)
Halbierter Massenstrom
- G** Ausschaltfühler im Speicher, Ausschalttemperatur so angepasst, dass 2.5 m² Übertragerfläche ohne Hochdruckstörung ausreichend sind.
Quellentemperatur = Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)

Resultate

A Ausschaltfühler im Speicher / Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)

Fläche WÜ Spez. Fläche	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72	m^2 m^2/kW
RUN	07	08	09	10	11	12	31	32	
AZ _{WP}	2.95	2.94	2.93	2.95	2.96	2.98	2.99	3.01	-
AZ _{WW}	2.32	2.32	2.31	2.33	2.34	2.36	2.37	2.39	-
Q _{WP}	209	208	209	209	209	209	208	208	kWh
Q _{WW}	165	164	164	165	165	165	165	165	kWh
E _{WP}	71	71	71	71	71	70	70	69	kWh
Einschaltungen Hochdruck	21 21	21 21	21 13	21 4	21 1	21 1	21 0	21 0	-
mittl. Laufdauer gesamt	1.44 30.2	1.52 32.0	1.57 33.0	1.59 33.4	1.60 33.5	1.59 33.5	1.59 33.4	1.58 33.3	H
T _{VL} mittl max.	28.2 55.0	27.9 55.0	27.8 55.0	27.6 55.0	27.5 55.0	27.5 55.0	27.4 54.9	27.3 54.5	°C
T _{RL} mittl.	27.9	27.6	27.4	27.3	27.2	27.5	27.0	27.0	-
T _{WW} min. mittl. max.	44.1 47.6 50.0	44.0 47.8 50.0	43.9 47.9 50.0	44.0 48.0 50.0	44.1 48.0 50.0	44.1 48.0 50.0	44.0 48.0 50.1	44.1 48.0 50.2	°C

Tab. 34: Resultate P3 für Konfiguration A

B Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe / Aussentemperatur (1. bis 14. Oktober)

Fläche WÜ Spez. Fläche	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72	m^2 m^2/kW
RUN	13	14	15	16	17	18	33	34	
AZ _{WP}	2.92	2.94	2.97	2.98	2.98	2.98	2.99	3.00	-
AZ _{WW}	2.18	2.25	2.30	2.32	2.34	2.36	2.37	2.38	-
Q _{WP}	201	202	208	206	212	207	208	209	kWh
Q _{WW}	150	155	161	161	167	164	165	166	kWh
E _{WP}	69	68.9	70.2	69.3	71.3	69.4	69.7	69.9	kWh
Einschaltungen Hochdruck	25 0	23 0	23 0	22 0	22 0	21 0	21 0	21 0	-
mittl. Laufdauer gesamt	1.29 32.2	1.41 32.4	1.45 33.3	1.50 33.0	1.55 34.1	1.58 33.2	1.59 33.4	1.60 33.6	H
T _{VL} mittl max.	28.4 54.1	27.9 54.1	27.9 54.1	27.6 54.1	27.7 54.1	27.4 54.0	27.4 54.1	27.4 54.1	°C
T _{RL} mittl.	28.0	27.6	27.6	27.3	27.3	27.0	27.0	27.0	-
T _{WW} min. mittl. max.	41.8 44.9 47.6	42.5 46.1 48.5	43.1 46.7 49.3	43.3 47.2 49.9	43.1 47.6 50.7	44.1 47.8 50.5	44.1 47.8 50.5	44.2 48.0 50.8	°C

Tab. 35: Resultate P3 für Konfiguration B

Anm.: Zu Konfiguration B mit 2.5 m² Übertragerfläche siehe Abb. 115 bis Abb. 116

C Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe / Aussentemperatur konstant 30°C

Fläche WÜ Spez. Fläche	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72	m^2 m^2/kW
RUN	19	20	21	22	23	24	35	36	
AZ_{WP}	3.98	4.02	4.04	4.06	4.06	4.09	4.11	4.08	-
AZ_{WW}	2.77	2.92	2.98	3.05	3.08	3.12	3.15	3.14	-
Q_{WP}	204	207	204	207	205	208	213	207	kWh
Q_{WW}	142	150	151	156	156	159	164	160	kWh
E_{WP}	51	51.5	50.5	51.1	50.5	51	52	51	kWh
Einschaltungen Hochdruck	31 0	28 0	26 0	25 0	24 0	24 0	24 0	23 0	-
mittl. Laufdauer gesamt	0.74 23.0	0.83 23.3	0.88 22.9	0.93 23.2	0.96 23.0	0.97 23.4	1.00 24.0	1.02 23.4	H
T_{VL} mittl max.	28.9 54.1	28.2 54.1	27.8 54.1	27.5 54.0	27.3 54.1	27.3 54.1	27.3 54.1	27.1 54.1	$^{\circ}\text{C}$
T_{RL} mittl.	28.5	27.8	27.5	27.2	27.0	26.9	26.9	26.7	-
T_{WW} min. mittl. max.	40.8 42.8 47.6	42.1 44.2 47.6	42.9 45.1 47.6	42.9 45.7 47.6	43.2 46.2 47.8	43.5 46.5 48.3	43.9 46.8 48.6	44.1 47.1 48.9	$^{\circ}\text{C}$

Tab. 36: Resultate P3 für Konfiguration D

E Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe / 2 kälteste Wochen

Fläche WÜ Spez. Fläche	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72	m^2 m^2/kW
RUN	39	40	41	42	43	44	45	46	
AZ_{WP}		2.37	2.40						-
AZ_{WW}		1.86	1.90						-
Q_{WP}		203	207						kWh
Q_{WW}		159	163						kWh
E_{WP}		86	86						kWh
Einschaltungen Hochdruck		21 0	21 0						-
mittl. Laufdauer gesamt		1.97 41.3	1.99 41.7						H
T_{VL} mittl max.		28.0 54.0	28.0 54.1						$^{\circ}\text{C}$
T_{RL} mittl.		27.7	27.7						-
T_{WW} min. mittl. max.		42.6 46.9 50.0	42.1 47.6 50.1						$^{\circ}\text{C}$

Tab. 37: Resultate P3 für Konfiguration E

Aus simulationstechnischen Gründen konnten die nicht ausgefüllten Variationen nicht bearbeitet werden. Die angestrebte Aussage kann allerdings gemacht werden. Auch in den 2 kältesten Wochen erreicht die Wärmepumpe die erforderliche mittlere Warmwassertemperatur von 47.6°C . Durch die geringere Temperaturspreizung am Kondensator ist die mittlere Speicherladetemperatur $(T_{\text{VL}} + T_{\text{RL}})/2$ bei Erreichen des Ausschaltkriteriums höher als bei hohen Temperaturdifferenzen.

**F Ausschaltfühler im Austritt der Wärmepumpe /
 T_{aussen} (1. bis 14. Oktober) / halbierter Massenstrom**

Fläche WÜ Spez. Fläche	1.5 0.21	2.0 0.29	2.5 0.36	3.0 0.42	3.5 0.50	4.0 0.58	4.5 0.65	5.0 0.72	m^2 m^2/kW
RUN	47	48	49	50	51	52	53	54	
AZ_{WP}	2.80	2.85	2.87	2.88	2.89	2.88	2.89	2.90	-
AZ_{WW}	2.28	2.35	2.37	2.41	2.42	2.44	2.45	2.46	-
Q_{WP}	180	186	182	187	190	190	191	185	kWh
Q_{WW}	146	152	150	157	159	160	162	157	kWh
E_{WP}	64	65	63	65	66	66	66	64	kWh
Einschaltungen Hochdruck	28 0	28 0	26 0	25 0	25 0	24 0	24 0	23 0	-
mittl. Laufdauer gesamt	1.03 28.9	1.06 29.8	1.12 29.1	1.20 30.0	1.22 30.6	1.28 30.6	1.29 30.9	1.29 29.7	H
T_{VL} mittl max.	28.1 54.1	28.1 54.1	27.7 54.1	27.5 54.1	27.5 54.1	27.3 54.1	27.2 54.1	27.1 54.1	°C
T_{RL} mittl.	28.1	27.4	27.1	26.9	26.8	26.7	26.6	26.4	-
T_{WW} min. mittl. max.	40.8 43.4 47.6	41.8 44.4 47.6	41.9 45.0 47.6	42.0 45.5 48.3	42.6 45.9 48.1	42.2 46.2 48.8	43.0 46.2 48.7	42.9 46.5 49.1	°C

Tab. 38: Resultate P3 für Konfiguration F

Bei halbiertem Massenstrom wird die erforderliche Warmwassertemperatur nicht erreicht. Selbst bei grossen Übertragerflächen liegen die mittleren Entnahmetemperaturen noch unter 47°C.

**G Ausschaltfühler im Speicher /
 $T_{\text{Ausschalt}}$ angepasst auf 2.5m² Übertragerfläche (1. bis 14. Oktober)**

Im Simulationsrun 55 konnte gezeigt werden, dass die Temperatur des Ausschaltfühlers für die vorliegende Konfiguration auf 48°C eingestellt werden muss, um bei 2.5m² Übertragerfläche Hochdruckstörungen zu vermeiden. Die dabei erreichten Warmwassertemperaturen sind unzureichend (Abb. 115).

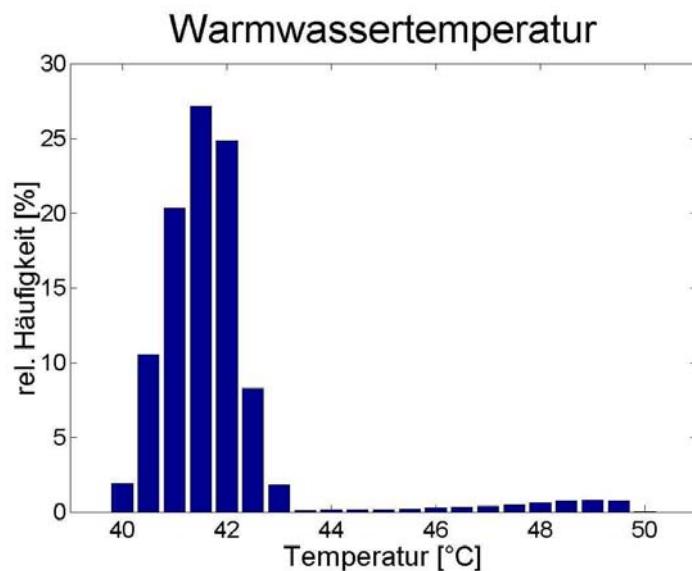


Abb. 115: Warmwassertemperaturverteilung bei 48°C Ausschalttemperatur bei Konfiguration G

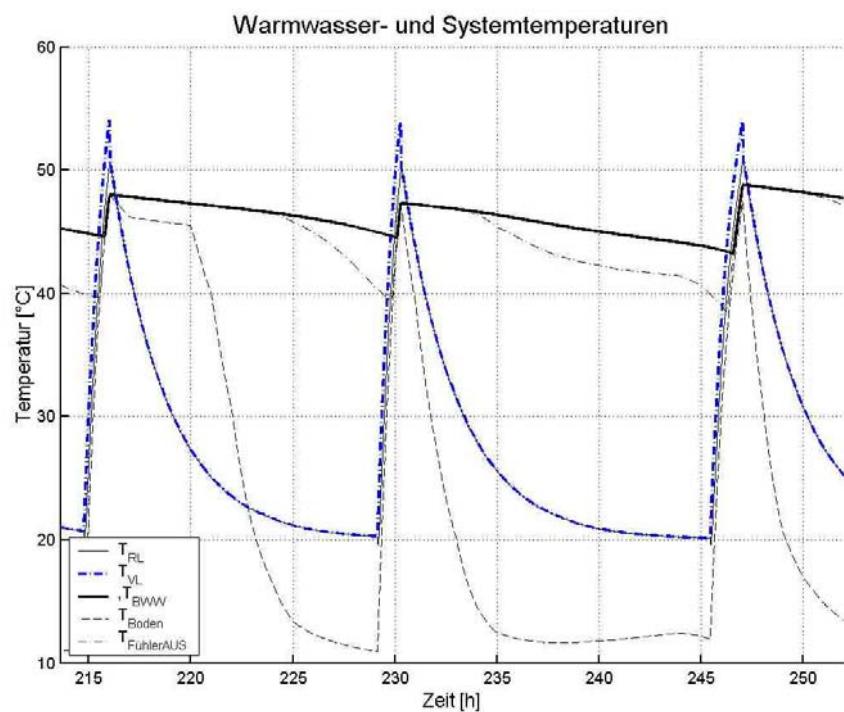


Abb. 116: Temperaturen nach Konfiguration B mit $2.5m^2$

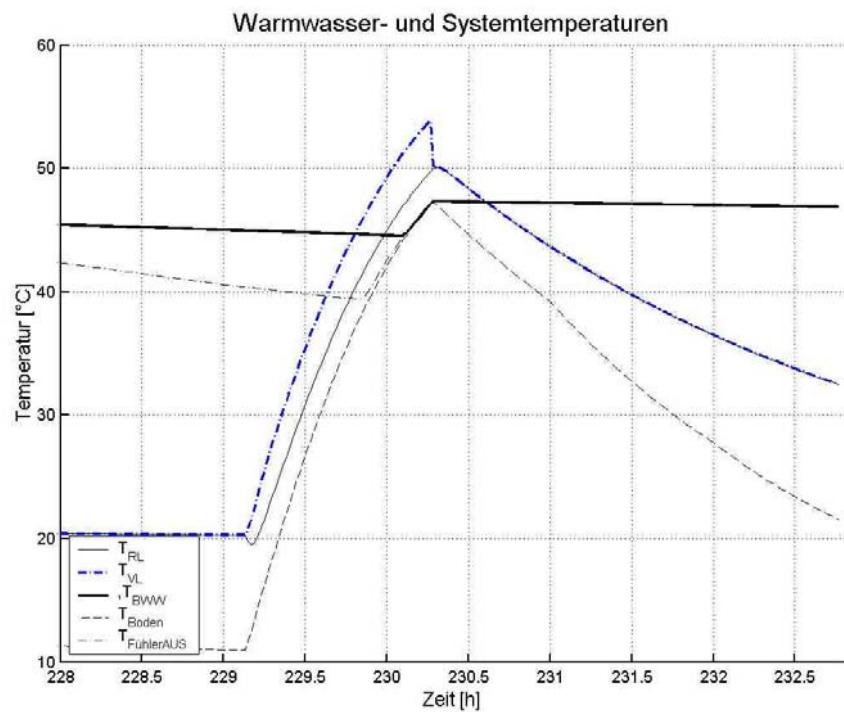


Abb. 117: Detailansicht von Abb. 116

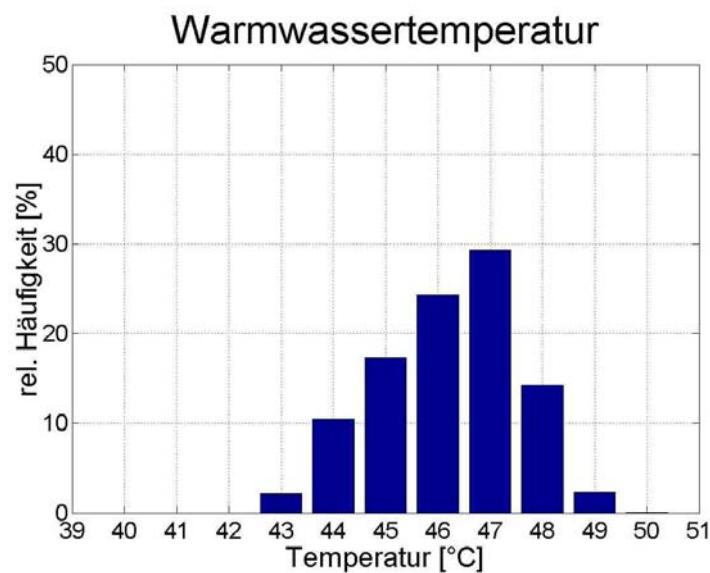


Abb. 118: Warmwasserverteilung von Konfiguration B mit $2.5m^2$ Übertragerfläche

7.2.4 P5 detailliert - Maximal zulässiger variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe mit TRV ohne Überströmer (Neubau)

Beschreibung zu P5

- Schaltung 1 ohne hydraulischer Speicher
- Mit Thermostatventilen und druckverlustabhängiger Massenstromaufteilung
- LW-WP in opt. Dimensionierung nach P2 mit WW-Zuschlag
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Leichtbau mit nass verlegter FBH
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Betrachtungszeitraum vom 01. bis 28.Oktober
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze:

A15/W35 >> QWP	= 9100 W
A15/W55 >> Q _{WP}	= 8260 W
m _{dot} WW	= 0.23kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.6°C.

Terminologie

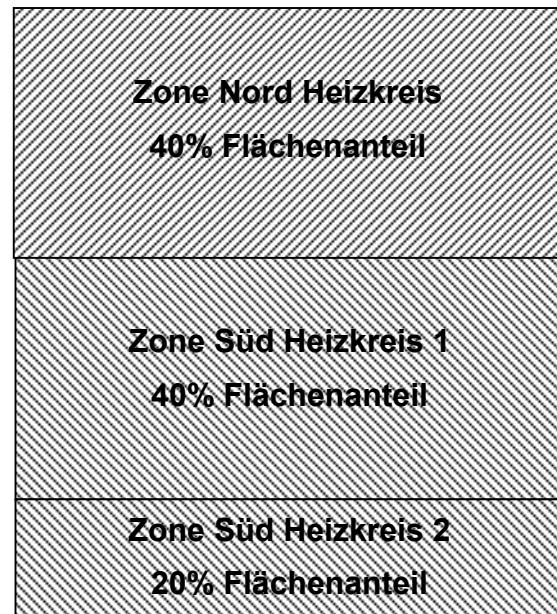
TRV	Thermostatregelventil
60%var.	60% der Heizflächen sind mit freigegebenen TRV ausgestattet.
AZ _{sys}	Arbeitszahl über den betrachteten Zeitraum des gesamten Systems (Nutzwärme / Gesamtenergieaufwand)

Hydraulik des Modells und Zuordnung der variablen Massenströme

Der an der Wärmepumpe im Heizkreis anliegende Volumenstrom stellt sich ein durch die Kennlinie der Heizkreispumpe und den Gesamtdruckverlust der Netzkennlinie. Dieser wiederum ergibt sich aus den Einzeldruckverlusten der Komponenten in Reihe und der Heizkreise mit Thermostatventilen in den parallelen Zweigen der FBH. Um diese hydraulischen Abhängigkeiten besser abbilden zu können, wurden die Heizflächen der FBH so aufgeteilt, dass eine Variation in 20% Schritten möglich ist.

Die gesamthaft 100% Fläche des Zonenmodells sind aufgeteilt in 40% Nordzone und 60% Südzone. Die Südzone wird beheizt mit 2 Heizkreisen in einer Zone.

Die 3 Heizkreise sind hydraulisch parallel geschaltet und jeweils mit einem Thermostatregelventil (TRV) ausgestattet. Zur heizflächenabhängigen Variation des Massenstroms werden die TRV mittels Parametrierung ganz geöffnet, zur Regelung freigegeben oder ganz geschlossen.



Die 4 Konfigurationen

Ausgehend von P2 werden die Konfigurationen variiert:

- A** Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / Verschattung der Zone ab 22.5°C konv. Temperatur
 - Zweck: Einfluss der TRV auf Massenstrom und Behaglichkeit im optimal konfigurierten Gebäude mit idealer Verschattung
- B** Zu hoch eingestellte Heizkurve (+5K) / opt. Dim. WP / keine Verschattung
 - Zweck: Einfluss der TRV bei zu hoch eingestellter Heizkurve

- C** Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung
 Zweck: Einfluss der TRV auf Massenstrom und Behaglichkeit im optimal konfigurierten Gebäude ohne Verschattung
- D** Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung / Tausen = 15°C / feste TRV
 Zweck: Auswirkung der Massenstromreduktion im Extremfall (stationäre Randbedingungen ausser Strahlung)

Bemerkungen zu den Ergebnissen:

Allgemeines

Um die Effekte deutlich zu machen wird die Wärmepumpe ohne Startbegrenzung (max.3 Starts pro Stunde) betrieben. Ebenso tritt nach einem Hochdruck-Fehler keine Wiedereinschaltverzögerung auf bzw. ist keine Hysterese gegeben (normalerweise -5K Hysterese).

Hochdruck

Bei stationären Verhältnissen an der Heizgrenze würde der Hochdruck bei einem Massenstrom unter 0.07kg/s (= 30% des Nennmassenstroms) eintreten:

$$T_{aussen} = 15^\circ\text{C} / T_{VL} = 55^\circ\text{C} / Q_{WP} = 8736\text{W}$$

$$T_{RLset_aus} = 25.2^\circ\text{C} / T_{Kondensator Hochdruck} = 55^\circ\text{C}$$

Die Wärmeleistung steigt aber nicht sofort auf Nennleistung an, weshalb der kritische Punkt nur gerade in der Konfiguration B im 80% -Fall erreicht wird. Hier läuft die Wärmepumpe entsprechend lange mit der erforderlichen Quellentemperatur, um die Hochdruckgrenze zu erreichen.

Wenn der Massenstrom weiter als 0.07kg/s reduziert wird (siehe Konfiguration B, RUN 21) tritt der Hochdruckfall häufiger auf.

Bei stark reduziertem Massenstrom gibt es ein weiteres Kriterium, das den Hochdruckfall begünstigt. Der Wärmeübergang am Wärmetauscher (Kondensator) nimmt mit reduziertem Massenstrom ab. Die WT-Hersteller geben üblicherweise einen min. zul. Massenstrom an. Dieser liegt in der Größenordnung von 50 bis 60% des Nennmassenstroms (gem. H.R.Gabathuler).

Ergebnisse

A Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / Verschattungstemp 22.5°C

Heizfläche mit var. mdot	0	20	40	60	80	100	%
RUN	10	11	12	13	14	15	
AZ _{WP}	3.50	3.46	3.46	3.45	3.46	3.47	-
AZ _{Sys}	3.44	3.39	3.39	3.38	3.39	3.41	-
Q _{WP}	1326	1313	1310	1285	1310	1355	kWh
Q _{Heiz}	1301	1288	1286	1260	1284	1330	kWh
E _{WP}	379	380	379	373	379	390	kWh
mdot _{min}	-	0.2	0.17	0.13	0.085	0.013	kg/s
mdot _{percent}	100	91	77	61	38	5.6	
Einschaltungen Hochdruck	79	100	101	133	99	131	-
0	0	0	0	0	0	0	
Laufdauer min.	0.03	0.02	0.05	0.05	0.20	0.23	h
mittl.	2.31	1.81	1.78	1.33	1.82	1.42	
max.	4.28	4.17	4.20	4.35	4.20	4.23	
mittl. op. Temp. Süd	22.5	22.4	22.4	22.3	22.4	22.2	°C
Nord	21.3	21.5	21.5	21.5	21.5	21.6	
Komfortfaktor Süd	92.0	92.7	93.1	94.1	93.2	95.9	-
Nord	99.8	99.6	99.8	99.8	99.8	99.8	
Mittl.	95.9	96.3	96.4	96.9	96.5	97.9	

Tab. 39: Resultate für P5 bei Konfiguration A

Bei optimal eingestellter Heizkurve und optimal dimensionierter Wärmepumpe reduzieren die TRV den Massenstrom in allen Fällen nur bedingt, sofern eine ideale Verschattung der Zonen bei Einstrahlung eingreift.

Sogar bei 80% Heizflächen mit TRV wird kein Hochdruckfall an der Wärmepumpe registriert, da der Massenstrom nicht auf die minimal mögliche Rate von 0.07kg/s (entspr. 30%) reduziert wird.

B Zu hoch eingestellte Heizkurve (+5K) / opt. Dim. WP / keine Verschattung

Heizfläche mit var. mdot	0	20	40	60	80	100	%
RUN	16	17	18	19	20	21	
AZ _{WP}	3.39	3.22	3.13	3.09	2.85	1.92	-
AZ _{Sys}	3.32	3.13	3.03	2.99	2.74	1.85	-
Q _{WP}	2196	1601	1410	1391	1284	1361	kWh
Q _{Heiz}	2148	1554	1364	1345	1235	1294	kWh
E _{WP}	647	497	451	450	451	709	kWh
mdot _{min}	0.23	0.20	0.17	0.14	0.07	0.01	kg/s
mdot _{percent}	100	90	77	61	30	5.4	
Einschaltungen Hochdruck	113	147	207	306	520	7390	-
	0	0	0	0	3	16291	
Laufdauer min. mittl. max.	0.12	0.08	0.03	0.017	0.05	0.017	h
	2.63	1.49	0.93	0.63	1.30	0.04	
	9.83	8.60	5.5	8.80	6.40	8.5	
mittl. op. Temp. Süd Nord	25.5	26.1	25.1	24.5	25.4	25.0	°C
	24.8	24.8	24.8	25.0	22.8	23.8	
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	7.4	8.1	29.0	44.9	20.2	27.8	-
	9.7	9.3	9.0	7.8	98.6	85.7	
	8.6	8.7	19.0	26.3	59.4	56.8	

Tab. 40: Resultate für P5 bei Konfiguration B

60% variable Heizflächen

Mit dem Massenstrom von 0.14kg/s würde bei Taussen=15°C eine Vorlauftemperatur von 40°C erreicht werden (Temperaturhub am Kondensator von ca.15K). In der Häufigkeitsverteilung der Laufdauer liegt der 2. Balken mit über 70% im Bereich von 10 bis 20 min Laufzeit.

Problematisch wird die Hochdrucksituation erst dann, wenn

$$T_{RLsoll} + \frac{1}{2} \text{ Hysterese} + \Delta T_{Kondensator} > \text{Hochdruckgrenze}$$

Wie bereits erwähnt, tritt dieser Fall bei stationärer Wärmeleistung für $T_{Heizgrenze}$ bei einem Massenstrom unter 0.07 kg/s (ca 1/3 vom Nennmassenstrom) ein.

80% variabler Heizflächen

Durch den Einsatz der TRV wird die Behaglichkeit der Nordzone deutlich in zulässigen Bereich verschoben, wenn auch die Behaglichkeitsgrenze immer noch überschritten ist. Durch die Verwendung einer Verschattung wie in Konfiguration A würde die PMV-Verteilung von Zone Süd an die von Zone Nord angeglichen (siehe 0% var). Bei 80% var. wird gegenüber 60% var. ersichtlich, wie sich die TRV-Regelung auf die Nordzone auswirkt. Die Streuung in Süd ist auf die nicht verhinderte Einstrahlung zurückzuführen.

Die starke Massenstromreduktion führt zum Einbruch der beiden AZ und zu inakzeptablen Betriebseigenschaften der Anlage, wie einer schlechten Arbeitszahl (AZ_{SYS} liegt bei 56% gegenüber 0%var), vermehrten Hochdruckfehlern bei starkem Takten.

C Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung

Heizfläche mit var. mdot	0	20	40	60	80	100	%
RUN	22	23	24	25	26	27	
AZ _{WP}	3.26	3.22	3.20	3.21	3.21	3.20	-
AZ _{Sys}	3.17	3.13	3.12	3.13	3.12	3.12	-
Q _{WP}	914	907	910	916	911	172	kWh
Q _{Heiz}	889	882	886	892	887	916	kWh
E _{WP}	280	282	284	285	284	892	kWh
mdot _{min}	0.24	0.20	0.17	0.14	0.074	0.013	kg/s
mdot _{percent}	100	90	77	61	33	5.6	
Einschaltungen Hochdruck	54	75	94	175	92	172	-
0	0	0	0	0	0	0	
Laufdauer min.	0.15	0.03	0.12	0.1	0.27	0.067	h
mittl.	2.35	1.68	1.35	0.72	1.38	0.073	
max.	5.21	3.55	4.55	2.88	3.53	2.87	
mittl. op. Temp. Süd	23.9	23.9	23.9	23.8	23.9	23.8	°C
Nord	21.3	21.4	21.5	21.5	21.5	21.5	
Komfortfaktor Süd	65.0	65	63.2	63.7	63.3	63.6	%
Nord	99.8	99.8	99.8	99.8	99.8	99.8	
Mittl.	82.4	82.4	81.5	81.7	81.5	81.7	

Tab. 41: Resultate für P5 bei Konfiguration C

Einfluss der Thermostat-Regelventile (TRV)

Aus der Verteilung der Behaglichkeit und im Vergleich der Massenstromverteilungen wird ersichtlich, dass in der Nordzone die TRV nicht massgeblich auf den Massenstrom wirken.

Behaglichkeit in den Südzentren ist ohne Verschattung nicht möglich.

D Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung / Taussen = 15°C / feste TRV

Heizfläche mit var. mdot	0	20	40	60	80	100	%
RUN	28	29	30	31	32	33	
AZ _{WP}	2.91	2.83	2.78	2.81	1.14	2.61	-
AZ _{Sys}	2.82	2.70	2.66	2.69	0.88	2.46	-
Q _{WP}	425	390	389	406	91	434	kWh
Q _{Heiz}	406	372	371	388	71	408	kWh
E _{WP}	144	138	140	145	80	166	kWh
mdot _{min}	0.23	0.19	0.16	0.13	0.07	0.046	kg/s
mdot _{percent}	100	90	70	56	30	20	
Einschaltungen Hochdruck	37	64	92	208	33	1468	-
0	0	0	0	0	0	1644	
Laufdauer min.	0.03	0.017	0.05	0.07	0.07	0.017	h
mittl.	1.38	0.74	0.51	0.23	0.34	0.03	
max.	5.18	3.40	2.13	0.85	0.78	0.18	
mittl. op. Temp. Süd	24.0	23.8	23.8	23.7	23.7	23.8	°C
Nord	21.4	21.4	21.4	21.6	18.1	21.7	
Komfortfaktor Süd	64.3	66.9	63.7	57.3	62	56	%
Nord	100	100	100	100	6.9	100	
Mittl.	82.2	83.4	81.8	78.6	34.5	78.0	

Tab. 42: Resultate für P5 bei Konfiguration D

0% var.

Besonders hier fällt die schlechte Arbeitszahl auf. Diese lässt sich auf die Mess- und Regelleistung und die Leistung der Umwälzpumpe zurückführen. Diese beiden Leistungen werden kontinuierlich aufgewendet und ergeben in der Summe über den Simulationszeitraum 53.8kWh (das gilt für jede Simulation). Das entspricht einem Anteil der elektrischen Energie von 37% bei einer Gesamlaufzeit der Wärmepumpe von nur 51 Stunden. Ein von der Hilfsenergie bereinigte Arbeitszahl liegt bei 4.5. Dieser Wert berechnet sich auch für Konfiguration A, 0% var.

Anmerkung:

Die Resultate zur Betrachtung P6 – Maximal zulässiger variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe mit TRV, Überströmer ohne Speicher (Neubau) - sind in der folgenden Parametervariation integriert. In direkter Gegenüberstellung können die Zusammenhänge besser erkannt werden.

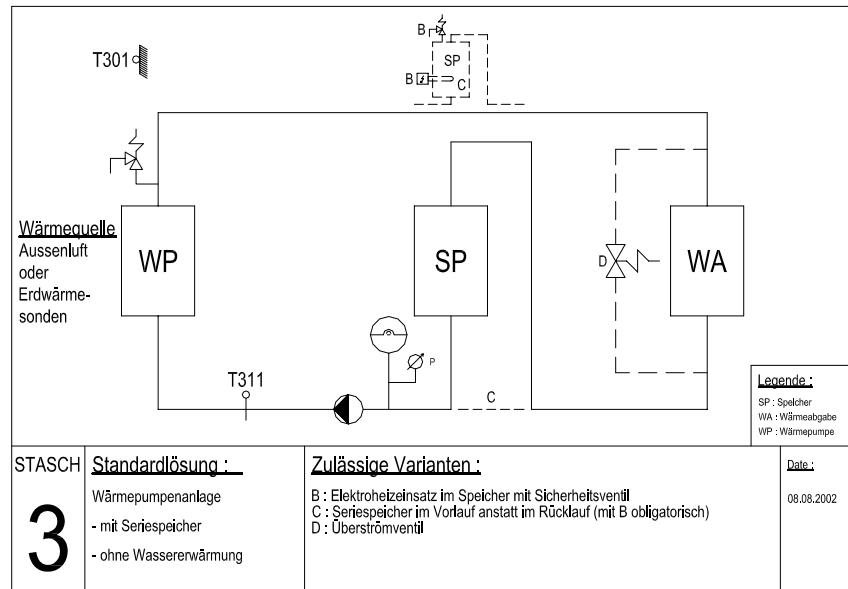


Abb. 119: STASCH-Schaltung 3

Beschreibung zu P7

- Schaltung 3 mit serielltem Speicher
- Mit Thermostatventilen an 100% der Heizflächen und druckverlustabhängiger Massenstromaufteilung
- LW-WP in opt. Dimensionierung nach P2 mit WW-Zuschlag
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Leichtbau mit nass verlegter FBH
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Betrachtungszeitraum vom 01. bis 28.Okttober
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze:

$A15/W35 >> Q_{WP}$	= 9100 W
$A15/W55 >> Q_{WP}$	= 8260 W
m_{dot}	= 0.23kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.6°C.

Die Konfigurationen

- A** Optimale Heizkurve
- B** Zu hoch eingestellte Heizkurve (+4 K)
- C** Optimale Heizkurve, Ausschaltzeitkonstante der WP 60s

Ergebnisse

A Opt. Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung

RUN	P6	P7/01	P7/02	P7/03	P7/04	P7/05	
Speichergrösse abs. spez.	00 10.5	0.1 21	0.2 31.5	0.3 42	0.4 52.5	0.5	m^3 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$
AZ _{WP}	3.31	3.27	3.28	3.27	3.27	3.27	-
AZ _{Sys}	3.22	3.17	3.16	3.14	3.13	3.12	-
Q _{WP}	891.7	900.6	916.1	920.5	925.7	935.6	kWh
Q _{Heiz}	868.3	871.8	883.6	884.6	886.3	892.2	kWh
Q _{Verlust}	23.4	28.8	32.5	35.9	39.4	43.4	kWh
E _{WP}	268.8	274.7	279.4	281.24	282.8	285.4	kWh
mdot _{min} mdot _{percent}	0.17 77.2	0.17 76.8	0.17 75.6	0.17 76.4	0.17 75.5	0.16 74.4	kg/s %
Einschaltungen Hochdruck	503 0	216 0	149 0	118 0	95 0	87 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.066 0.24 3.76	0.20 0.57 2.81	0.33 0.85 3.35	0.43 1.07 3.93	0.57 1.29 4.30	0.62 1.48 4.90	h
mittl. op. Temp. Süd Nord	23.8 21.3	23.9 21.4	23.8 21.4	23.8 21.5	23.9 21.5	23.9 21.5	°C
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	62.4 99.7 81.0	62.0 99.7 80.8	61.58 99.75 80.67	61.6 99.8 80.7	61.5 99.7 80.6	60.98 99.75 80.36	%
Mittl. Temp. WP _{ein} Vorlauf Rücklauf Mittelwert	31.8 25.5 28.7	32.7 25.3 29.0	32.9 25.2 29.1	32.9 25.2 29.0	33.0 25.1 29.1	33.1 25.1 29.1	°C
Mittl. Temp. Vorlauf Rücklauf Mittelwert	26.4 24.9 25.7	26.5 25.0 25.8	26.6 25.1 25.9	26.6 25.1 25.9	26.7 25.2 25.9	26.8 25.3 26.0	°C
Mittl. Speichertemperatur	-	26.3	26.4	26.7	26.4	26.1	°C

Tab. 43: Resultate für P6/7 bei Konfiguration A

Laufdauer min.

Die minimale Laufdauer wurde auf Häufigkeit und Ursache untersucht. Die angegebenen Werte schliessen statistisch irrelevante Erscheinungen aus (verursacht durch Sperrzeit, Simulationsstart od. ähnl.).

Hohe AZ

Auffällig ist die hohe Arbeitszahl von P6. Diese ergibt sich aus der höheren Leistungszahl bei tiefen Eintrittstemperaturen am Kondensator. Erst bei vielen Einschaltungen bekommt dieser Effekt Gewicht.

Verteilung der Einschaltungen

Erwartungsgemäss nimmt mit zunehmender Speichergrösse die Anzahl der Einschaltungen ab und die mittl. Laufdauer nimmt zu. Aus betriebstechnischen Gründen gibt es hier eine Grenze, die den nicht akzeptablen Betrieb festlegt. Diese ist allerdings nicht fix festgelegt.

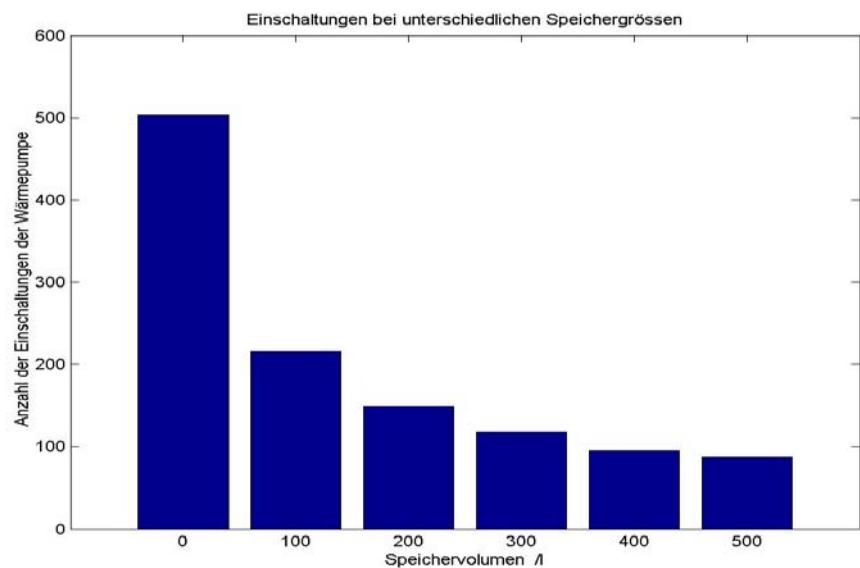


Abb. 120: Verlauf der Anzahl Einschaltungen bei zunehmender Speichergrösse

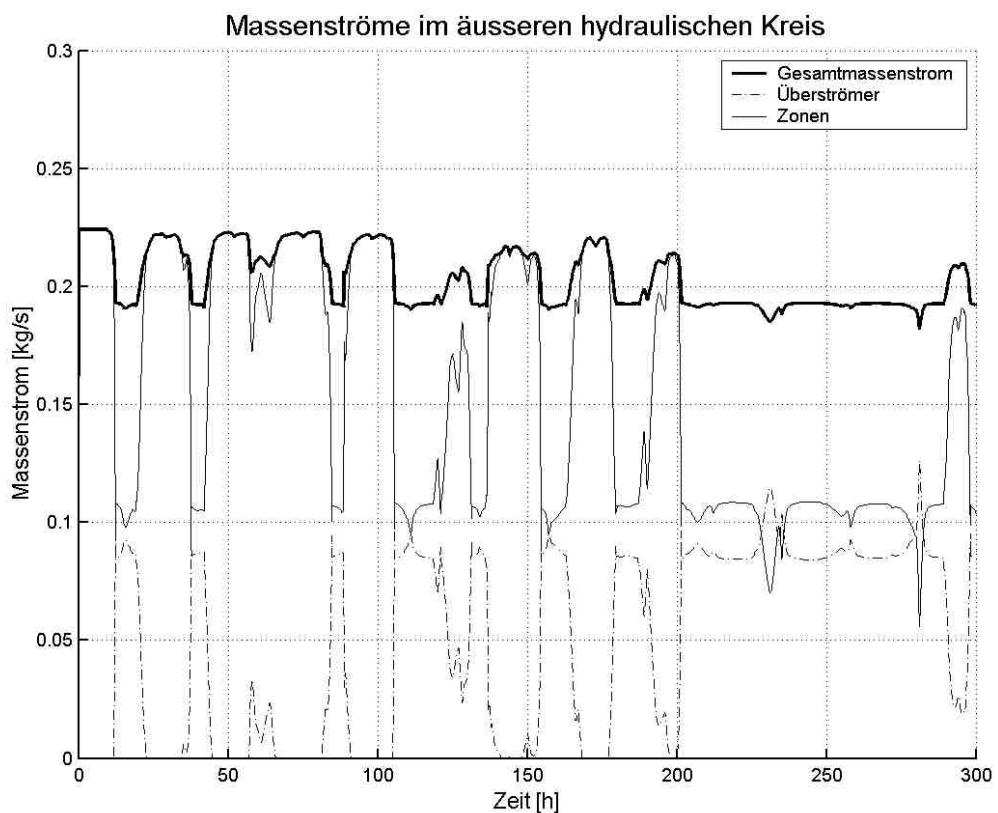


Abb. 121: Massenströme beim Einsatz des schnell ansprechenden Überströmers (10kPa)

B hoch eingestellte Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung

RUN	P6/02	P7/06	P7/07	P7/08	P7/09	P7/10	
Speichergrösse abs. spez.	0 0	0.1 10.5	0.2 21	0.3 31.5	0.4 42	0.5 52.5	m^3 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$
AZ _{WP}	3.25	3.14	3.13	3.13	3.12	3.12	-
AZ _{Sys}	3.16	3.00	2.96	2.94	2.92	2.91	-
Q _{WP}	1170	1175	1179	1188	1197	1198	kWh
Q _{Heiz}	1121	1118	1115	1117	1119	1116	kWh
Q _{Verlust}	360	373	376	380	383	384	kWh
E _{WP}	49	57	64	71	78	82	kWh
mdot _{min} mdot _{percent}	0.17 74.7	0.17 74.7	0.17 74.6	0.17 74.8	0.17 74.7	0.17 75.0	kg/s %
Einschaltungen Hochdruck	1094 0	390 0	252 0	188 0	151 0	127 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.05 0.15 5.08	0.18 0.42 5.33	0.25 0.65 7.58	0.43 0.88 8.90	0.55 1.10 9.22	0.63 1.31 9.33	h
mittl. op. Temp. Süd Nord	24.6 23.0	24.6 23.0	24.5 23.0	24.6 23.0	24.6 23.0	24.6 23.0	°C
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	44.8 98.4 71.6	44.8 98.3 71.6	45.0 98.5 71.7	44.8 98.5 71.6	44.5 98.4 71.4	45.0 97.9 71.5	%
Mittl. Temp. WP _{ein} Vorlauf Rücklauf Mittelwert	35.2 29.6 32.4	36.9 29.4 33.2	37.3 29.3 33.3	37.5 29.3 33.4	37.7 29.3 33.5	37.6 29.2 33.4	°C
Mittl. Temp. Vorlauf Rücklauf Mittelwert	32.9 30.8 31.8	32.9 30.8 31.8	32.8 30.6 31.7	32.9 30.7 31.8	33.0 30.8 31.9	32.7 30.6 31.7	°C
Mittl. Speichertem- peratur	-	31.3	31.3	31.0	31.3	31.0	°C

Tab. 44: Resultate P6/7 für Konfiguration B

Hohe AZ

Auch hier ist die Arbeitszahl wie bei Konfiguration A auffällig hoch bei der Simulation von P6. Dieser Sachverhalt wurde bereits bei [10] im Projekt Pulsbreitenmodulation dokumentiert. Ebenfalls sind im Rahmen von FAWA ähnliche Erkenntnisse aufgetreten.

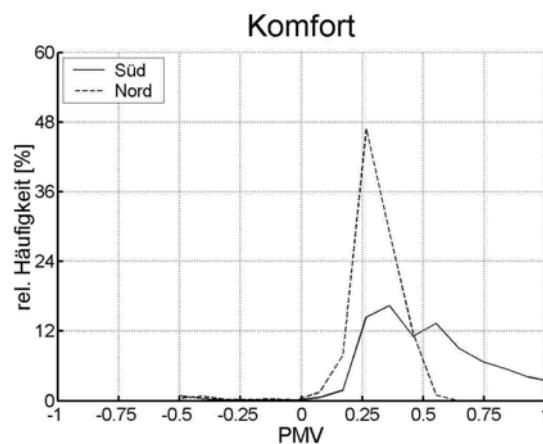


Abb. 122: Komfortverteilung bei hoch eingestellter RL-Heizkennlinie

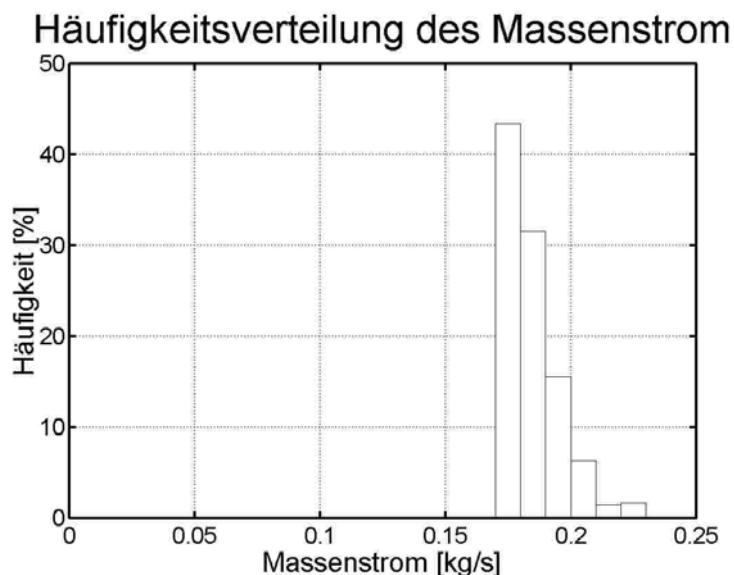


Abb. 123: Massenstromverteilung bei hoch eingestellter RL-Heizkennlinie

Repräsentativ für praktisch alle Fälle von Konfiguration B zeigen die folgenden Grafiken die charakteristischen Eigenschaften.

7.2.6 P8 - Optimale Reglereinstellung für den parallelen Speicher (Neubau)

Die Parametervariation 8: *Opt. Reglereinstellung paralleler Heizspeicher NB*, mit der Frage: *Mit welchen Einstellungen des Speicherladereglers funktioniert der parallele Heizspeicher am effizientesten?* wurde nicht durchgeführt. Die Komplexität der Fragestellung, durch die eine Behandlung als eigene Parametervariation gerechtfertigt wäre, ist nicht gegeben. Der Speicher erhöht lediglich die Trägheit des Wärmeverteilungssystems und führt somit zu einer Verlängerung der Wärmepumpenlaufdauer. Die Verwendung als Energiespeicher scheitert meistens an den baulichen Randbedingungen und müsste separat untersucht werden.

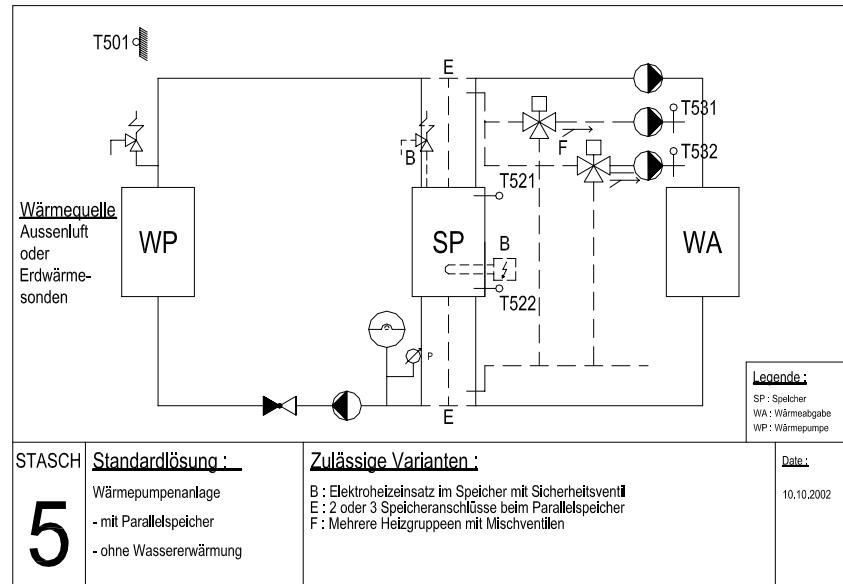


Abb. 124: STASCH-Schaltung 5

- Schaltung 5 mit parallelem Speicher
- Mit Thermostatventilen und druckverlustabhängiger Massenstromaufteilung, ohne Überströmer mit separaten Primär- und Sekundärkreispumpen
- LW-WP in opt. Dimensionierung nach P2 mit WW-Zuschlag
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Leichtbau mit nass verlegter FBH mit Thermostatventilen an 100% der Heizflächen
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Betrachtungszeitraum vom 01. bis 28.Oktober
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze:

A15/W35 >> Q _{WP}	= 9100 W
A15/W55 >> Q _{WP}	= 8260 W
m _{dotWW}	= 0.23kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.6°C.

Die Konfigurationen

A hohe Heizkurve, opt. dim. Wärmepumpe, keine Verschaltung

Es wurden vorgängig weitere Konfigurationen betrachtet. Diese sind jedoch wegen diverser Modelländerungen im direkten Zusammenhang nicht mehr repräsentativ.

Ergebnisse

A hohe Heizkurve / opt. dim. WP / keine Verschattung

RUN	P9/25	P9/26	P9/27	P9/28	P9/29	P9/30	P9/31	
Speichergrösse abs. spez.	0.1 10.5	0.15 15.75	0.2 21	0.3 31.5	0.4 42	0.6 63	0.8 84	m^3 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$
AZ _{WP}	3.10	3.23	3.31	3.39	3.44	3.49	3.52	-
AZ _{Sys}	2.71	2.82	2.88	2.95	2.98	3.00	3.00	-
Q _{WP}	1176	1175	1176	1181	1187	1190	1199	kWh
Q _{Heiz}	1118	1120	1120	1125	1126	1123	1124	kWh
Q _{Verlust}	58	55	56	56	61	67	77	kWh
Speicher primär	1137	1141	1158	1153	1158	1166	1176	kWh
Speicher sec.	1129	1131	1134	1136	1135	1134	1135	kWh
Systemverluste primär/sekundär	39 11	34 11	-	28 11	29 11	24 11	23 11	kWh
Q _{Verlust Speicher}	8	11	23	18	23	34	44	kWh
E _{Sys}	413	397	389	381	378	375	375	kWh
E _{WP}	380	364	355	348	345	341	341	
Einschaltungen Hochdruck	671 0	467 0	358 0	251 0	190 0	135 0	103 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.14 0.29 -	0.22 0.39 -	0.26 0.50 -	0.30 0.69 -	0.47 0.91 -	0.71 1.26 -	0.83 1.65 -	H
Laufdauer gesamt	192	183	178	174	172	170	170	H
mittl. op. Temp. Süd Nord	24.6 23.0	24.6 23.0	24.6 23.0	24.6 23.1	24.6 23.1	24.6 23.1	24.6 23.1	°C
Mittl. kon. Temp. Süd Nord	24.1 22.7	24.2 22.7	24.2 22.7	24.2 22.7	24.2 22.7	24.2 22.7	24.2 22.7	°C
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	45.7 98.1 71.9	45.5 97.9 71.7	45.4 97.9 71.6	45.2 97.7 71.5	45.1 97.8 71.4	45.0 97.8 71.4	44.9 97.8 71.3	%
Mittl. Temp. Primär Vorlauf Rücklauf	33.3 29.0	33.6 28.9	33.7 28.8	33.9 28.8	33.9 28.7	34.0 28.7	33.9 28.6	°C
Mittl. Temp. Sekun- där Vorlauf Rücklauf	32.4 30.5	32.6 30.5	32.7 30.6	32.9 30.5	33.1 30.3	32.9 30.4	33.0 30.4	°C
Mittl. Speichertem- peratur	30.1	30.2	30.2	30.2	30.1	30.3	30.4	°C

Tab. 45: Resultate P9

Aus den aufgeschlüsselten Zahlen für die Energieflüsse um den Speicher und in den Rohrleitungen wird ersichtlich, dass die Systemverluste im Ladekreis des Speichers erheblich sind. Daraufhin wurde festgestellt, dass die Rohrleitung am Wärmepumpenaustritt zum Speicher mit 9m unrealistisch lang parametriert ist. Dieser Umstand ist auf den aus der Schaltung mit seriellem Speicher abgeleiteten Modellaufbau zurückzuführen. Durch die Kenntnis über diesen Sachverhalt werden die Effekte erklärbar. Die Verluste des Ladekreises verhalten sich entsprechend der Gesamlaufdauer und nehmen weitgehend gleichförmig ab.

7.2.8 Variabler Volumenstrom an der Wärmepumpe durch TRV (Sanierung) und Überströmventil

Dieser Schaltungsaufbau konnte mit den definierten Randbedingungen nicht in einen vernünftigen Betriebszustand gebracht werden. Auch schon bei den Simulationen zur Suche nach der opt. RL-Heizkennlinie war der Einsatz eines Speichers erforderlich, um die Laufdauern der Wärmepumpe in akzeptable Betriebsbereiche zu bringen. Da diese Erkenntnis abzusehen war, wurde die Parametervariation schon zu einem frühen Zeitpunkt des Projektes als zweitrangig eingestuft.

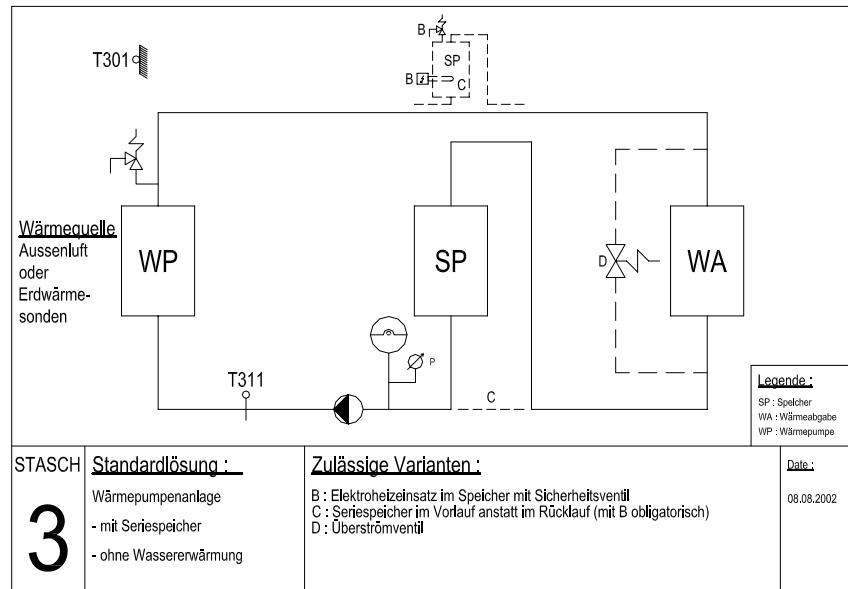


Abb. 125: STASCH-Schaltung 3

Beschreibung zu P13

- Schaltung 3 mit seriellem Speicher
- Mit Thermostatventilen an 100% der Heizflächen und druckverlustabhängiger Massenstromaufteilung mit Überströmer parallel zu den Zonen
- LW-WP in opt. Dimensionierung nach P11 mit WW-Zuschlag 1.1kW
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Sanierung mit Radiatorheizung
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Betrachtungszeitraum vom 01. bis 28.Oktobe
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze:

A15/W35 >> Q_{WP}	= 16000 W
A15/W55 >> Q_{WP}	= 16600 W
m_{dot}	= 0.27kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.6°C.

Die Konfiguration

A hohe Heizkurve / opt. dim. WP mit WW-Zuschlag / keine Verschattung

RUN	P13/13	P13/14	P13/15	P13/16	[%]
Speichergrösse abs. spez.	0.2 12.1	0.4 25	0.6 36.1	0.8 48.2	m^3 $\text{dm}^3/\text{kW}_{\text{HG}}$
AZ _{WP}	3.31	3.27	3.25	3.23	-
AZ _{Sys}	3.14	3.08	3.04	3.00	-
Q _{WP}	1977	2002	2023	2242	kWh
Q _{Heiz}	1882	1889	1891	1892	kWh
E _{WP}	598	614	623	631	kWh
mdot _{min}	0.24	0.23	0.23	0.23	kg/s
Einschaltungen Hochdruck	327 0	226 0	179 0	149 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.25 0.42 0.95	0.38 0.61 1.18	0.37 0.79 1.38	0.68 0.96 1.57	H
mittl. op. Temp. Süd Nord	23.1 22.2	23.1 22.2	23.1 22.2	23.1 22.3	°C
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	84.9 100 92.5	84.8 100 92.4	84.9 100 92.4	84.9 100 92.4	%
Mittl. Vorlauftemperatur Mittl. Rücklauftemperatur	38.9 36.4	39.1 36.5	39.1 36.5	39.2 36.6	°C
Mittl. Speichertemperatur	36.7	37.0	37.0	37.1	°C

Tab. 46: Resultate P13 für Konfiguration A

Die abnehmende Systemarbeitszahl einerseits und die Laufdauer der Wärmepumpe andererseits sind die massgebenden Kriterien für die Entscheidung zur optimalen Speichergrösse. Die Begründungen verhalten sich analog zu P7.

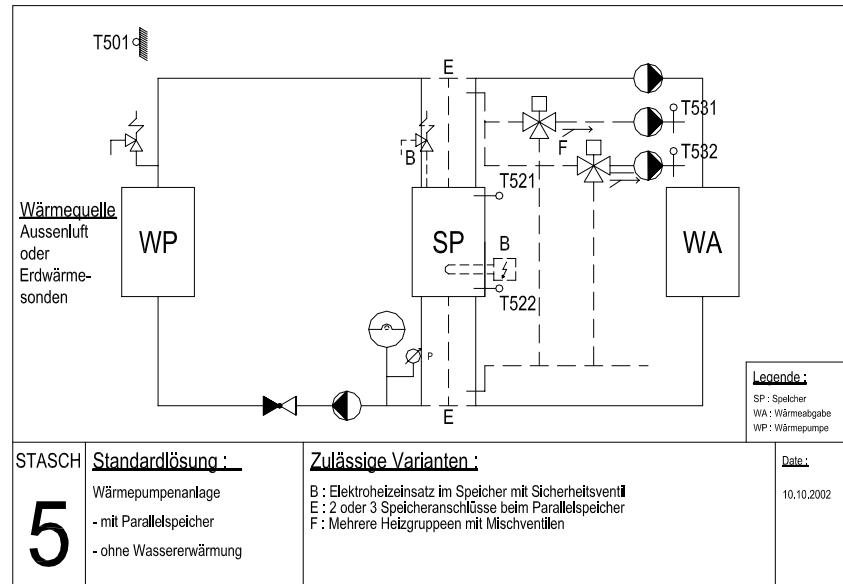


Abb. 126: STASCH-Schaltung 5

Beschreibung zu P14

- Schaltung 5 mit parallelem Speicher
- Mit Thermostatventilen und druckverlustabhängiger Massenstromaufteilung ohne Überströmer mit separaten Primär- und Sekundärkreispumpen
- LW-WP in opt. Dimensionierung nach P11 mit WW-Zuschlag 1.1kW
- Sperrzeiten 11-12 & 22-24 Uhr
- Zwei-Zonenmodell Sanierung mit Radiatorheizung mit TRV an 100 % der Heizflächen ohne Verschaltungsoptionen
- Wetterdaten Zürich Kloten, DRY, Betrachtungszeitraum vom 01. bis 28.Okttober
- Betriebskriterien der Wärmepumpe an der Heizgrenze: $A15/W35 >> Q_{WP}$ = 16000 W
 $A15/W55 >> Q_{WP}$ = 16600 W
 m_{dot} = 0.27kg/s

Die mittlere Aussentemperatur über den Simulationszeitraum beträgt 10.6°C.

Die Konfigurationen

A hohe Heizkurve, opt. dim. WP / keine Verschaltung / Umgebungstemp. Speicher 20°C

B hohe Heizkurve, opt. dim. WP / keine Verschaltung / Umgebungstemp. Speicher 12°C

Es wurden vorgängig weitere Konfigurationen betrachtet. Diese sind jedoch wegen diverser Modelländerungen im direkten Zusammenhang nicht mehr repräsentativ.

Ergebnisse

A hohe Heizkurve / opt. dim. WP mit WW-Zuschlag / keine Verschattung / Umgebungstemperatur Speicher 20°C

RUN	P14/ 22	P14/ 23	P14/ 24	P14/ 25	P14/ 26	P14/ 27	P14/ 28	
Speichergrösse abs. spez.	0.2 12.1	0.4 25	0.6 36.1	0.8 48.2	1.0 60.2	1.5 90.3	2 120.4	m^3 dm/kW
AZ _{WP}	3.18	3.31	3.37	3.41	3.43	3.46	3.49	-
AZ _{Sys}	2.87	2.98	3.02	3.02	3.03	3.00	2.97	-
Q _{WP}	1905	1933	1965	1996	2003	2049	2074	kWh
Q _{Heiz}	1815	1834	1848	1862	1860	1872	1865	kWh
E _{Sys}	632	615	613	616	614	623	624	kWh
Q _{Verlust}	90	99	116	134	143	177	209	kWh
Einschaltungen Hochdruck	419 0	261 0	197 0	155 0	131 0	95 0	77 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.23 0.37 0.82	0.38 0.57 1.10	- 0.77 1.37	0.65 0.94 1.55	0.77 1.14 1.7	1.17 1.61 2.45	0.32 2.09 3.22	H
Gesamtlaufdauer	153	149	151	146	149	153	161	H
mittl. op. Temp. Süd Nord	23.0 21.9	23.0 22.0	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.2	23.1 22.1	°C
mittl. kon Temp. Süd Nord	22.7 21.6	22.7 21.7	22.7 21.8	22.7 21.8	22.7 21.8	22.7 21.9	22.7 21.8	°C
Komfortfaktor Süd Nord Mittl.	86.0 100 93.0	85.7 100 92.9	85.6 100 92.8	85.4 100 92.7	85.5 100 92.8	85.4 100 92.7	85.4 100 92.7	%
Mittl. Temp. Primär Vorlauf Rücklauf	41.6 34.2	42.2 34.1	42.6 34.2	42.9 34.3	43.1 34.4	43.3 34.5	43.4 34.4	°C
Mittl. Temp. Sekundär Vorlauf Rücklauf	37.6 36.3	38.1 36.3	38.3 36.2	38.6 36.4	38.6 36.3	38.9 36.4	38.8 36.2	°C
Mittl. Speichertemperatur	35.8	36.0	36.1	36.3	36.2	36.4	36.3	°C

Tab. 47: Resultate P14 für Konfiguration A

Die Laufdauer ist wichtiges Kriterium neben elektrischem Energieaufwand und Speichergrösse. Daher kann der Speicher, da als Kapazität eingesetzt, mit 35kg/kW so klein als möglich ausgewählt werden, ohne bei der Arbeitszahl massgebliche Einbussen in Kauf nehmen zu müssen.

B hohe. Heizkurve / opt. dim. WP mit WW-Zuschlag / keine Verschattung / Umgebungstemperatur Speicher 12°C

RUN	P14/ 29	P14/ 30	P14/ 31	P14/ 32	P14/ 33	P14/ 34	P14/ 35	
Speichergrösse abs. spez.	0.2 12.1	0.4 25	0.6 36.1	0.8 48.2	1.0 60.2	1.5 90.3	2 120.4	m^3 dm/kW
AZ _{WP}	3.18	3.32	3.38	3.41	3.44	3.47	3.51	-
AZ _{Sys}	2.81	2.92	2.95	2.95	2.95	2.91	2.88	-
Q _{WP}	1958	1983	2017	2045	2068	2126	2170	kWh
Q _{Heiz}	1815	1832	1850	1860	1861	1871	1868	kWh
E _{Sys}	646	628	627	630	632	643	649	kWh
Q _{Verlust}	143	151	167	185	207	255	302	kWh
Einschaltungen Hochdruck	420 0	265 0	198 0	159 0	132 0	94 0	77 0	-
Laufdauer min. mittl. max.	0.23 0.38 0.85	0.38 0.58 1.13	0.45 0.77 1.33	0.67 0.96 1.50	0.77 1.16 1.70	1.18 1.64 2.35	1.52 2.14 3.33	H
Gesamlaufdauer	157	154	153	153	153	154	165	H
mittl. op. Temp. Süd Nord	23.0 21.9	23.0 22.0	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.1	23.1 22.2	23.1 22.2	°C
mittl. kon Temp. Süd Nord	3.18	3.32	3.38	3.41	3.44	3.47	3.51	°C

Tab. 48: Resultate P14 für Konfiguration B

Die Resultate zeigen im Vergleich mit Konfiguration A die gleichen Aussagen. Auch die mittlere Laufdauern der Wärmepumpe unterscheiden sich nur sehr gering. Die Auswirkung wird erst in der Differenz der von der Wärmepumpe erbrachten Wärmeenergie deutlich.

7.2.11 P10 detailliert - Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit LW-WP

Beschreibung zu P10

- Schaltung 3 mit serielltem Speicher, LW-WP, ohne Überströmventil,
- Wetterdaten Zürich Kloten DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30. April
- Sperrzeiten 11:00 bis 12:00 Uhr und 22:00 bis 24:00 Uhr
- 2-Zonenmodell Sanierung massiv mit Heizkörper Heizung, ohne Thermostatventile, 8.8 kW Wärmebedarf bei -11°C Aussenlufttemperatur

Variierter Parameter

- Steigung der RL-Heizkennlinie (Anhebung Fusspunkt) 0 bis 5 K
- Offset RL-Heizkennlinie (vertikale Parallelverschiebung) -4 bis 0 K

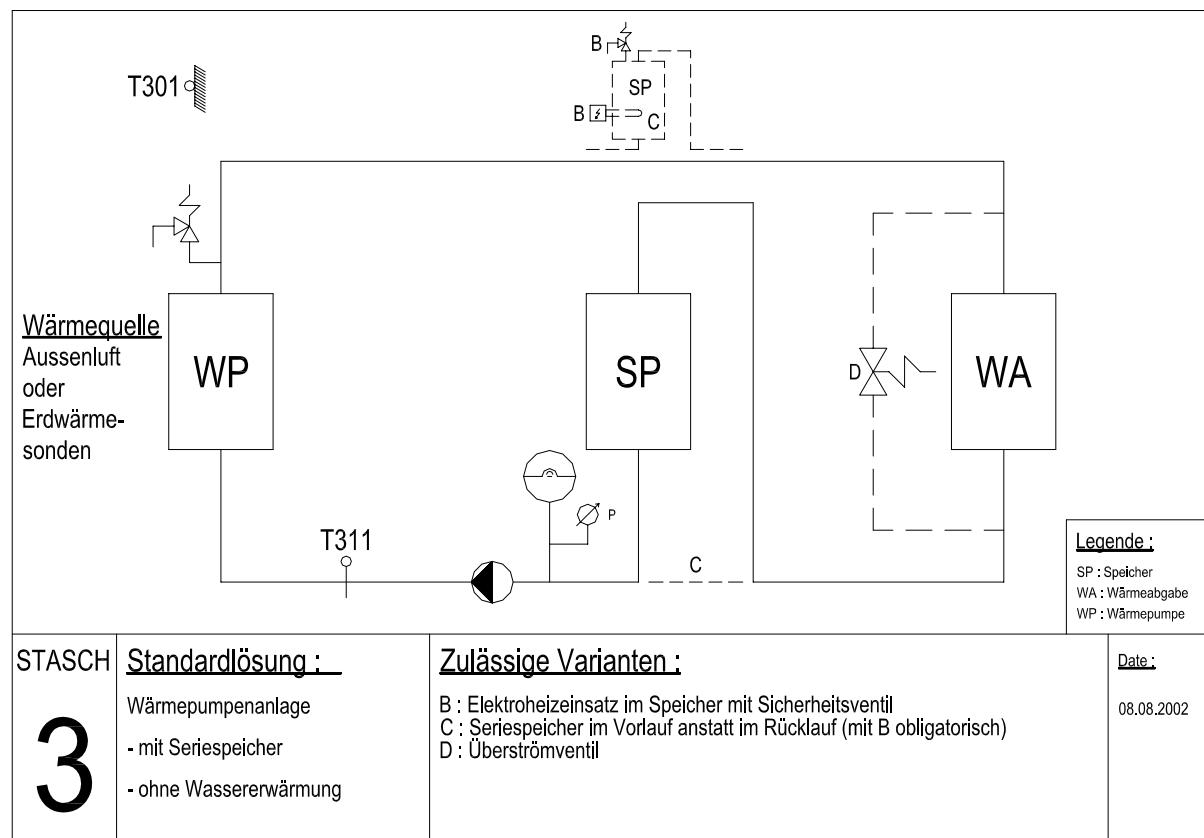


Abb. 127: Hydraulics schema der Schaltung 3

Ausgangslage		Optimierte RL-Heizkennlinie	
Einstellungen			
Klimapunkt (-11°C)	51	49	[°C]
Fusspunkt (+15°C)	30	28	[°C]
Steigungsänderung durch Verschiebung des Fusspunkts	-	0	[K]
Hysterese	(+2 / -2)	(+2 / -2)	[K]
Ergebnisse			
JAZ _{WP} :	2.82	2.88	[·]
JAZ _{Sys} :	2.73	2.82	[·]
Q _{WP} :	26861	24538	[kWh]
Q _{Heiz} :	25982	23743	[kWh]
E _{WP} :	9510	8513	[kWh]
Einschaltungen:	2003	1962	[·]
Mittl. Laufzeit pro Einschaltung	62	58	[min]
mittl. op. Temp. Süd:	22.6	22.0	[°C]
mittl. op. Temp. Nord:	22.1	21.3	[°C]

Tab. 49: Resultate P10 - „Ausgangslage“ und „optimierte RL-Heizkennlinie“ LWWP (Sanierung)

Für die Ausgangslage wurde ein realer LW-WP Typ gewählt, der am Auslegungspunkt von -11°C Außenlufttemperatur bei höchster Vorlauftemperatur eine Heizleistung möglichst nahe an der geforderten Erzeugerheizleistung von 10 kW besitzt. Um diese geforderte Heizleistung genau zu erreichen, wurden die Leistungen mit einem Skalierungsfaktor multipliziert. Die gegenüber der Gebäudeheizlast grössere Erzeugerheizleistung berücksichtigt die 3 Stunden Sperrzeit während eines Tagesbetriebes. Der Durchfluss über dem Kondensator und das Speichervolumen wurden anhand der STASCH-Empfehlungen berechnet.

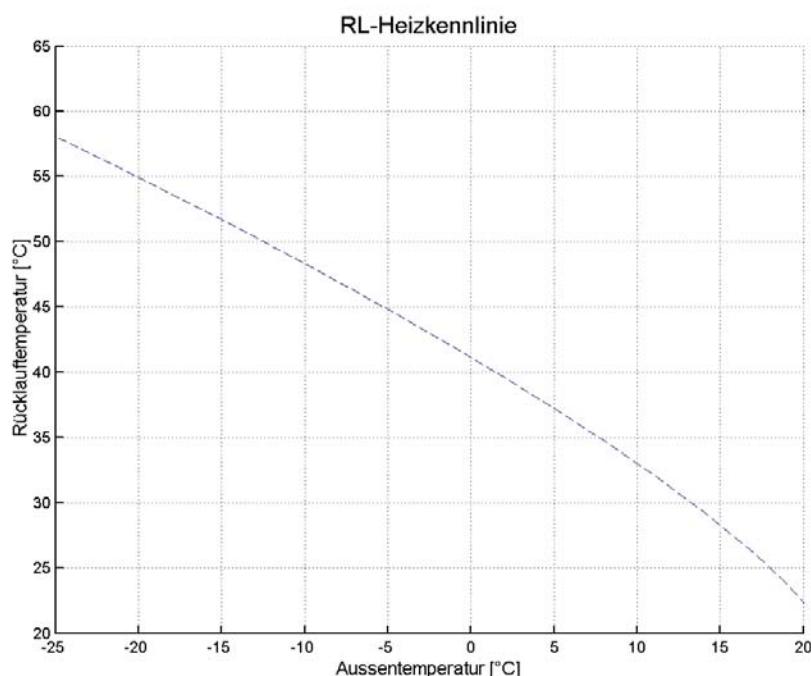


Abb. 128: Optimale RL-Heizkennlinie, die am Regler einzustellen ist.

Die vom Bewohner am Regler bereits vor der Sanierung eingestellte Heizkennlinie (Ausgangslage) liegt schon recht nahe am Optimum. Die RL-Heizkennlinie konnte nur noch um 2 K parallel nach unten verschoben werden, ohne Komforteinbussen hinnehmen zu müssen. Allerdings verringern diese 2 K den Elektroenergieeinsatz bei diesem Gebäude um rund 10 %.

Häufigkeitsverteilung der Laufdauer

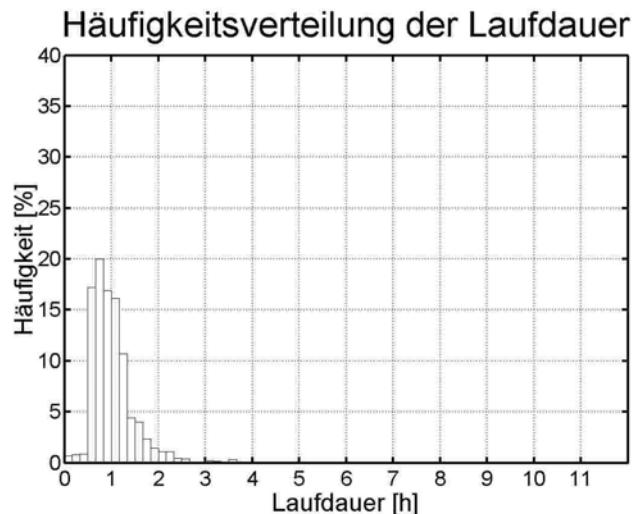


Abb. 129: Laufdauer Verteilung bei der Ausgangslage

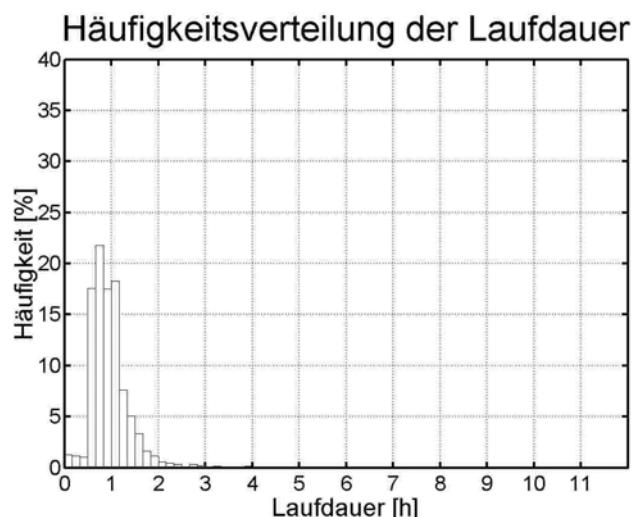


Abb. 130: Laufdauer Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

Häufigkeit der Predicted Mean Votes (PMV)

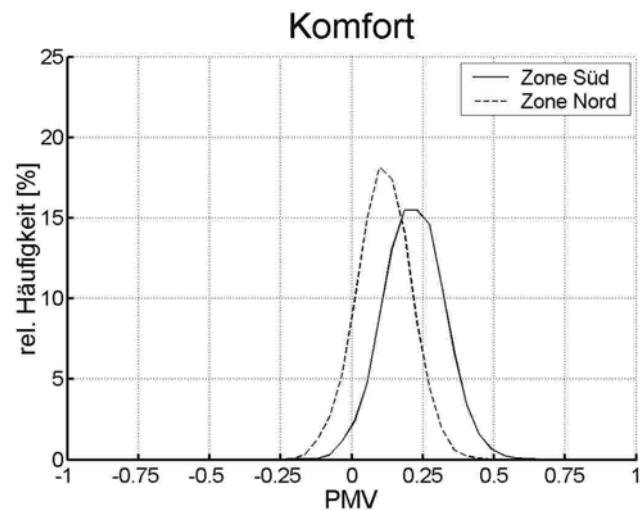


Abb. 131: PMV Verteilung bei der Ausgangslage

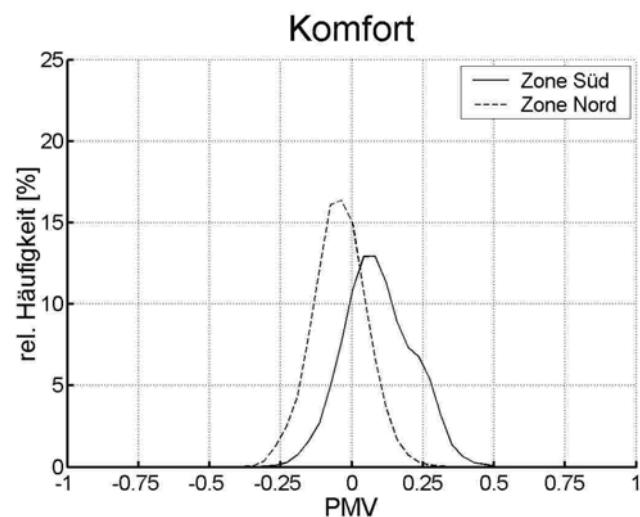


Abb. 132: PMV Verteilung Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

Die PMV Verteilung verschiebt sich vom leicht zu warmen Bereich in Abb. 131 in Richtung gewünschten Behaglichkeitszustand (PMV=0 Abb. 137).

Verteilung der operativen Temperatur

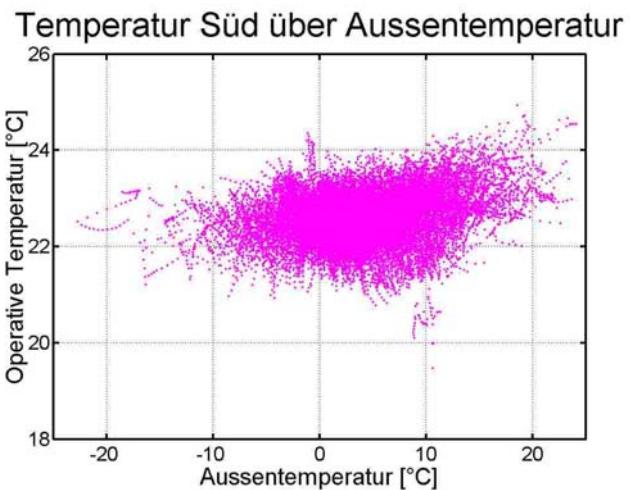


Abb. 133: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Südzone bei der Ausgangslage

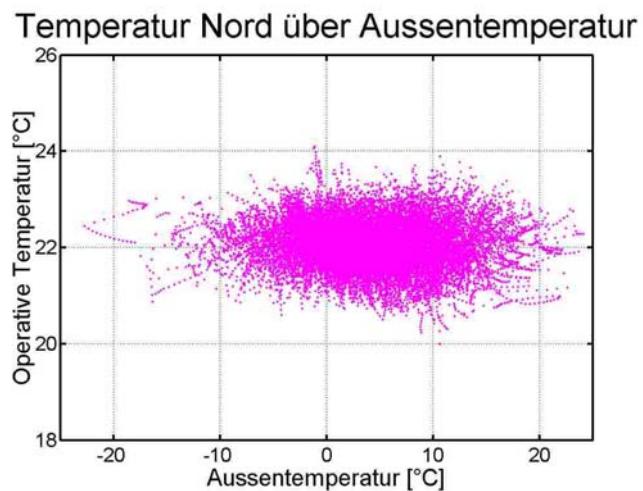


Abb. 134: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei der Ausgangslage

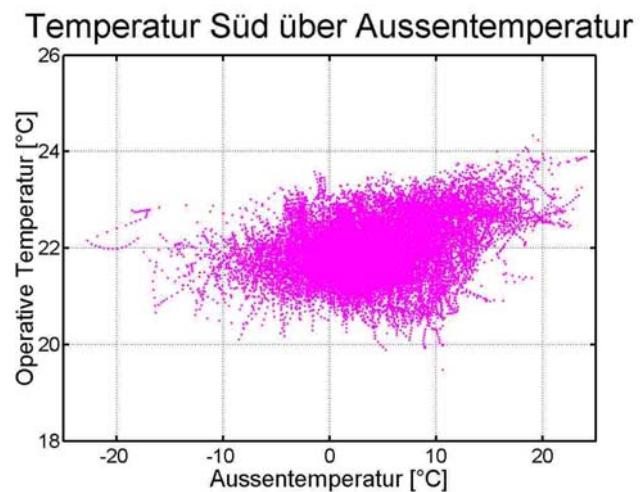


Abb. 135: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Südzone bei der optimierten RL-Heizkennlinie

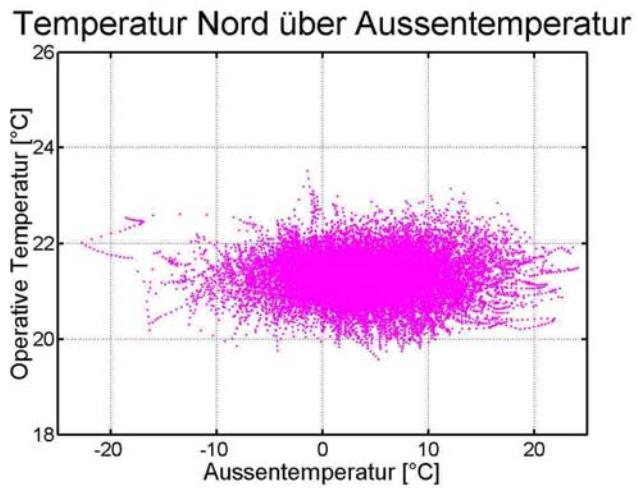


Abb. 136: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei optimierter RL- Heizkennlinie

Die operativen Temperaturen bewegen sich erwartungsgemäss durch das Absenken der RL-Heizkennlinie nach unten (Vergleiche Abb. 133 und Abb. 135 oder Abb. 134 und Abb. 136). Auf der Nordseite erreichen wir mit dem Zentrum der Wolke ziemlich gut den geforderten Optimalzustand von 21.5°C operativer Temperatur. Auf der Südseite liegen die Temperaturen aufgrund der Sonneneinstrahlung etwas höher resp. die Temperaturbandbreite ist grösser.

Raumlufstemperaturen bei kalten Tagen

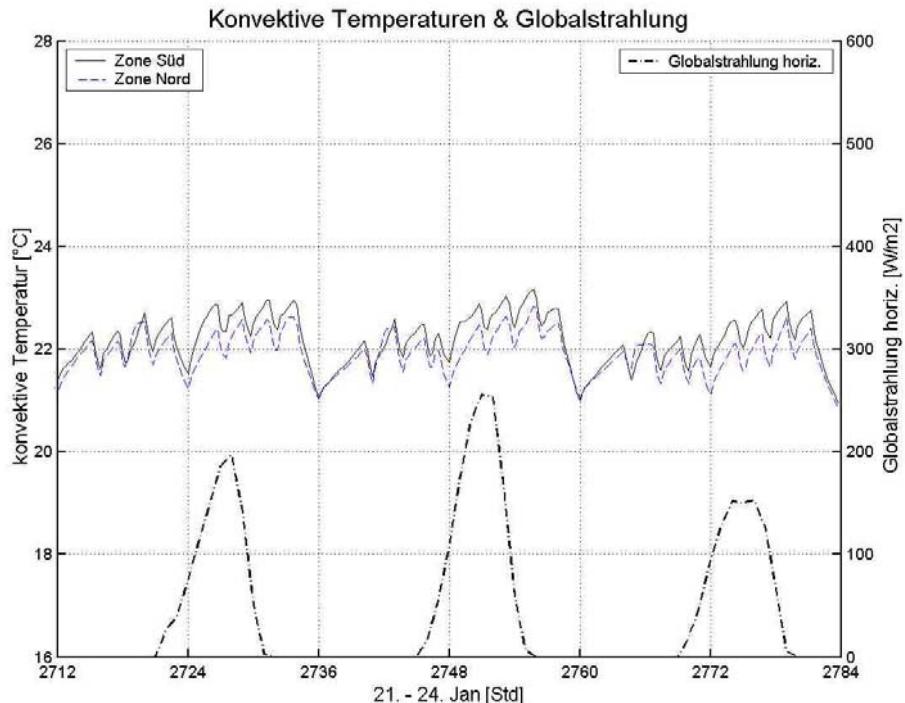


Abb. 137: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung bei kalten Tagen und der Ausgangslage

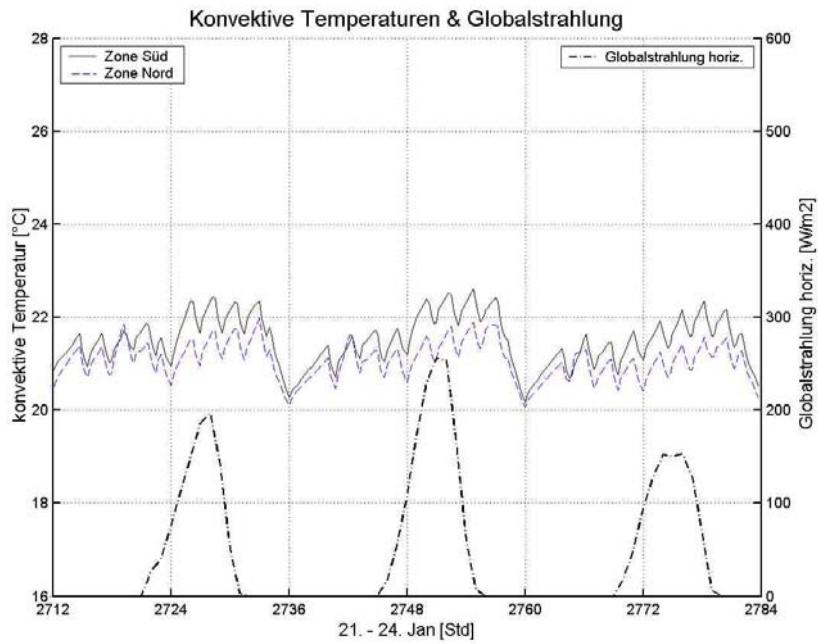


Abb. 138: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung bei kalten Tagen und optimierter RL-Heizkennlinie

Auch bei kalten Außenlufttemperaturen (Außenlufttemperatur siehe nächstes Bild) bleiben die Raumlufttemperaturen (konvektive Temperaturen) mit optimierter RL-Heizkennlinie im Bereich von 21°C.

Vor- und Rücklauftemperaturen bei kalten Tagen

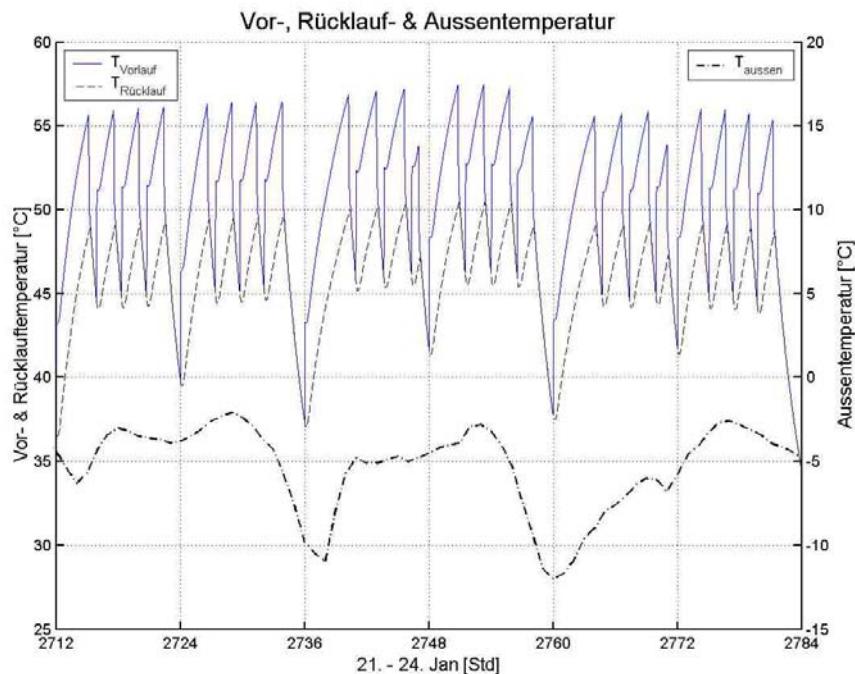


Abb. 139: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und der Ausgangslage

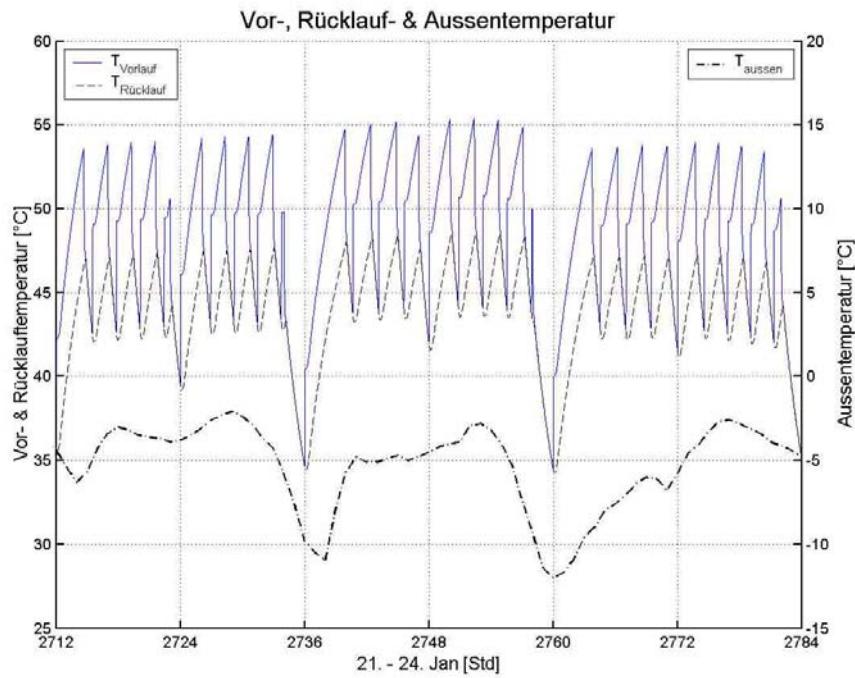


Abb. 140: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und optimierter RL-Heizkennlinie

Die parallele Absenkung der RL-Heizkennlinie um 2 K führt auch zu 2 K tieferen Vor- und Rücklauftemperaturen an der WP.

Raumlufptemperaturen Übergangszeit

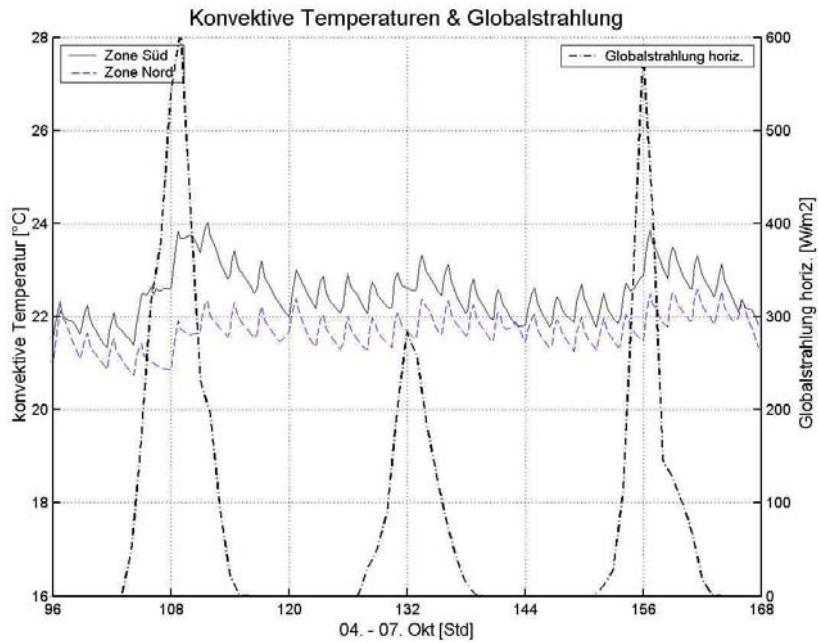


Abb. 141: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

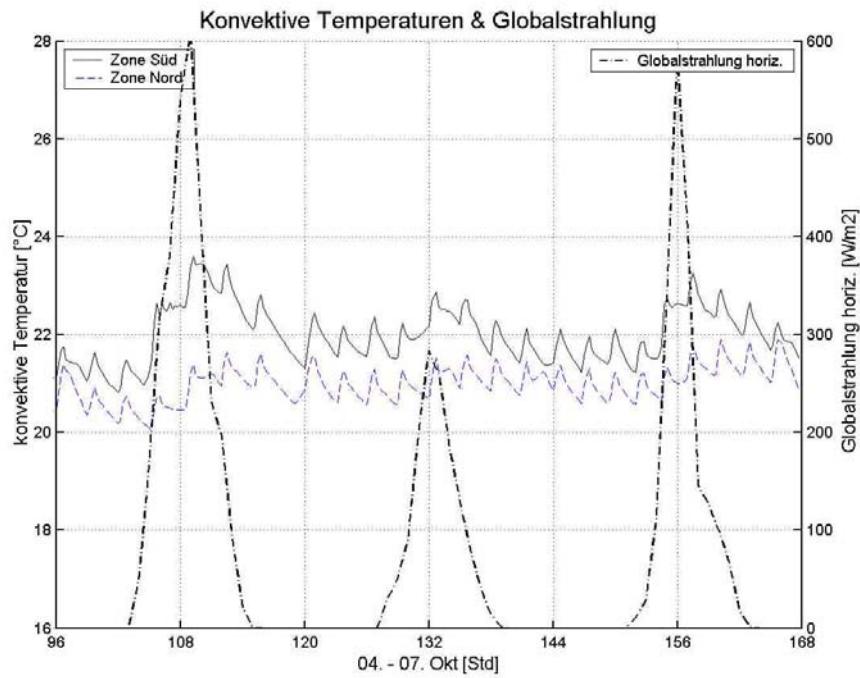


Abb. 142: Raumlufttemperaturen der Zonen und Globalstrahlung in der Übergangszeit bei optimierten RL- Heizkennlinie

Die Reduktion der Raumlufttemperaturen tritt in der Übergangszeit im gleichen Masse auf wie in bei den kalten Tagen, vergleiche Abb. 137 und Abb. 141 oder Abb. 138 und Abb. 142.

Vor- und Rücklauftemperaturen Übergangszeit

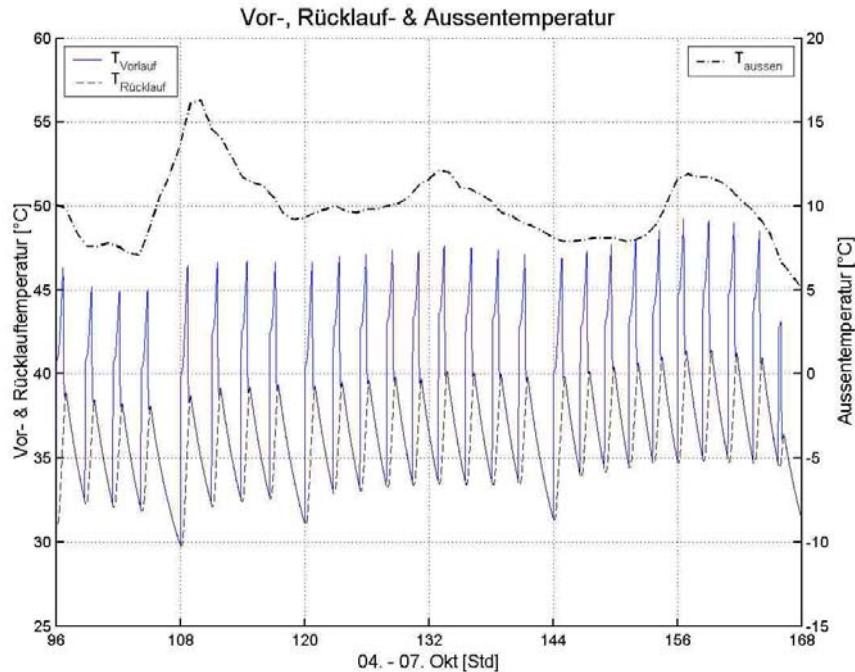


Abb. 143: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

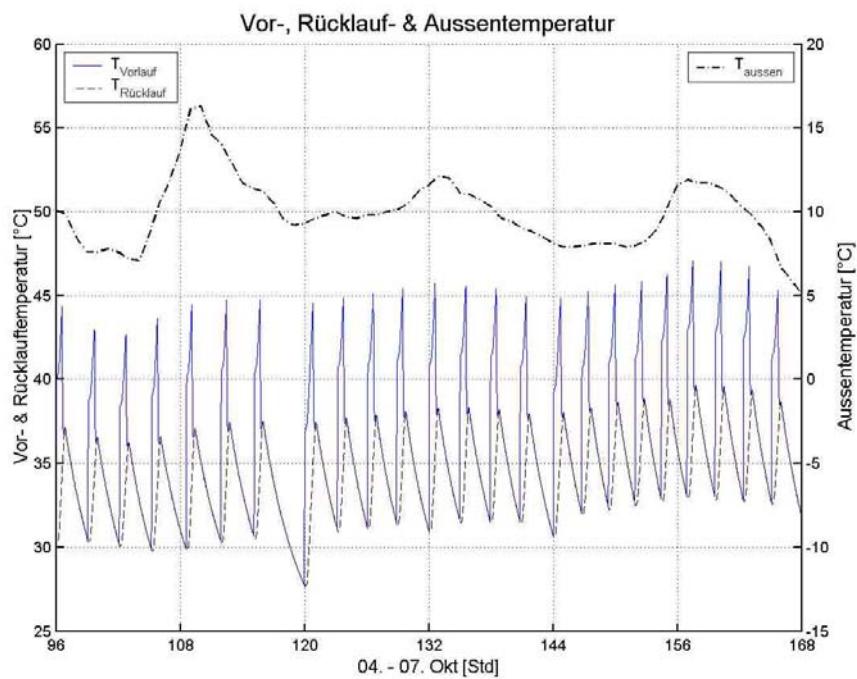


Abb. 144: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei optimierten RL- Heizkennlinie

Auch bei den Vor- und Rücklauftemperaturen in der Übergangszeit können die gleichen Beobachtungen gemacht werden wie bei den kalten Tagen.

7.2.12 P11 detailliert - Optimal dimensionierte LW-WP bei der Sanierung

Beschreibung zu P11

- Schaltung 3 mit serielltem Speicher, LW-WP, ohne Überströmventil
- Wetterdaten Zürich Kloten DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30. April
- Sperrzeiten 11:00 bis 12:00 Uhr und 22:00 bis 24:00 Uhr
- 2-Zonenmodell Sanierung massiv mit Heizkörper Heizung, ohne Thermostatventile, 8.8 kW Wärmebedarf bei -11°C Aussenlufttemperatur

Variierter Parameter

- WP Leistung skaliert von 100 bis 60%
- Massenstrom über Kondensator in gleicher Grösse reduziert (100 bis 60%).

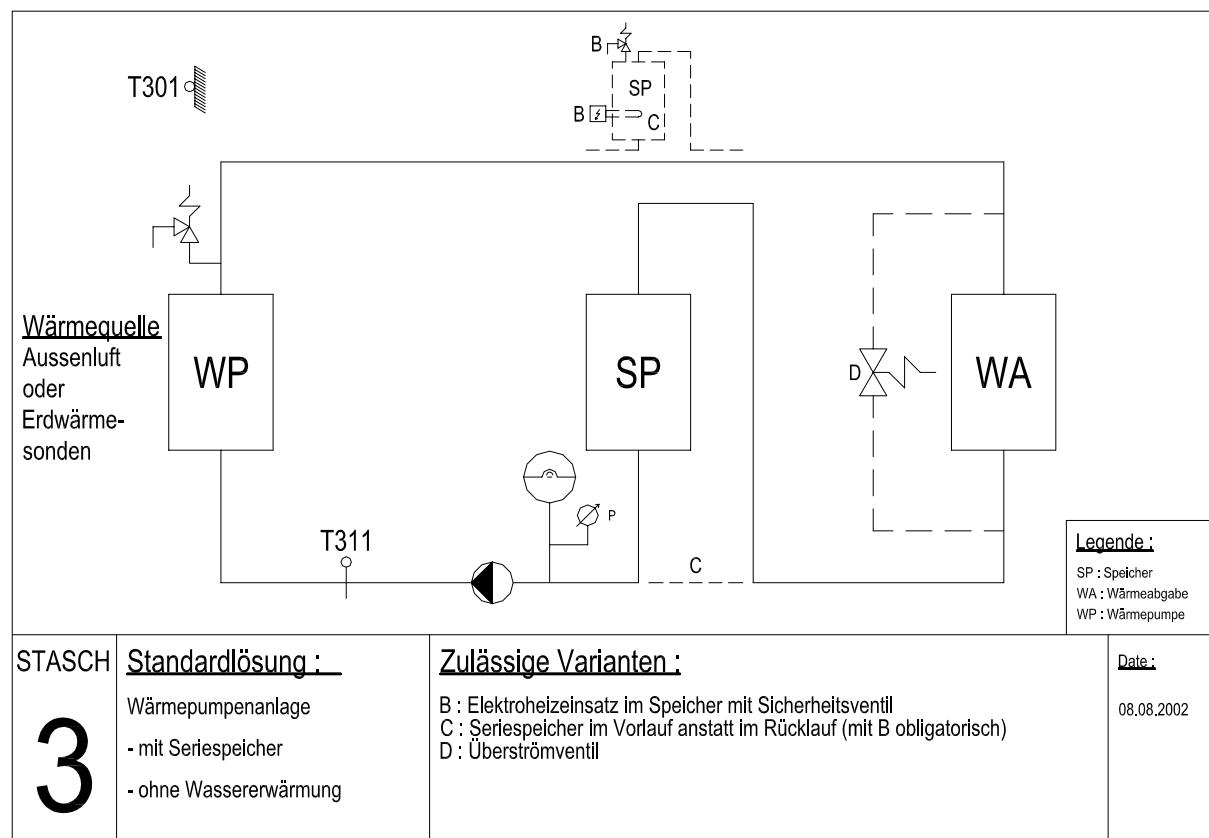


Abb. 145: Hydraulics schema der Schaltung 3

Ausgangslage: herkömmliche Auslegung (100%)		WP-Leistung 70%	WP-Leistung 60%	
WP-Leistung bei der Auslegungsaussentemperatur -11°C in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur				
Vorlauftemperatur 35°C	8.8	6.2	5.3	[kW]
Vorlauftemperatur 50°C	9.9	6.9	5.9	[kW]
Vorlauftemperatur 65°C	10.5	7.4	6.3	[kW]
Ergebnisse				
JAZ _{WP} :	2.88	2.82	2.87	[·]
JAZ _{Sys} :	2.82	2.76	2.81	[·]
Q _{WP} :	24181	23372	22670	[kWh]
Q _{Heiz} :	23686	22891	22207	[kWh]
E _{WP} :	8382	8292	7897	[kWh]
Einschaltungen:	1930	1315	1051	[·]
Minimale Laufzeit	1	1	1	[min]
Mittl. Laufzeit pro Einschaltung	61	129	180	[min]
mittl. op. Temp. Süd:	22.0	21.7	21.4	[°C]
mittl. op. Temp. Nord:	21.3	21.0	20.7	[°C]

Tab.50: Verwendete WP-Heizleistungen und Ergebnisse bei Ausgangslage (100%) und skalierten WP-Leistungen von 70 und 60%

Die WP-Leistung konnte bis auf 70% der Ausgangslage reduziert werden, ohne dass dadurch thermische Komforteinbussen entstanden. Dies zeigt der Vergleich der Abb. 149 und Abb. 150. Die PMV Verteilungen sind praktisch gleich.

Durch die kleinere WP-Heizleistung verkleinern sich die Anzahl Einschaltungen und der Elektroenergieverbrauch. Auch verlängert sich die mittlere Laufzeit pro Einschaltung. Die JAZ verschlechtert sich aber entgegen den Erwartungen geringfügig.

Eine Begründung dafür lieferte schon das Forschungsprogramm „Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen“ [10]. Es wird aufgezeigt, dass sowohl die momentane Leistungszahl einer WP (bei jedem Zeitschritt berechnete Leistungszahl aus thermischer und elektrischer Leistung) als auch der energetische Wirkungsgrad (Verhältnis von aufsummierter thermischer und elektrischer Energie), der für die JAZ-Berechnung relevant ist, ihr Maximum bereits nach 8 resp. 25 Minuten erreichen und nachher wieder langsam sinken. Die optimale Laufzeitlänge der WP wird mit höchstens einer Stunde angegeben. Da in unserem Fall die mittlere Laufzeit pro Einschaltung von einer (100%) auf über zwei Stunden (70%) anwächst, ist die logische Konsequenz eine Abnahme der JAZ. Der geringere Elektroenergieverbrauch der WP resultiert aus der leicht kleineren Wärmeenergie, die die WP produziert hat.

Es ist aber anzumerken, dass eine optimal dimensionierte WP Investitionskosten-Einsparung gegenüber einer zu grossen WP mit sich bringt. Weiter sollen Laufzeiten von mindestens 15 bis 20 Minuten erreicht werden, um die Lebenszeit des Verdichters zu verlängern und allenfalls Anforderungen vom Elektrizitätswerk zu erfüllen (max. 3 Starts pro Stunde).

In der Parametervariation haben wir die WP-Leistung um weitere 10% gesenkt. Die entstandenen Komforteinbussen sind markant und unterschreiten die untere Bandbreite von -0.5 PMV stark (siehe Abb. 151). Es treten an etlichen Stunden im Jahr Zonentemperaturen unter 19°C auf.

Häufigkeit der Laufdauer bei verschiedenen gross dimensionierten Wärmepumpen

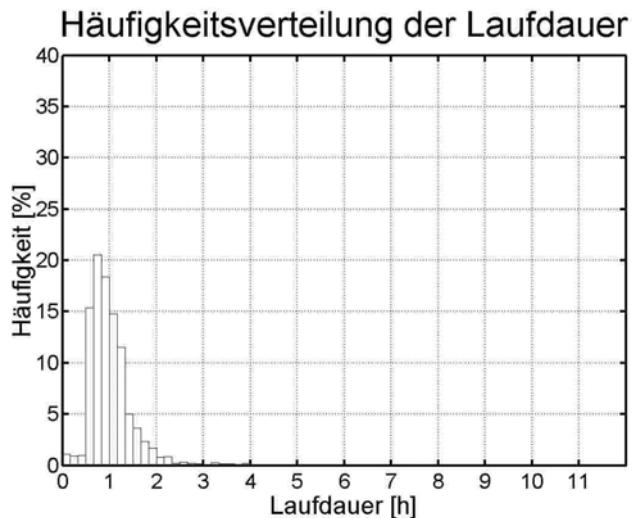


Abb. 146: Laufdauer-Verteilung bei der Ausgangslage (100%), herkömmliche Auslegung

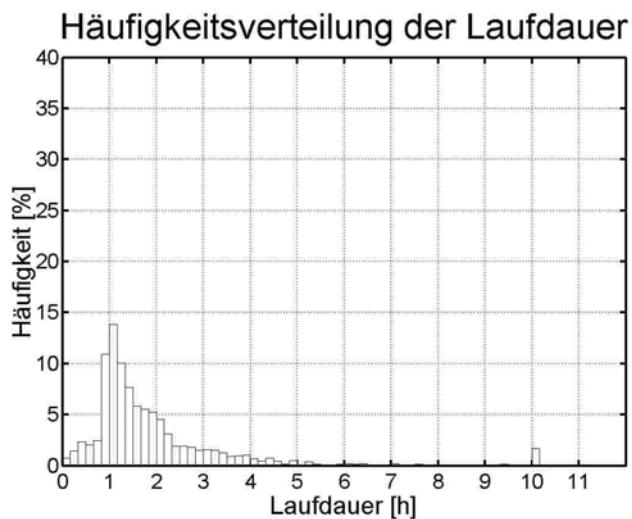


Abb. 147: Laufdauer-Verteilung bei WP-Leistung 70%, optimal dimensioniert

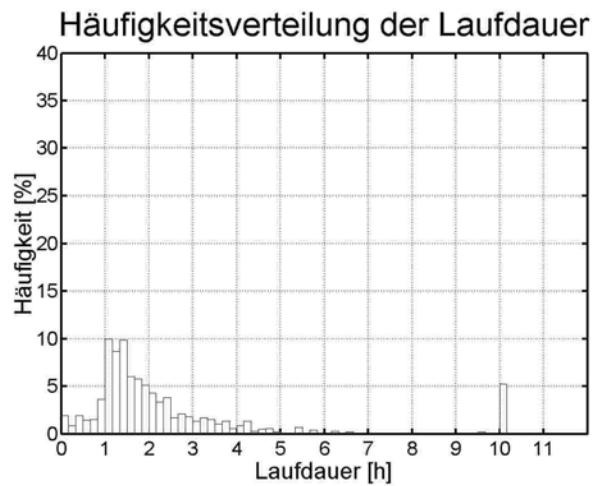


Abb. 148: Laufdauer Verteilung bei WP-Leistung 60%, zu klein dimensioniert

Verteilung der Predicted Mean Votes (PMV)

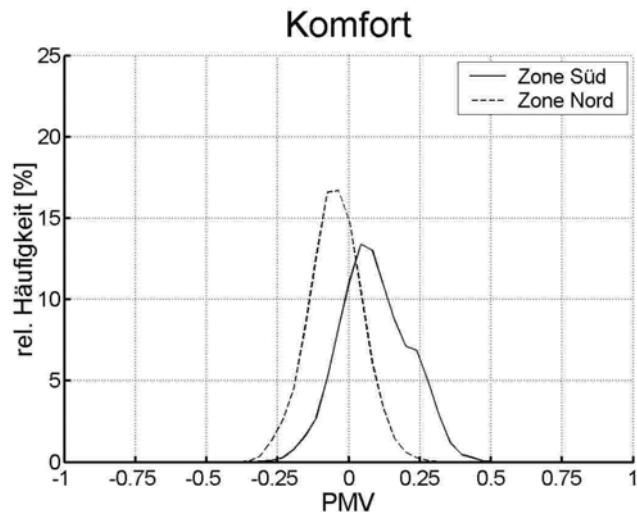


Abb. 149: PMV Verteilung bei der Ausgangslage (100%), herkömmliche Auslegung

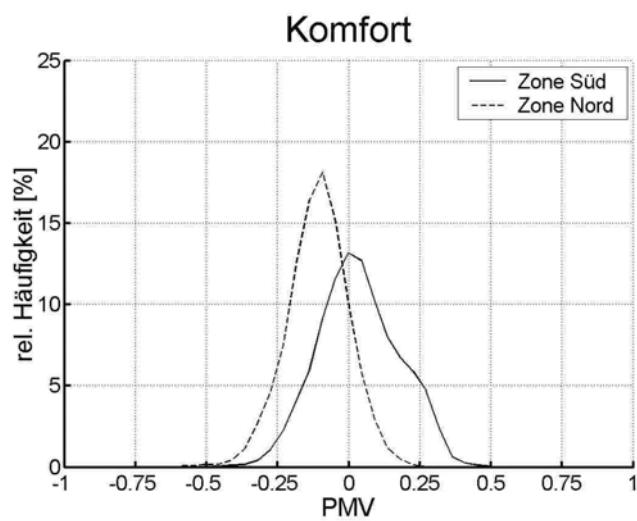


Abb. 150: PMV Verteilung bei WP-Leistung 70%, optimale Auslegung

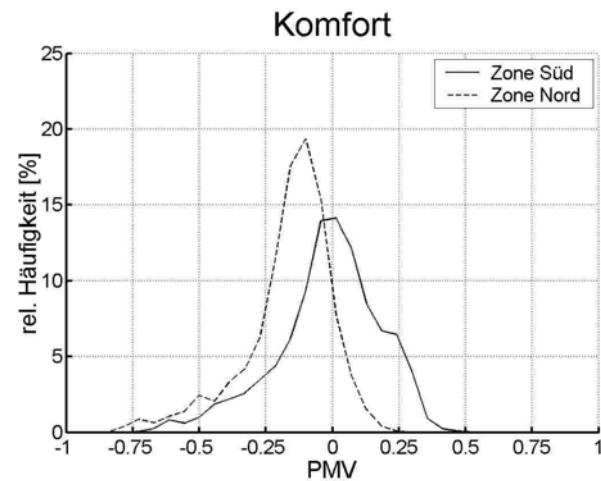


Abb. 151: PMV Verteilung bei WP-Leistung 60%, zu kleine Auslegung

Vor- und Rücklauftemperaturen bei kalten Tagen

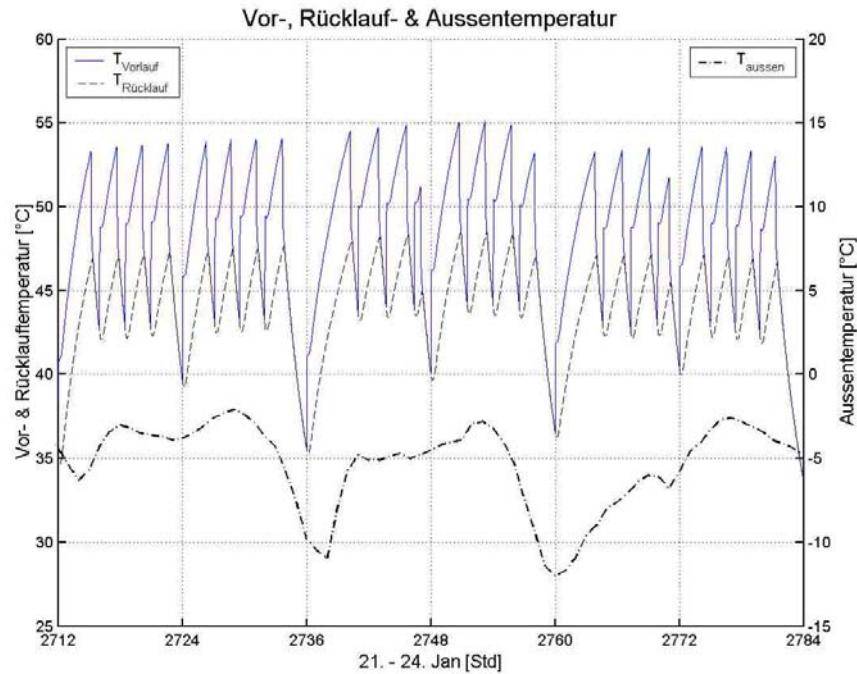


Abb. 152: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur bei kalten Tagen und der Ausgangslage

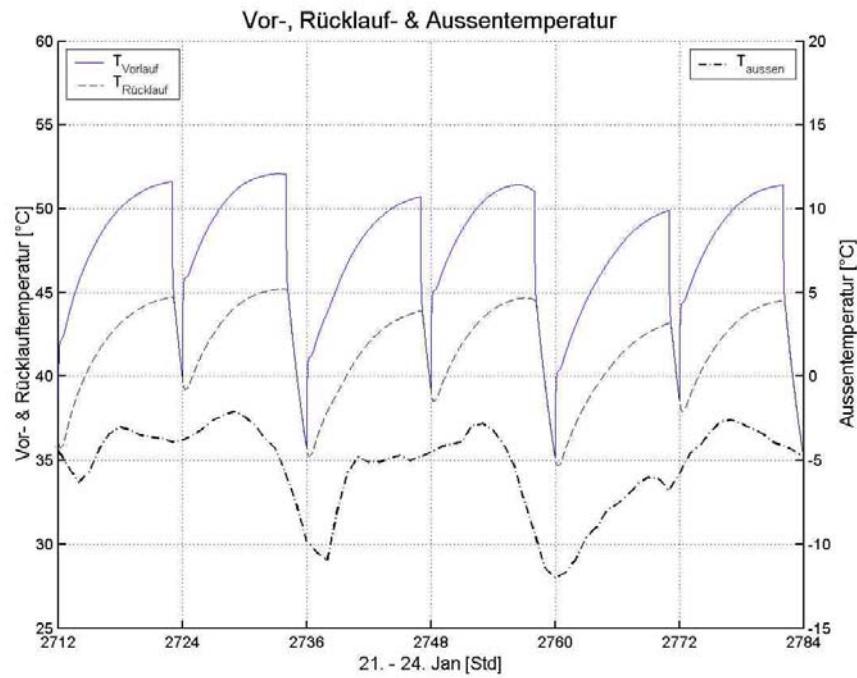


Abb. 153: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur bei kalten Tagen und einer WP-Leistung von 70%

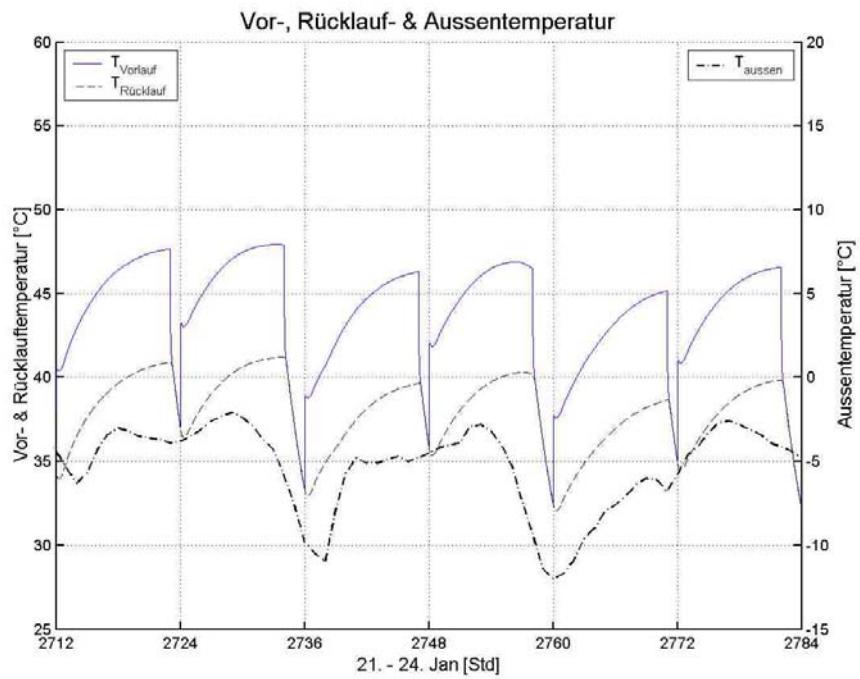


Abb. 154: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und einer WP-Leistung von 60%

Durch die Leistungsreduktionen der WP können bei kalten Aussentemperaturen nicht mehr die gleich hohen Systemtemperaturen erreicht werden (siehe Abb. 152, Abb. 153 und Abb. 154). Die zu tiefe Vorlauftemperatur in Abb. 154 führt dann auch zu schlechten PMV-Werten, da bei tieferem Temperaturniveau nicht mehr genügend Leistung im Raum abgegeben werden kann.

Vor- und Rücklauftemperaturen Übergangszeit

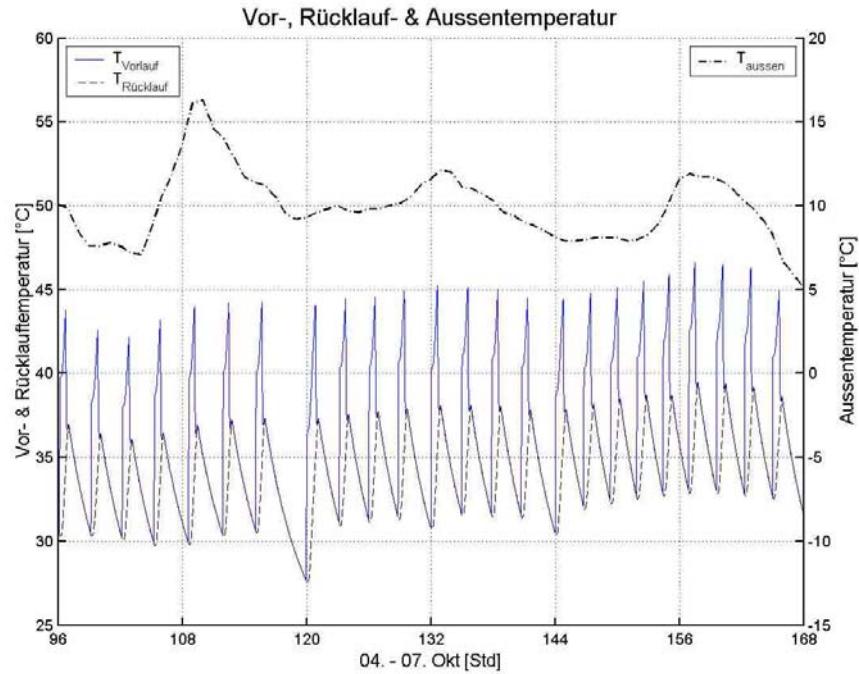


Abb. 155: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

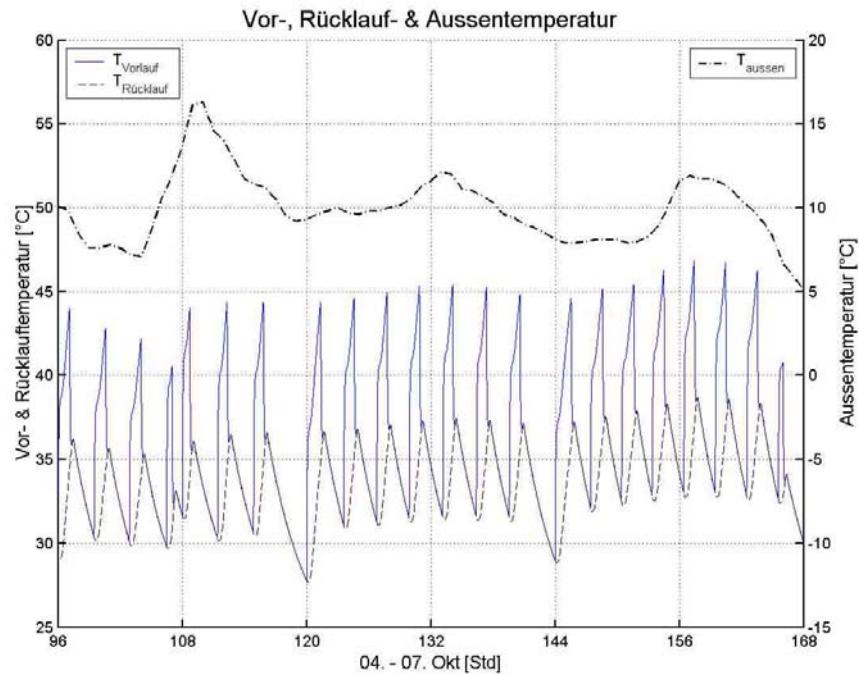


Abb. 156: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei einer WP-Leistung von 70%

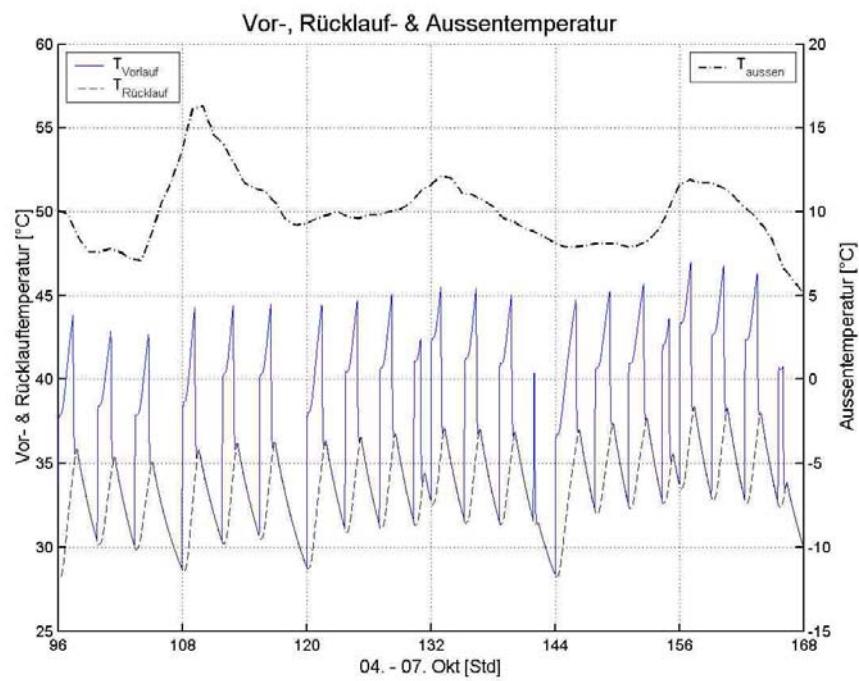


Abb. 157: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei einer WP-Leistung von 60%

In der Übergangszeit sind bei allen drei WP-Leistungen die Systemtemperaturen gleich. Einerseits ist die Gebäudelast hier klein und andererseits erbringt die WP bei höheren Außenlufttemperaturen eine um etwa einen Faktor 2 grösere thermische Leistung als beim Auslegungspunkt.

Beschreibung

- Schaltung 3 mit seriellem Speicher, SW-WP, ohne Überströmventil
 - Wetterdaten Zürich Kloten DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30. April
 - Sperrzeiten 11:00 bis 12:00 Uhr und 22:00 bis 24:00 Uhr
 - 2-Zonenmodell Sanierung massiv mit Heizkörper Heizung, ohne Thermostatventile, 8.8 kW Wärmebedarf bei -11°C Aussenlufttemperatur

Variierter Parameter

- Offset RL-Heizkennlinie -2 K

Diese Einstellung wurde aus der Kapitel 3.6.10 „P10: Einstellung der RL-Heizkennlinie bei der Sanierung mit LW-WP“ übernommen, da am Gebäude oder Wärmeabgabesystem nichts verändert wurde. Erwartungsgemäss ergaben sich bei den Behaglichkeitsgrössen keine Veränderungen.

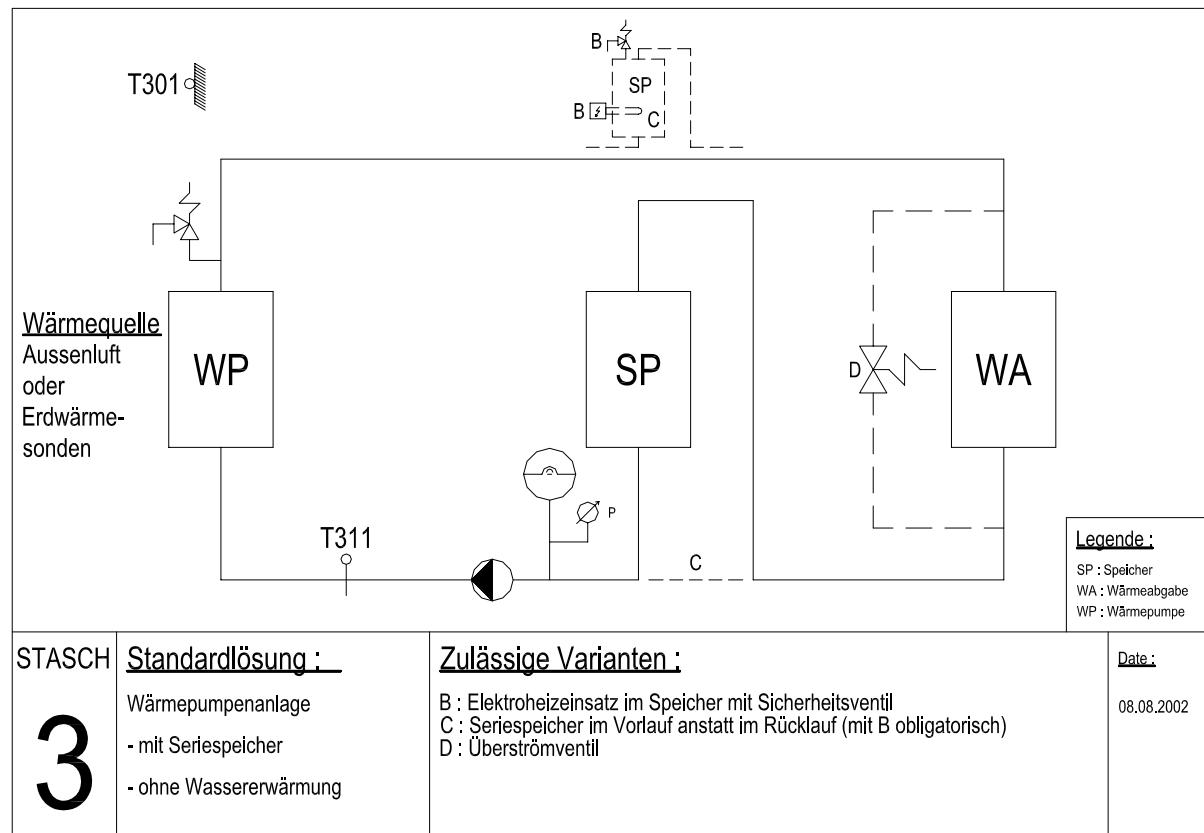


Abb. 158: Hydraulikschemata der Schaltung 3

Optimierte RL-Heizkennlinie		
Einstellungen		
Klimapunkt (-11°C)	49	[°C]
Fusspunkt (+15°C)	28	[°C]
Steigungsänderung durch Verschiebung des Fusspunkts	0	[K]
Hysterese	(+2 / -2)	[K]
Ergebnisse		
JAZ _{WP} :	3.44	[‐]
JAZ _{Sys} :	3.38	[‐]
Q _{WP} :	23877	[kWh]
Q _{Heiz} :	23444	[kWh]
E _{WP} :	6934	[kWh]
Einschaltungen:	2330	[‐]
Mittl. Laufzeit pro Einschaltung	49	[min]
mittl. op. Temp. Süd:	21.9	[°C]
mittl. op. Temp. Nord:	21.2	[°C]

Tab.51: RL-Heizkennlinie Einstellungen und Resultate der optimierten RL-Heizkennlinie mit SW-WP.

Der hier gewählte SW-WP Typ hat am Auslegungspunkt bei einer Soletemperatur von 0°C bei höchster Vorlauftemperatur eine Heizleistung von 11.5 kW. Um einen Bezugspunkt zur LW-WP-Auslegung zu erhalten, soll die WP bei B0W65 ebenfalls 10 kW erbringen. Die Durchflüsse über dem Kondensator und dem Verdampfer, sowie das Speichervolumen wurden anhand der STASCH Empfehlungen berechnet.

Für den Solewassertemperatur-Verlauf wurde das approximierte Modell des Temperaturverlaufes von Eugster [11] verwendet.

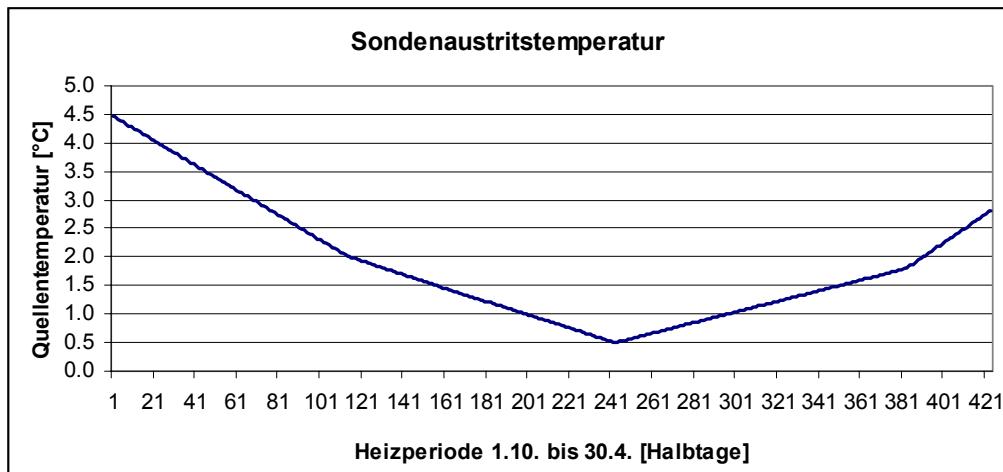


Abb. 159: In der Simulation verwendet Verlauf der Sondenaustrittstemperatur während der Heizperiode

Die Sonden wurden aufgrund ihrer zu erbringenden Quellenleistung dimensioniert. Bei B0W35 beträgt diese 9.7 kW. Der Massenstrom über dem Verdampfer wird mit 0.489 kg/s ($1.78\text{m}^3/\text{h}$) eingesetzt bei einer Temperaturdifferenz von 3 K (STASCH Empfehlung). Die Sondenlänge wird mittels einer mittleren Entzugsleistung von 50 W/m berechnet. Wird der gesamte Massenstrom nur durch ein Sondenrohr gefördert entsteht ein riesiger Druckverlust. Deshalb werden zwei Sonden zu je 100 m Länge und mit der Dimension DN 40 gewählt. DN 40 ergibt einen wirtschaftlicheren Druckverlust als DN 32.

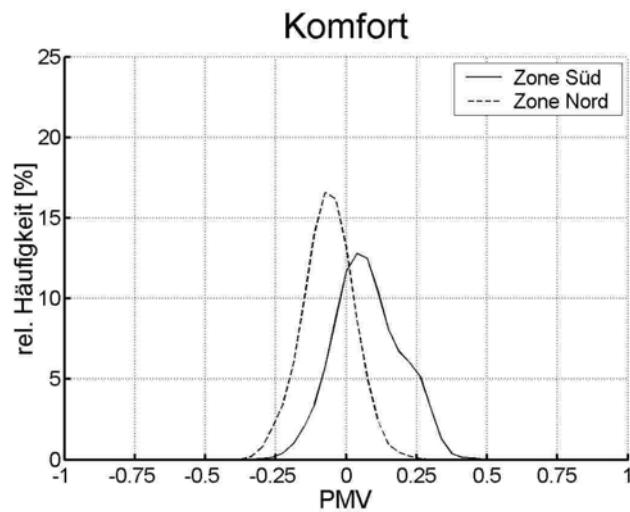


Abb. 160: PMV-Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

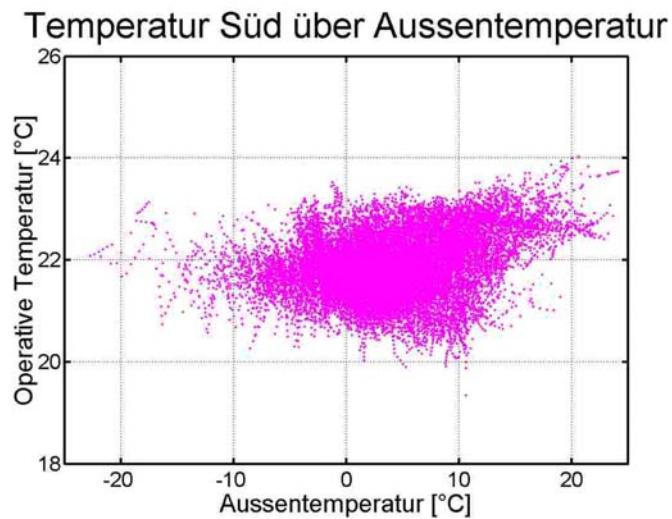


Abb. 161: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Südzone bei der optimierten RL- Heizkennlinie

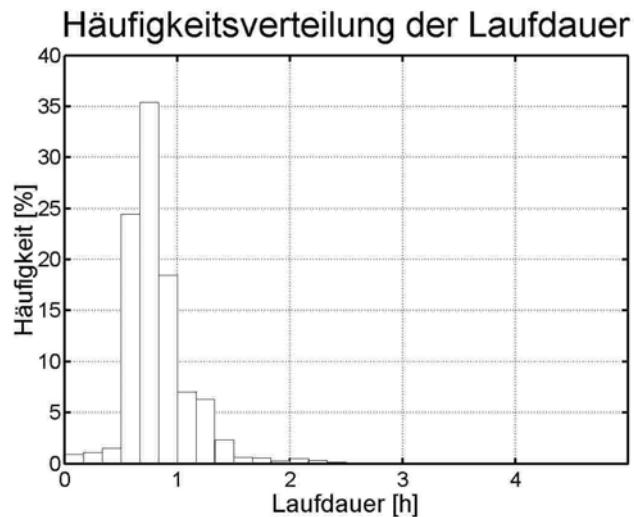


Abb. 162: Laufdauer Verteilung bei der optimierten RL-Heizkennlinie

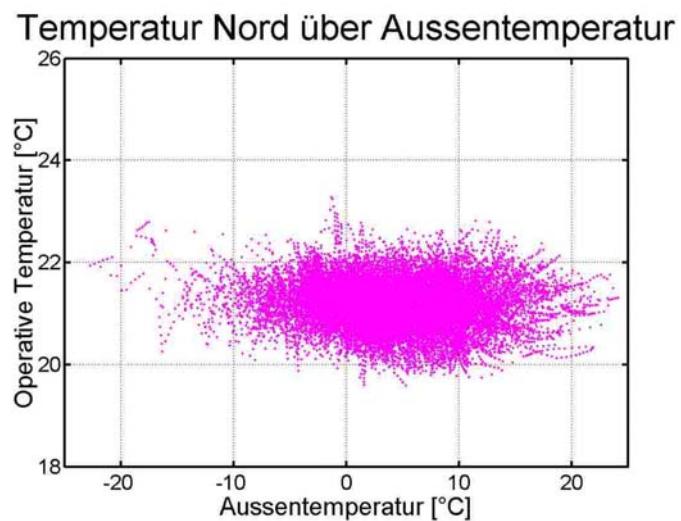


Abb. 163: Operative Temperatur-Verteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei optimierten RL- Heizkennlinie

Ausser Abb. 162 sehen alle andern gleich aus wie bei der Simulation der optimierten RL-Heizkennlinie mit LW-WP. Die verschiedenen Laufzeitenverteilung resultieren aus den unterschiedlich verlaufenden Kennlinienfeldern der beiden Wärmepumpentypen.

Die Raumlufttemperaturen (konvektive Temperaturen) werden an dieser Stelle nicht mehr gezeigt, da sie im gleichen Bereich liegen wie in Kap. 7.2.11.

Vor- und Rücklauftemperaturen

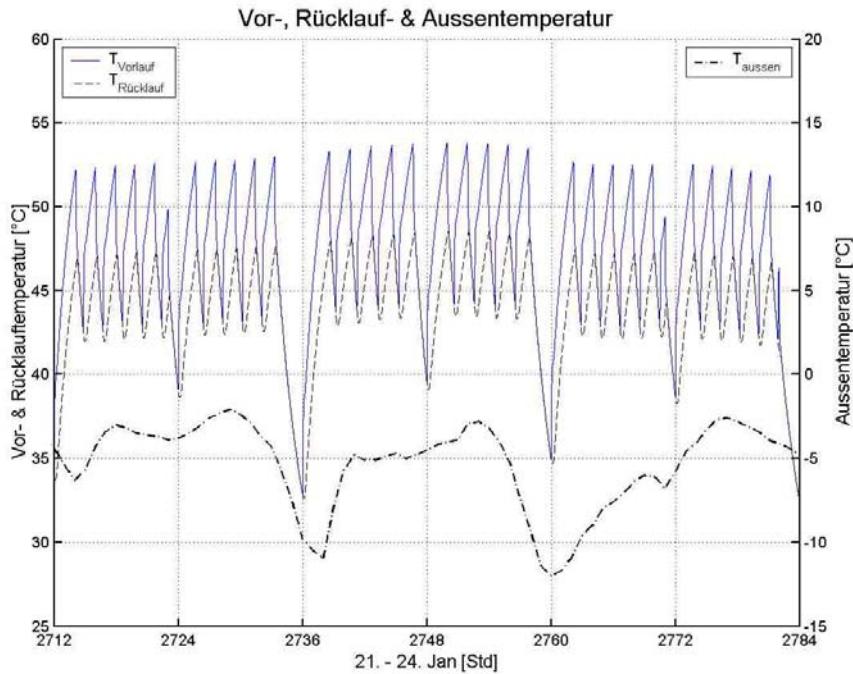


Abb. 164: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und optimierten RL- Heizkennlinie

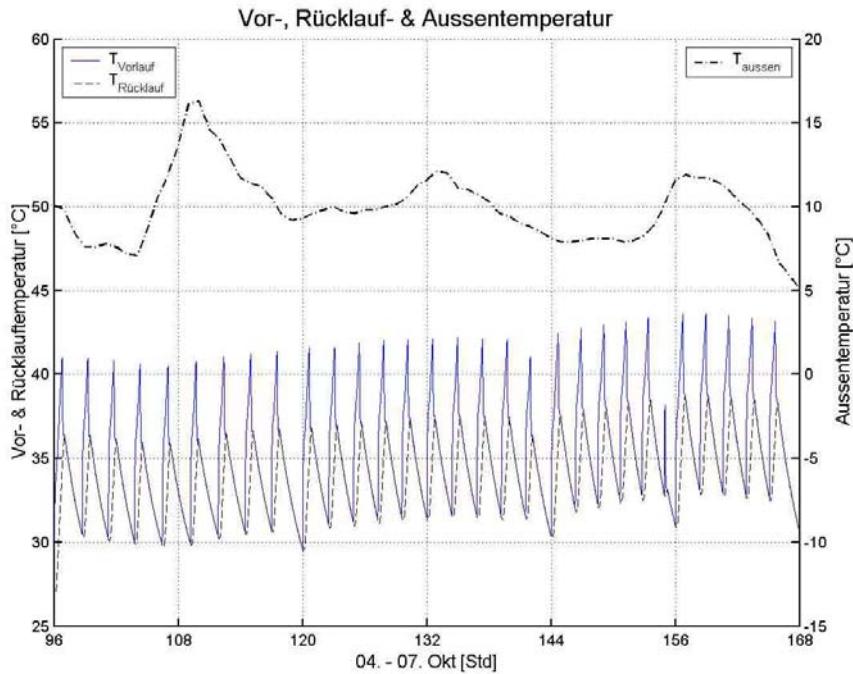


Abb. 165: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei optimierten RL- Heizkennlinie

Die Rücklauftemperaturen liegen im gleichen Bereich wie bei der LW-WP, da nach dem gleichen RL-Sollwertverlauf geregelt wird. Die SW-WP hat aber ein anderes Kennlinienfeld als die LW-WP, deshalb fällt der Temperaturhub anders aus, was zu anderen Vorlauftemperaturen führt. Die Temperaturniveaus verlaufen hier konstanter, da die Sondenaustrittstemperatur weniger stark schwankt als die Außenlufttemperatur.

Quellentemperaturen bei kalten Tagen und in der Übergangszeit

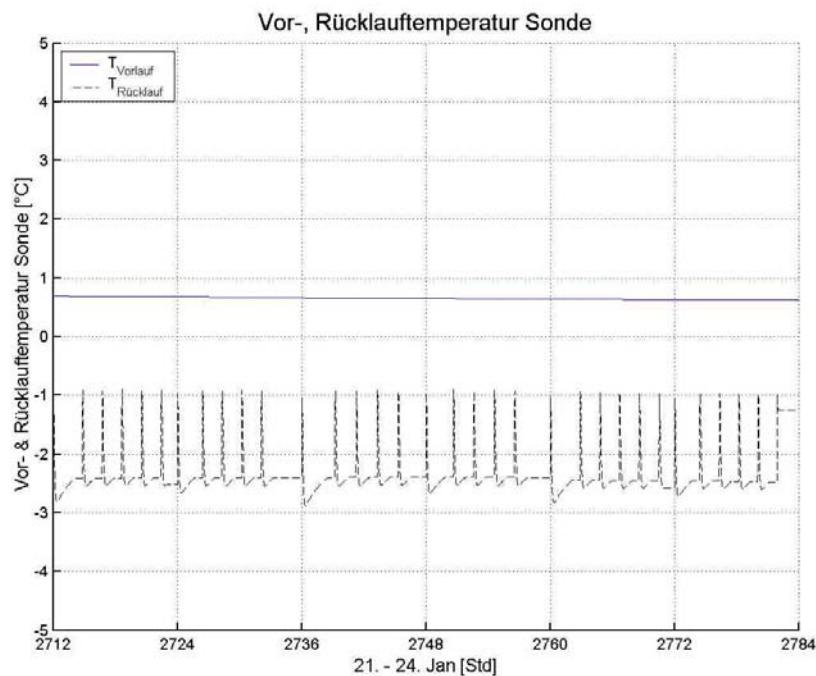


Abb. 166: Vor- und Rücklauftemperatur der Sonden bei kalten Tagen (Anm.: Die Jahreskennlinie des Erdsondenmodells verursacht bei kurzen Perioden einen fast konstanten Verlauf der Vorlauftemperatur)

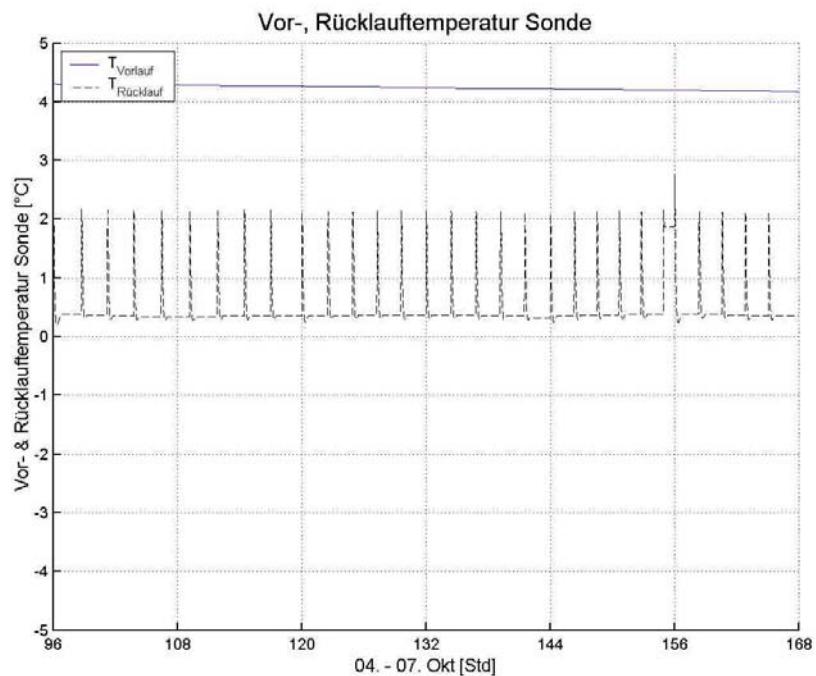


Abb. 167: Vor- und Rücklauftemperatur der Sonden in der Übergangszeit (Anm.: Die Jahreskennlinie des Erdsondenmodells verursacht bei kurzen Perioden einen fast konstanten Verlauf der Vorlauftemperatur)

7.2.14 P11SW detailliert - Optimal dimensionierte SW-WP bei der Sanierung

Beschreibung

- Schaltung 3 mit serielltem Speicher, SW-WP, ohne Überströmventil
- Wetterdaten Zürich Kloten DRY, Heizperiode vom 01. Oktober bis 30. April
- Sperrzeiten 11:00 bis 12:00 Uhr und 22:00 bis 24:00 Uhr
- 2-Zonenmodell Sanierung massiv mit Heizkörper Heizung, ohne Thermostatventile, 8.8 kW Wärmebedarf bei -11°C Aussenlufttemperatur

Variierter Parameter

- WP Leistung skaliert von 100 bis 55%
- Massenstrom über Kondensator und Verdampfer in gleicher Grösse reduziert (100 bis 55%).

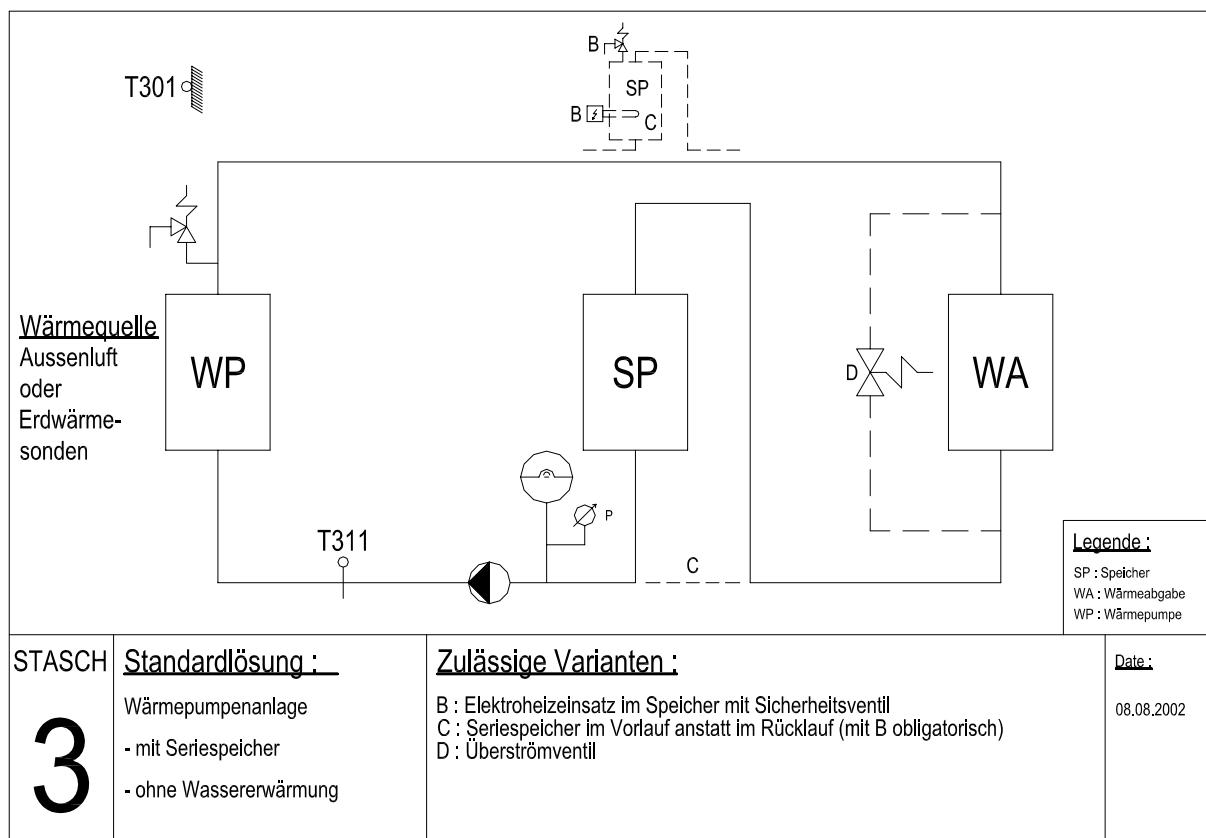


Abb. 168: Hydraulics schema der Schaltung 3

Ausgangslage: herkömmliche Auslegung 100%		WP-Leistung 65%	WP-Leistung 55%	
WP-Leistung bei 0°C Soleauslegungstemperatur in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur				
Vorlauftemperatur 35°C	12.7	8.3	7.0	[kW]
Vorlauftemperatur 50°C	11.6	7.5	6.4	[kW]
Vorlauftemperatur 65°C	10.5	6.8	5.8	[kW]
Ergebnisse				
JAZ _{WP} :	3.44	3.39	3.38	[·]
JAZ _{Sys} :	3.38	3.33	3.32	[·]
Q _{WP} :	23877	23340	22877	[kWh]
Q _{Heiz} :	23444	22915	22460	[kWh]
E _{WP} :	6934	6889	6764	[kWh]
Einschaltungen:	2330	1508	1146	[·]
Mittl. Laufzeit pro Einschaltung	49	113	173	[min]
mittl. op. Temp. Süd:	21.9	21.7	21.5	[°C]
mittl. op. Temp. Nord:	21.2	21.0	20.8	[°C]

Tab. 52: Verwendete WP-Heizleistungen und Ergebnisse bei Ausgangslage (100%) und skalierten WP-Leistungen von 65% und 55%

Auch hier bildet die Ausgangslage wieder die Simulation mit optimierter RL-Heizkennlinie. Hier konnte die WP-Leistung auf 65% reduziert werden, ohne dabei thermische Komforteinbussen zu riskieren. Der Grund für eine Reduktion der WP-Leistung liegt einerseits in der dynamischen Betrachtung und der Wärmespeicherfähigkeit des Gebäudes. Andererseits erfolgte die Dimensionierung der WP bei A-11W65, die tatsächliche VL-Temperatur beträgt aber etwa 56°C. Somit liefert die WP etwas mehr als die geforderten 10 kW bei -11°C Außenlufttemperatur.

Ebenfalls ist hier mit der Verlängerung der mittleren Laufzeit pro Einschaltung ein leichter Rückgang der JAZ festzustellen.

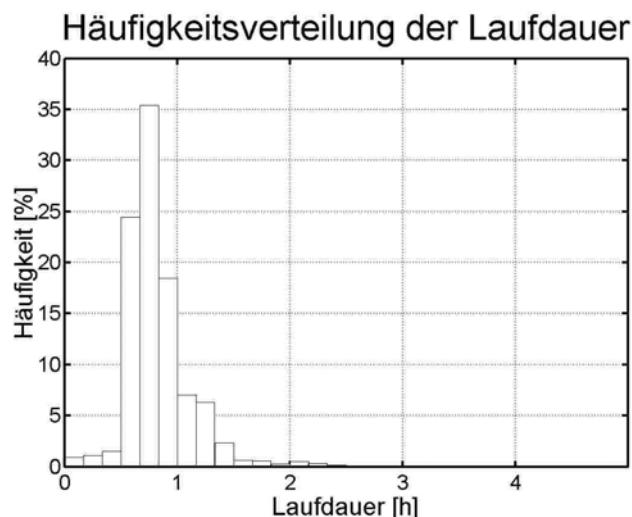


Abb. 169: Laufdauer Verteilung bei der Ausgangslage (100%), herkömmliche Auslegung

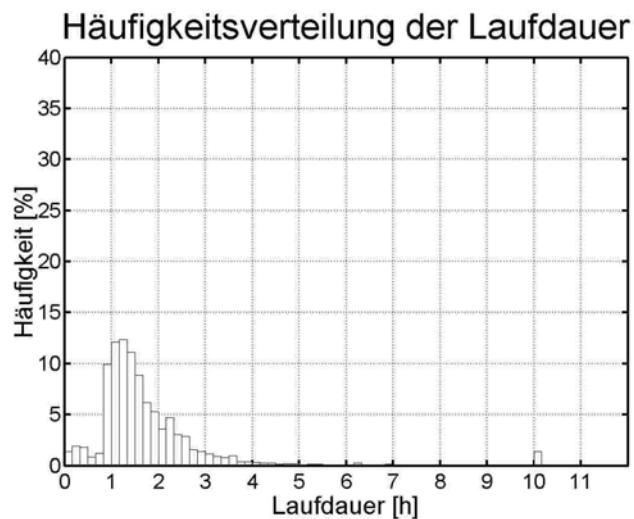


Abb. 170: Laufdauer Verteilung bei WP-Leistung 65%, optimal dimensioniert

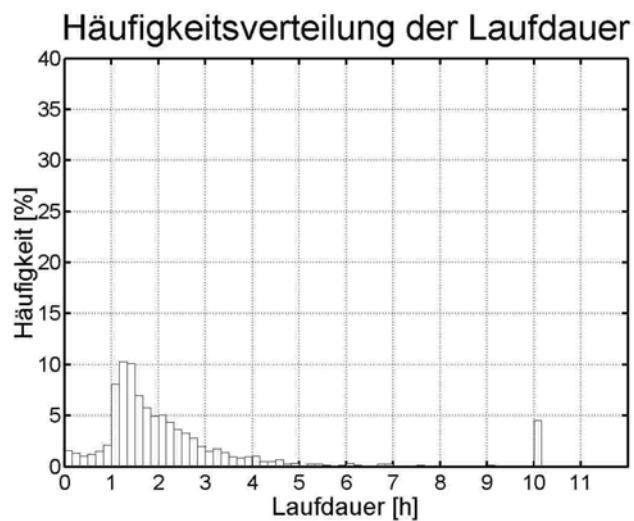


Abb. 171: Laufdauer Verteilung bei WP-Leistung 55%, zu klein dimensioniert

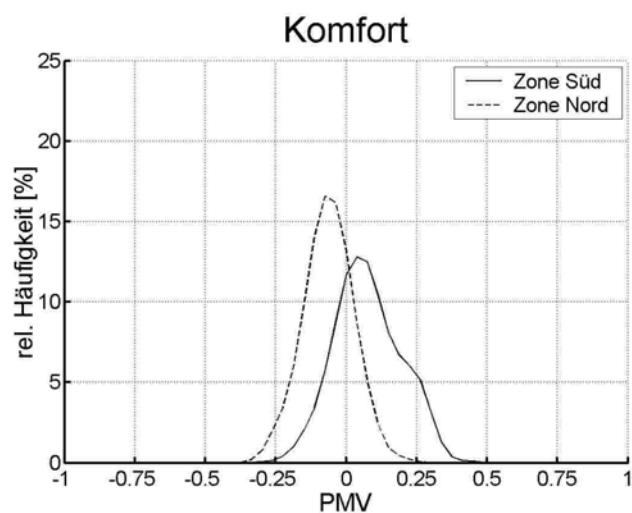


Abb. 172: PMV Verteilung bei der Ausgangslage (100%), herkömmliche Auslegung

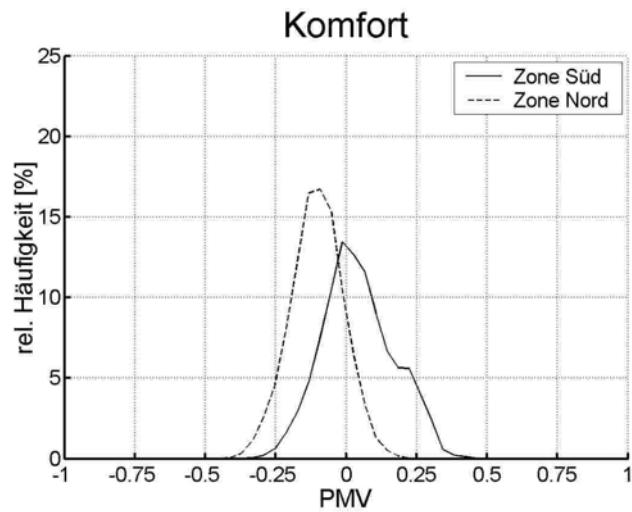


Abb. 173: PMV Verteilung bei WP-Leistung 65%, optimal dimensioniert

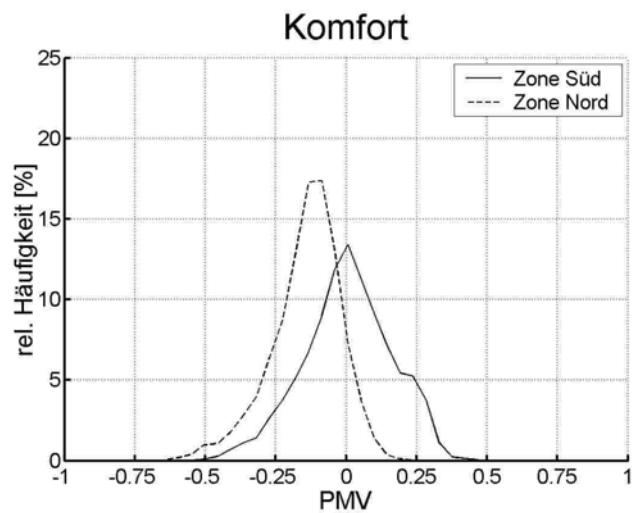


Abb. 174: PMV Verteilung bei WP-Leistung 55%, zu klein dimensioniert

Vor- und Rücklauftemperaturen bei kalten Tagen

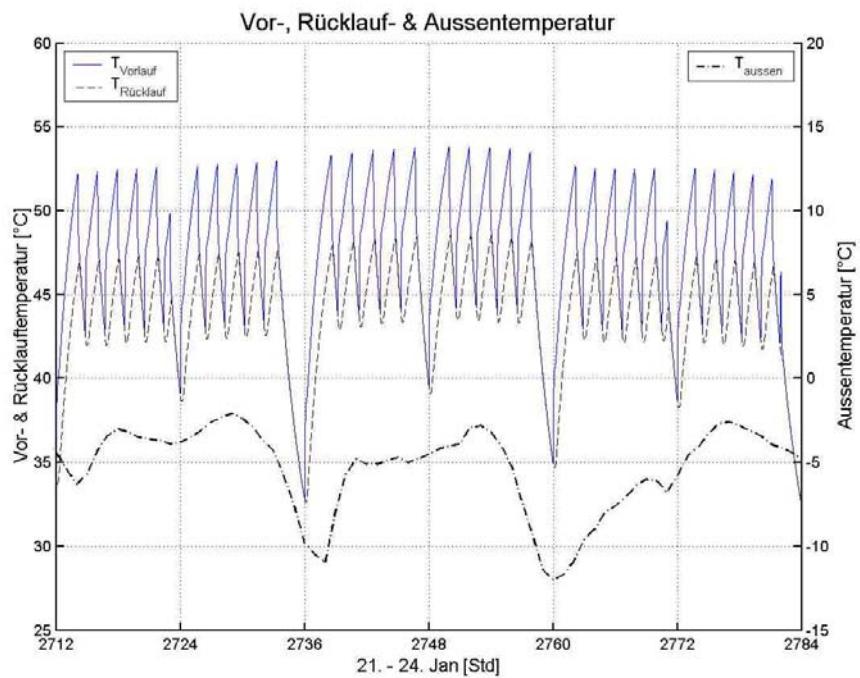


Abb. 175: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur bei kalten Tagen und der Ausgangslage

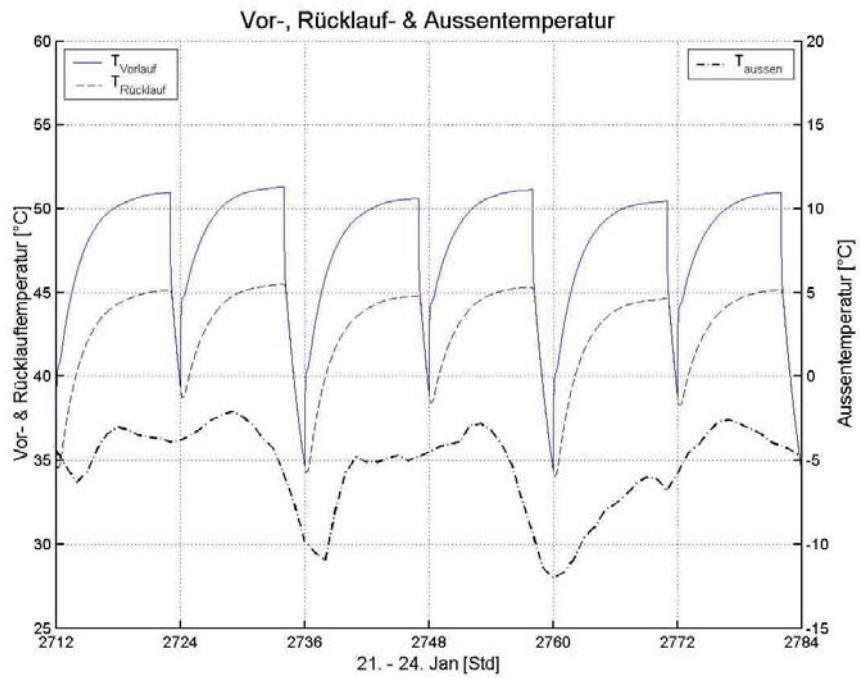


Abb. 176: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur bei kalten Tagen und einer WP-Leistung von 65%

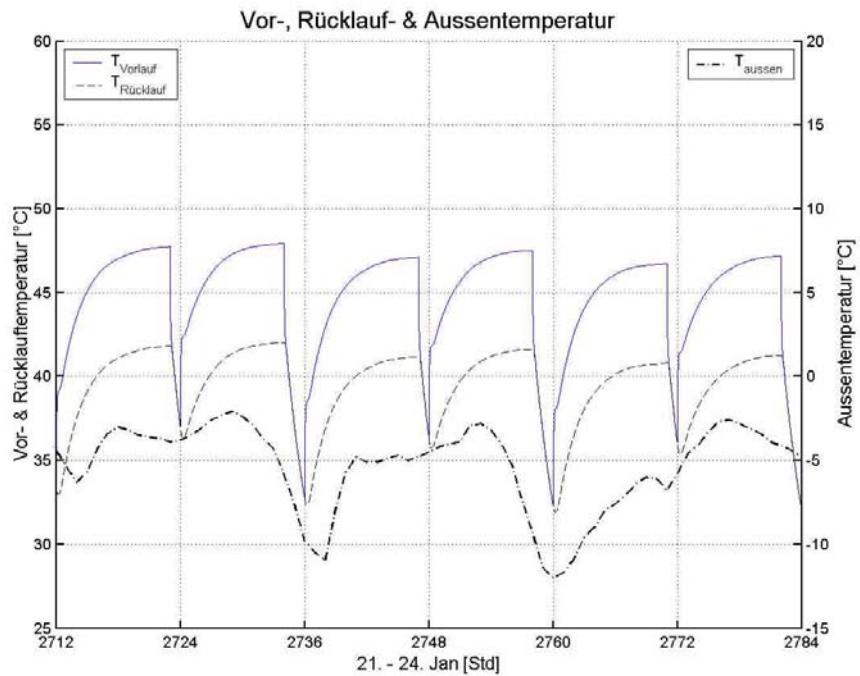


Abb. 177: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur bei kalten Tagen und einer WP-Leistung von 55%

Auch hier sinken die Systemtemperaturen mit der Reduktion der WP-Heizleistung. Zu erwähnen ist hier noch, dass in der Simulation jeweils im gleichen Mass auch die Massenströme über dem Kondensator und dem Verdampfer reduziert wurden, um die geforderten Temperaturdifferenzen an den Auslegungspunkten bei zu behalten.

Vor- und Rücklauftemperaturen Übergangszeit

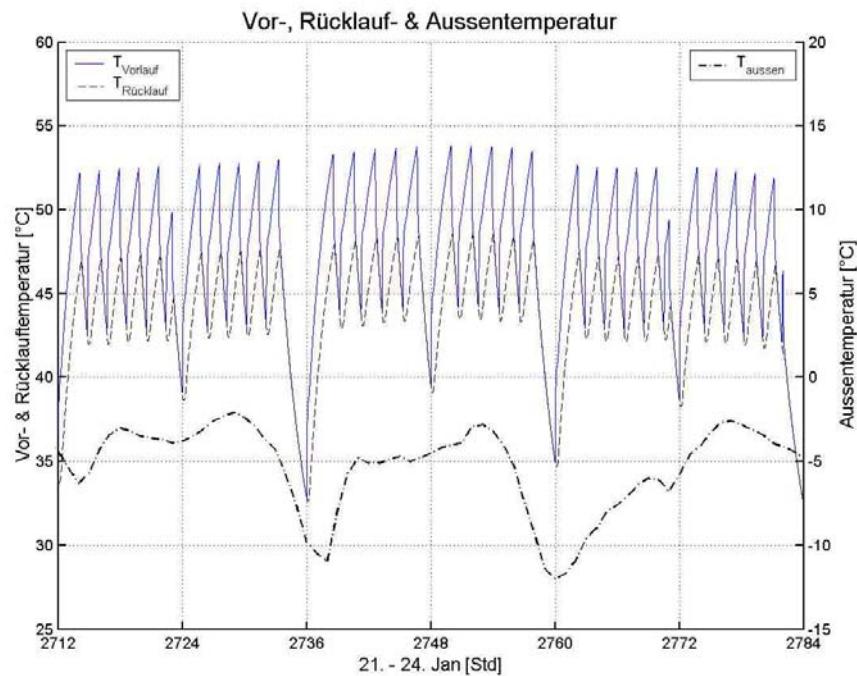


Abb. 178: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur in der Übergangszeit bei der Ausgangslage

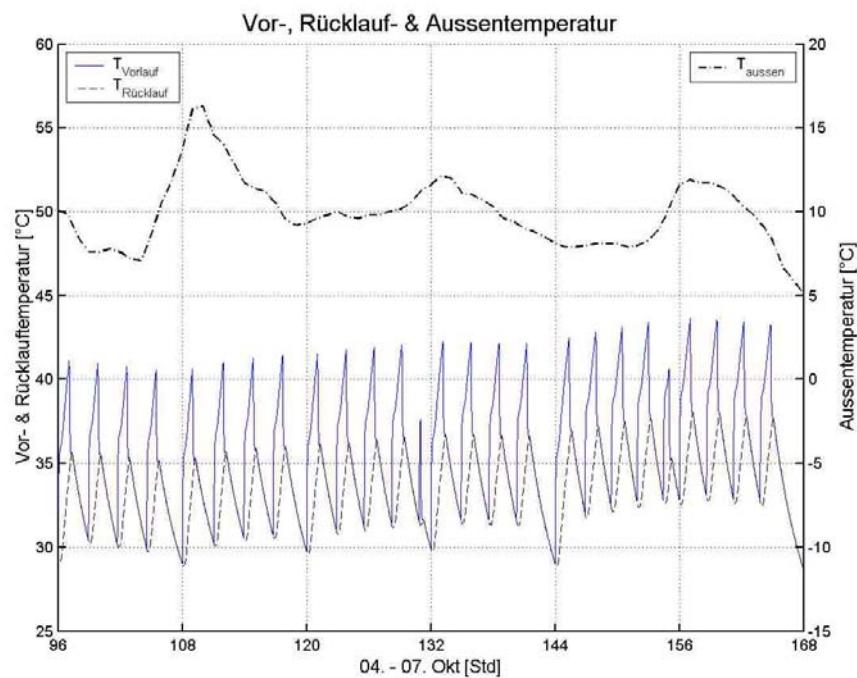


Abb. 179: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Außentemperatur in der Übergangszeit bei einer WP-Leistung von 65%

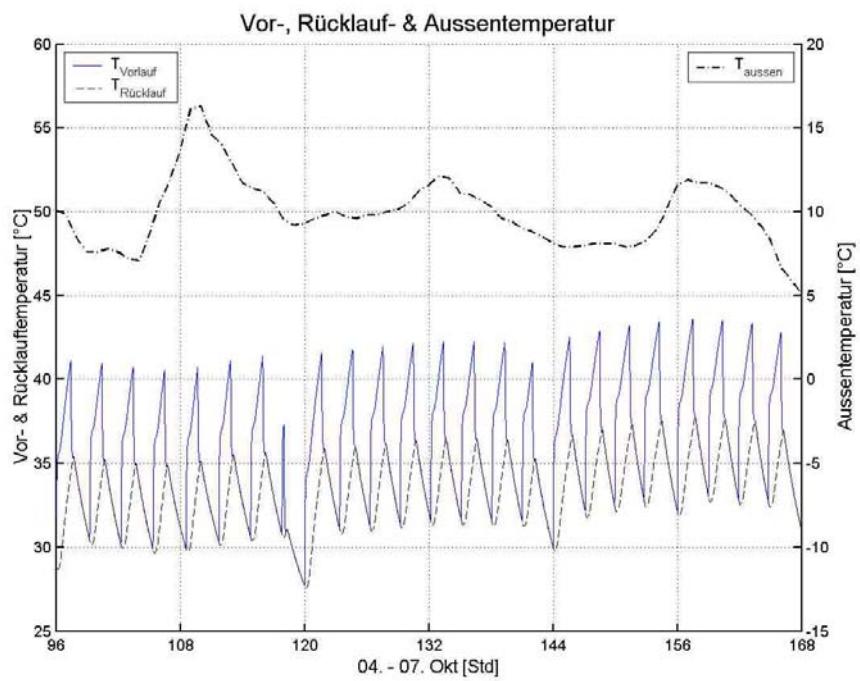


Abb. 180: Vor-/Rücklauftemperatur der WP und Aussentemperatur in der Übergangszeit bei einer WP-Leistung von 55%

7.3 Modellbeschreibungen

7.3.1 Wärmepumpenmodell in CARNOT

7.3.1.1 Allgemeine Beschreibung

Das Modell beschreibt eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe mit Takt- und Frostverlusten. Es kann als L/W-, S/W- und W/W-Wärmepumpe eingesetzt werden. Aufgrund der THV-Philosophie (ThermoHydraulicVector) von CARNOT-Blockset werden das Fluid und dessen Eigenschaften erkannt und somit die entsprechenden Stoffwerte berücksichtigt.

Die Eingangsgrößen sind damit für Quelle und Senke der Massenstrom und die Temperatur und die Betriebsgrößen `status_signal` und `on_off`. Für die korrekte Berücksichtigung der Pumpenenergie an Verdampfer und Kondensator bei der Berechnung der WP-Kennzahlen werden die Leistungen dieser Module zusätzlich benötigt.

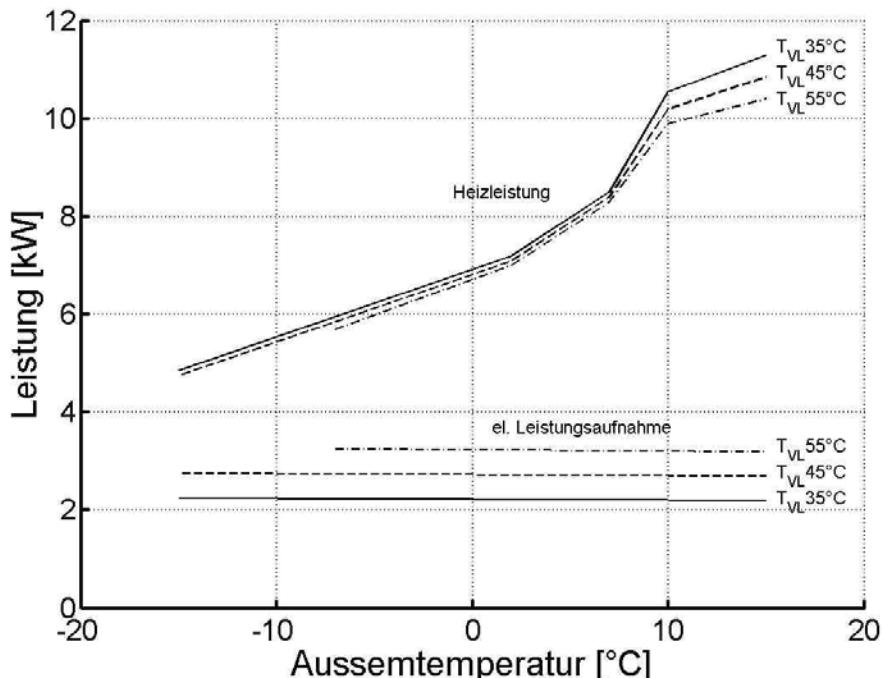


Abb. 181: Leistungskennfeld der im Projekt verwendeten Luft/Wasser-Wärmepumpe für den Neubau

Die Leistungskennfelder der Wärmepumpe bilden das stationäre Verhalten des Aggregats ab. Gegeben sind damit die Kondensatorleistung (Heizleistung) und die Anschlussleistung des Kompressors für unterschiedliche Vorlauftemperaturen und in Funktion der Quellentemperatur. Die Kennfelder können mit zwei unterschiedlichen Methoden implementiert werden.

- I. Durch die Beschreibung eines gemischtquadratischen Polynoms und dessen Koeffizienten
- II. Durch die Beschreibung der Kennfelder in sog. Look-up tables, in denen die Verläufe durch Zuordnung von Datenpunkten definiert sind.

Durch die stationären Kennfelder sind noch keine Ein- und Ausschaltverluste berücksichtigt. Diese werden hier als Differentialgleichungen 1. Ordnung (in der Regelungstechnik als PT_1 -Glied bekannt) berechnet und in Abhängigkeit der Zeitkonstanten sowie der relativen Ein- bzw. Ausschaltzeiten berücksichtigt.

Sofern Leistungsminderungen aufgrund von Vereisung und Abtauung am Verdampfer in den Herstellerdaten nicht berücksichtigt sind, können diese in einem halbempirischen Ansatz erfasst werden. Der Zeitpunkt der Frostbildung sowie der Abtauung kann nicht bestimmt werden [A- 3].

Für die Carterheizung und internen Regelungs- und Steuerungsaufwand wird eine konstante Leistung im Parametermenü gewählt.

Die Betriebsmodi werden von der Wärmepumpe ausgegeben und zeigen ggf. auch auftretende Störungen mit Zuordnung der Ursache an.

7.3.1.2 Mathematische Beschreibung

Vorzeichenkonvention: Zugeführte Leitung und Energie ist positiv, abgeführte negativ.

7.3.1.2.1 Stationäre Kondensator und Kompressorleistung

Die stationären Leistungen der beiden Aggregate werden auf zwei unterschiedliche Methoden angeboten (siehe Kap. 7.3.1.1).

Gemischtquadratische Gleichung mit Polynomkoeffizienten

In einem sog. Subblock sind die gemischtquadratischen Gleichungen beschrieben. In deren Parameterliste werden die Koeffizienten in Vektorschreibweise eingegeben. Damit sind die charakteristischen Kennfelder des gewünschten Wärmepumpenmodells definiert.

$$\dot{Q}_{ss,C} = bq_1 + bq_2 \cdot \Theta'_{E,in} + bq_3 \cdot \Theta'_{C,out} + bq_4 \cdot \Theta'_{E,in} \cdot \Theta'_{C,out} + bq_5 \cdot \Theta'_{E,in}^2 + bq_6 \cdot \Theta'_{C,out}^2$$

Gl. 9

$$P_{ss,plug} = bp_1 + bp_2 \cdot \Theta'_{E,in} + bp_3 \cdot \Theta'_{C,out} + bp_4 \cdot \Theta'_{E,in} \cdot \Theta'_{C,out} + bp_5 \cdot \Theta'_{E,in}^2 + bp_6 \cdot \Theta'_{C,out}^2$$

Gl. 10

Die verwendeten Temperaturen sind normalisiert nach folgender Beziehung:

$$\Theta'[-] = \frac{\Theta[\text{°C}]}{273.15} + 1.0$$

Gl. 11

Die Polynomkoeffizienten können mit dem Simulationsprogramm YUM [A- 1] bestimmt werden. Neu besteht auch die Möglichkeit, mit einer Excel-Tabelle die Koeffizienten einfach zu bestimmen (hierfür muss der Excel-Solver installiert sein).

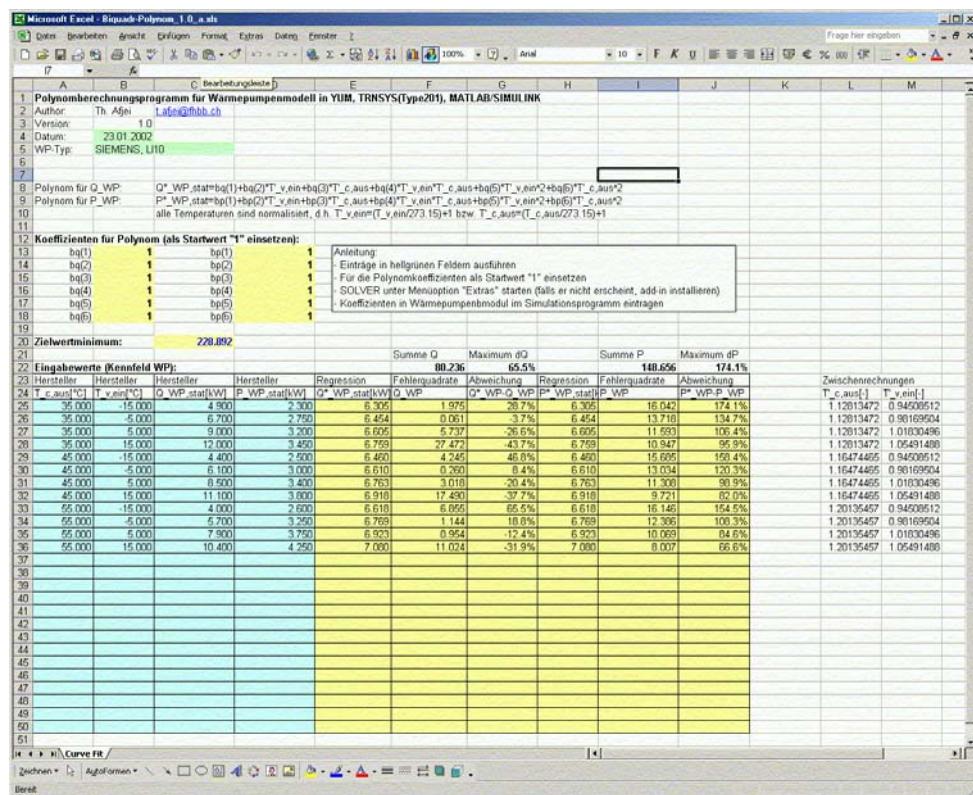


Abb. 182: Look-up-table mit Kennfeldeingabe

Look-up table

Eine weniger aufwendige Methode zur Beschreibung der charakteristischen Wärmepumpenkennfelder besteht mit der Eingabe über Look-up table. Hierbei werden indirekt in Tabellenform die beschreibenden Datenpunkte eingegeben. Die zwischen den Datenpunkten bzw. den Kurven liegenden Punkte werden dann interpoliert, sodass das gesamte Kennfeld zur Verfügung steht:

Row [a1 a2 a3]	für die Vorlauftemperatur
Column [b1 b2 b3 b4 b5]	für die Quellentemperatur
Table [a1b1 a1b2 a1b3 a1b4 a1b5;a2b1 a2b2...]	für die Leistungen

Ein- & Ausschaltverluste

Beim Einschalten der Wärmepumpe muss zuerst das Wärmepumpenaggregat aufgeheizt sowie die Druckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator aufgebaut werden. Dies führt beim Einschalten der Wärmepumpe zu einer anfänglichen Leistungsminderung (Abb. 43). Der Ansatz für die Beschreibung dieser Minderung beim Start einer vollständig abgekühlten Wärmepumpe (Bereich I) entspricht dem PT_1 -Verhalten, d.h. die Heizleistung baut sich verzögert auf, während die Kompressorleistung ab dem Einschaltzeitpunkt voll beansprucht wird. Die DGL lautet:

$$\dot{Q}_{C(t_0 \rightarrow t_n)} = \dot{Q}_{ss,C} - \tau_{on} \cdot \ddot{Q}_{C(t)}$$

Gl. 12

Für den Ausschaltzustand der Wärmepumpe baut sich der Energieinhalt nach der prinzipiell gleichen Gesetzmässigkeit ab, jedoch mit anderer Zeitkonstante und ohne Energiezufuhr. Deshalb wird für die Leistungsberechnung während des Ausschaltzustandes die gleiche Differentialgleichung wie in Gl. 12 mit einer eigenen Zeitkonstante für den Ausschaltzustand verwendet, sowie die Zufuhr der stationären Kondensatorleistung dem Betriebszustand entsprechend auf null gesetzt. Daraus ergibt sich das Abklingverhalten in Bereich II. Der Startwert für den Ausschaltzyklus $t_n \rightarrow t_{n+1}$ in Bereich II ist die Heizleistung des aufgewärmten Aggregates \dot{Q}_{C,t_n} , also die zuletzt im Einschaltzustand abgegebene Wärmeleistung. Damit wird die Kondensatorleistung im Ausschaltzustand nach folgender Beziehung berechnet:

$$\dot{Q}_{C(t_0 \rightarrow t_n)} = \dot{Q}_{ss,C} - \tau_{off} \cdot \ddot{Q}_{C(t)} \quad \text{mit } \dot{Q}_{ss,C} = 0$$

wobei gilt $\tau_{on} > \tau_{off}$

Gl. 13

Die Zeitkonstanten τ_{on} und τ_{off} für das thermische Eigenverhalten der Wärmepumpe im Einschalt- bzw. im Ausschaltzustand stammen aus Messungen. Bei diesem Modell ist darauf zu achten, dass die Ausschaltzeitkonstante τ_{off} kleiner als die Einschaltzeitkonstante τ_{on} ist. Bei $\tau_{on} = \tau_{off}$ würden die Taktverluste nicht ins Gewicht fallen, weil bei durchlaufender Heizpumpe beim Ausschalten gleich viel Gewinne gemacht werden wie beim Einschalten verloren gehen.

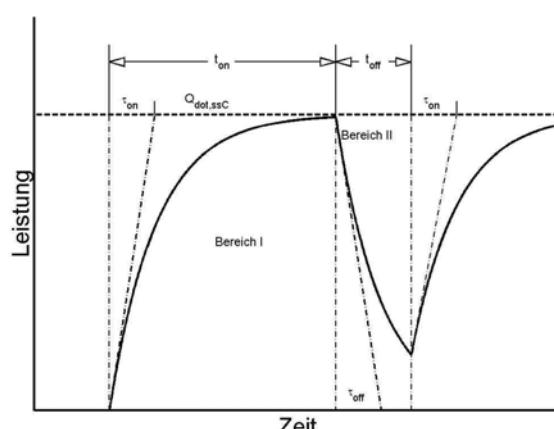


Abb. 183: Einschalt- und Ausschaltverhalten der Wärmepumpe

Korrektur der Vereisung und Abtauung am Verdampfer für L/W-WP

Die durch Vereisung und Abtauung des Verdampfers bedingte relative Änderung der Leistungszahl wird durch eine modifizierte Gauss-Kurve beschrieben [A- 3].

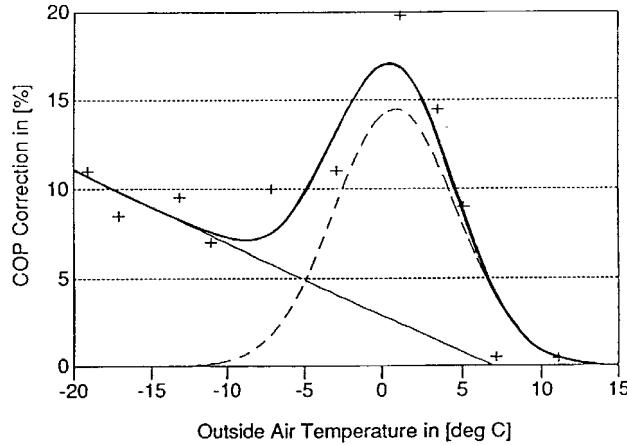


Abb. 184: Leistungszahlminderung durch Vereisung und Abtauung des Verdampfers
(eingezogene Punkte aus Messdaten)

Der Verlauf der Abb. 184 gezeigten Kurve ergibt sich aus der Superposition einer Gauss-Kurve mit einer Geraden. Die Gauss-Kurve repräsentiert die maximale Frostbildung zwischen 0°C und +5°C (bei hoher absoluter Luftfeuchtigkeit). Die Gerade steht für den mit fallender Außentemperatur steigenden sensiblen Energieeinsatz, der zur Aufheizung des Verdampfermetalls und des Kältemittels im Verdampfer für die Abschmelzung des angefallenen Eises notwendig ist.

Die relative Änderung der Leistungszahl berechnet sich demzufolge nach

$$A = -B \cdot \Theta_{dbcorr(1)} + COP_{corr(1)} \quad \text{Gl. 14}$$

$$B = \frac{COP_{corr(2)} - COP_{corr(1)}}{\Theta_{dbcorr(2)} - \Theta_{dbcorr(1)}} \quad \text{für } |\Theta_{dbcorr(2)} - \Theta_{dbcorr(1)}| > 1e^{-5} \quad \text{Gl. 15}$$

$$B = 0 \quad \text{für } |\Theta_{dbcorr(2)} - \Theta_{dbcorr(1)}| \leq 1e^{-5} \quad \text{Gl. 16}$$

$$C = COP_{corr(3)} \quad \text{Gl. 17}$$

$$D = \Theta_{dbcorr(3)} \quad \text{Gl. 18}$$

$$E = \frac{-\Theta_{dbcorr(4)}^2}{\log(0.0625)} \quad \text{Gl. 19}$$

$$\Delta COP_{ice} = A + B \cdot \Theta_{E,in} + C \cdot e^{\frac{(\Theta_{E,in} - D)^2}{E}} \quad \text{für } A + B \cdot \Theta_{E,in} > 0 \quad \text{Gl. 20}$$

$$\Delta COP_{ice} = C \cdot e^{\frac{(\Theta_{E,in} - D)^2}{E}} \quad \text{für } A + B \cdot \Theta_{E,in} \leq 0 \quad \text{Gl. 21}$$

Folglich gilt für die Leistungszahl unter Berücksichtigung aller Verluste (Taktverluste, Vereisung, Abtauung):

$$COP = COP_{no_ice} \cdot (1 - \Delta COP_{ice})$$

Gl. 22

Oft ist in den Kennliniendaten der Hersteller der Verlust der Vereisung und Abtauung bereits enthalten, d.h. die Korrektur des COP muss nicht mehr berechnet werden weil sonst eine zweifache Berücksichtigung erfolgen würde. In diesem Fall können die Koeffizienten auf null gesetzt werden.

Kondensator- und Verdampferleistung

Die effektive Kondensatorleistung kann nun aus der korrigierten Leistungszahl und der elektrischen Kompressorleistung berechnet werden. Aus der Bilanzierung der Leistungen wird die Verdampferleistung bestimmt.

$$\dot{Q}_C = -COP \cdot P_{HP} \quad \text{mit } P_{HP} = P_{Con} + P_{Comp} + P_{E,pump,rate} + P_{C,pump,rate}$$

Gl. 23

$$\dot{Q}_E = -(Qdot_C + P_{HP}) \quad \text{für } -(\dot{Q}_C + P_{HP}) > 0$$

$$\dot{Q}_E = 0 \quad \text{für } -(\dot{Q}_C + P_{HP}) \leq 0$$

Gl. 24

Schlussendlich lassen sich die Austrittstemperaturen des Kondensators und des Verdampfers berechnen mit:

$$\Theta_{C,out,corr} = \Theta_{C,in} - \frac{\dot{Q}_C}{mdot_C \cdot cp_C}$$

Gl. 25

$$\Theta_{E,out,corr} = \Theta_{E,in} - \frac{\dot{Q}_E}{mdot_E \cdot cp_E}$$

Gl. 26

7.3.1.3 Betriebsmodi und Stellsignal

Die Steuerung der Wärmepumpe erfolgt über einen Strang, der auf der Eingangseite als Stellsignal *status_signal* eintritt, und auf der Ausgangsseite den Betriebsstatus als *Status_{HP}* angibt. Auf diesem Weg zeigt das Stellsignal der Steuerung laufend den Betriebszustand der Wärmepumpe an bzw. im Falle einer Störung den Code für die Störungsursache:

Modus	Beschreibung	Kriterium
0	Wärmepumpe AUS, nicht betriebsbereit, Carterheizung AUS	Steuerung
50	Wärmepumpe AUS, betriebsbereit, Carterheizung EIN, standby	Steuerung
100	Wärmepumpe EIN, Heizbetrieb, Carterheizung AUS	Steuerung
200	Wärmepumpe EIN, Warmwasserbetrieb, Carterheizung AUS	Steuerung
910	Niederdruckstörung	$T_{E,in} < T_{E,min}$
920	Niederdruckstörung	$T_{E,out} < T_{E,min}$
930	Durchfluss Verdampfer zu klein	$mdot_E < 0.001$
960	Hochdruckstörung	$T_{C,in} \geq T_{C,max}$
970	Hochdruckstörung	$T_{C,out} \geq T_{C,max}$
980	Durchfluss Kondensator zu klein	$mdot_C < 0.001$

Tab. 53: Statusanzeigen der Wärmepumpe

7.3.1.4 Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben)

Input	Einheit	Beschreibung
THV _{sourcein}	-	Eintritt des Quellenmedium entsprechend der CARNOT-Philosophie, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, ggf. Feuchte, etc.
THV _{loadin}	-	Eintritt des Heizkreismediums entsprechend der CARNOT-Philosophie, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, etc.
status_signal	-	Betriebsbereitschaft Wärmepumpe, Standby
on_off	-	Stellsignal
P _{E,pump}	W	Pumpenleistung des Verdampferkreislaufes
P _{C,pump}	W	Pumpenleistung des Kondensatorkreislaufes

Tab. 54: Eingabeschnittstellen des Wärmepumpenmodells

Parameter	Einheit	Beschreibung
P _{Con}	W	Leistung von internen Steuerungs- und Regeleinrichtungen
P _{Car}	W	Leistung der Carterheizung
scale	-	Linearer Skalierungsfaktor für die Wärmepumpenkennfelder
Tauon	s	Zeitkonstante für Einschaltung der Wärmepumpe
Tauoff	s	Zeitkonstante für Ausschaltung der Wärmepumpe
COPcorr(1)	-	Korrekturwert auf der Geraden für die Enteisungsverluste
COPcorr(2)	-	Korrekturwert auf der Geraden für die Enteisungsverluste
COPcorr(3)	-	Maximum-Korrektur der Gauss-Kurve vor Superposition
Tdbcorr(1)	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(1)
Tdbcorr(2)	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(2)
Tdbcorr(3)	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(3)
Tdbcorr(4)	°C	Temperaturspreizung (Breite) der Gauss-Kurve auf der Hälfte des Gauss-Maximums
Tcmax	°C	Maximale Kondensatortemperatur
Temin	°C	Minimale Verdampfertemperatur
dpcond	-	Linearer und quadratischer Druckverlustkoeffizient am Kondensator
dpevap	-	Linearer und quadratischer Druckverlustkoeffizient am Verdampfer
bq ₍₁₋₆₎	-	Polynomkoeffizienten Kondensator für gemischtquadratische Gleichung 2. Ordnung (stationär)
bp ₍₁₋₆₎	-	Polynomkoeffizienten Kompressor für gemischtquadratische Gleichung 2. Ordnung (stationär)

Tab. 55: Parametrierung des Wärmepumpenmodells

Output	Einheit	Beschreibung
THV _{sourceout}	-	Austritt des Quellenmedium entsprechend der CARNOT-Philosophie, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, ggf. Feuchte, etc.
Q _c	W	Effektive Heizleistung
THV _{loadout}	-	Austritt des Heizkreismediums entsprechend der CARNOT-Philosophie, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, etc.
COP	-	Wärmepumpenleistungszahl nach Frostverlusten
P _{HP}	W	Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe
Status _{HP}	-	Betriebszustand der Wärmepumpe

Tab. 56: Ausgabegrößen des Wärmepumpenmodells

7.3.1.5 Literaturverzeichnis

- [A- 1] Afjei, Dr. Thomas: YUM, a Yearly Utilization Model für Calculating the seasonal performance Factor of electrical driven heat pump heating systems, technical form; Eidgenössische Technische Hochschule Zürich 1989, Schweiz
- [A- 2] Messungen zu den Zeitkonstanten der Wärmepumpe.
- [A- 3] Conde, M.R.: Progress Report IEA Annex 10, ETH, IET-LES, Zürich 1985

7.3.1.6 Nomenklatur

Grösse	Einheit	Bescheibung
$\Delta \text{COP}_{\text{ice}}$	-	Leistungszahlkorrektur durch Vereisung
T_{on}	K	Zeitkonstante der Wärmepumpe für Einschalten
T_{off}	K	Zeitkonstante der Wärmepumpe für Ausschalten
$\text{bp}_{(1-6)}$	-	Polynomkoeffizienten des Kompressorkennfeldes
$\text{bq}_{(1-6)}$	-	Polynomkoeffizienten des Kondensatorkennfeldes
cp_C	kJ/(kgK)	Wärmekapazität Kondensatormedium
cp_E	kJ/(kgK)	Wärmekapazität Verdampfermedium
γ_{HP}	-	Stellsignal Wärmepumpe
\dot{m}_C	kg/s	Massestrom Kondensatormedium
\dot{m}_E	kg/s	Massestrom Verdampfermedium
A	-	Konstante für Frostverlust
B	-	Konstante für Frostverlust
C	-	Konstante für Frostverlust
COP	-	Effektive Leistungszahl
$\text{COP}_{\text{no_ice}}$	-	Leistungszahl eines Zyklus
$\text{COP}_{\text{corr}(1)}$	-	Korrekturwert auf der Geraden für die Enteisungsverluste
$\text{COP}_{\text{corr}(2)}$	-	Korrekturwert auf der Geraden für die Enteisungsverluste
$\text{COP}_{\text{corr}(3)}$	-	Maximum-Korrektur der Gauss-Kurve vor Superposition
D	-	Konstante für Frostverlust
E	-	Konstante für Frostverlust
P_{Car}	W	Leistung der Carterheizung
P_{Comp}	W	Kompressorleistung
P_{MC}	W	Leistung der Mess- und Steuerungseinrichtungen
P_{plug}	W	Anschlussleistung
$P_{\text{ss, plug}}$	W	stationäre Anschlussleistung
\dot{Q}_C	W	effektive Kondensatorleistung
\dot{Q}_E	W	effektive Verdampferleistung
$\dot{Q}_{\text{ss},C}$	W	stationäre Kondensatorleistung
scale	-	Linearer Skalierungsfaktor für die Wärmepumpenkennfelder
$\text{Status}_{\text{HP}}$	-	Betriebsbereitschaft Wärmepumpe, Standby
θ	°C	Temperatur
$\theta_{\text{dbcorr}(1)}$	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(1)
$\theta_{\text{dbcorr}(2)}$	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(2)
$\theta_{\text{dbcorr}(3)}$	°C	Aussenlufttemperatur bei COPcorr(3)
$\theta_{\text{dbcorr}(4)}$	°C	Temperaturspreizung (Breite) der Gauss-Kurve auf der Hälfte des Gauss-Maximums
$\theta_{C,\text{in}}$	°C	Kondensator-Eintrittstemperatur
$\theta_{C,\text{max}}$	°C	maximale zulässige Kondensatortemperatur
$\theta_{C,\text{out,corr}}$	°C	korrigierte Kondensatoraustritts- resp. Heizungsvorlauftemperatur
$\theta_{E,\text{in}}$	°C	Verdampfer-Eintrittstemperatur
$\theta_{E,\text{min}}$	°C	minimale zulässige Verdampfertemperatur
$\theta_{E,\text{out,corr}}$	°C	korrigierte Verdampferaustritts- resp. Quellenrücklauftemperatur
$\theta'_{E,\text{in}}$	°C	normalisierte Verdampfer-Eintrittstemperatur
$\theta'_{E,\text{out}}$	°C	normalisierte Kondensator-Austrittstemperatur
θ'	°C	normalisierte Temperatur
$\ddot{Q}_{C(t)}$	W/s	Leistungsänderung des Kondensators

Tab. 57: Nomenklatur WP-Modell

7.3.2 Heizungsregler

7.3.2.1 Allgemeine Beschreibung

Der Heizungsregler, in der Terminologie der Regelungstechnik eigentlich eine „Steuerung“, beschreibt eine witterungsgeführte Vorlauf- oder Rücklaufsteuerung. Dieser Regler ist bewusst in einer einfachen Ausführung konzipiert, damit der Einfluss der hydraulischen Schaltung der Anlage so transparent wie möglich wird.

Der Ausführungsgrad der Steuerungsblocks befindet sich auf dem Niveau eines Arbeitsmittels, ist also nicht in allen Ebenen und in letzter Konsequenz selbsterklärend dokumentiert oder erläutert.

Durch den integrierten aussentemperaturabhängigen Vor- bzw. Rücklauftemperatursollwert werden für ein Heizsystem gemäss der Heizkurve SIA384/2, A9 [5] zwei Stellsignale bzw. ein Betriebsmodus ausgegeben⁴. Die Heizkurve kann durch einen Offset-Wert angehoben werden. Mit einem Zeitfahrplan können Sperrzeiten, Vorrang für Warmwasserbereitung und Betriebsbereitschaft angeben werden. Weiterhin ist die Heizgrenze einzusetzen und eine Nachtabsenkung kann definiert werden. In Abhängigkeit des Zeitraums für den Nachtbetrieb kann ein anderer Sollwert für die Raumtemperatur gesetzt werden. Schliesslich werden Hysteresen jeweils für Vor- & Rücklauftemperatursollwerte parametrieren.

In der Vorlage ist der Block nur als Rücklauftemperatursollwert-Geber ausgeführt. Ein Vorlaufsollwert wird ebenfalls ermittelt und kann bei Bedarf ausgegeben werden.

7.3.2.2 Mathematische Beschreibung

Vor- & Rücklauftemperatur-Sollwert in Abhängigkeit der Aussentemperatur

Die Sollwerte werden folgendermassen berechnet:

Rücklauftemperatur-Sollwert für den Tagbetrieb

$$\theta_{RL,soll} = \theta_{i,Tag,soll} + \left(\frac{\theta_{VL,d} + \theta_{RL,d}}{2} - \theta_{i,Tag,soll} \right) \cdot \left(\frac{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen,d}} \right)^{\frac{1}{m}} - \frac{\theta_{VL,d} - \theta_{RL,d}}{2} \cdot \frac{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen,d}}$$

Gl. 27

Vorlauftemperatur-Sollwert für den Tagbetrieb

$$\theta_{VL,soll} = \theta_{i,Tag,soll} + \left(\frac{\theta_{VL,d} + \theta_{RL,d}}{2} - \theta_{i,Tag,soll} \right) \cdot \left(\frac{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen,d}} \right)^{\frac{1}{m}} + \frac{\theta_{VL,d} - \theta_{RL,d}}{2} \cdot \frac{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Tag,soll} - \theta_{aussen,d}}$$

Gl. 28

Rücklauftemperatur-Sollwert für den Nachtbetrieb

$$\theta_{RL,soll} = \theta_{i,Nacht,soll} + \left(\frac{\theta_{VL,d} + \theta_{RL,d}}{2} - \theta_{i,Nacht,soll} \right) \cdot \left(\frac{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen,d}} \right)^{\frac{1}{m}} - \frac{\theta_{VL,d} - \theta_{RL,d}}{2} \cdot \frac{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen,d}}$$

Gl. 29

⁴ Neben dem Wärmepumpen-Stellsignal soll zukünftig auch ein Pumpenstellsignal ausgegeben werden, damit ein Pumpenvorlauf (oder – durchlauf) parametrieren kann.

Vorlauftemperatur-Sollwert für den Nachtbetrieb

$$\theta_{VL,soll} = \theta_{i,Nacht,soll} + \left(\frac{\theta_{VL,d} + \theta_{RL,d}}{2} - \theta_{i,Nacht,soll} \right) \cdot \left(\frac{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen,d}} \right)^{\frac{1}{m}} + \frac{\theta_{VL,d} - \theta_{RL,d}}{2} \cdot \frac{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen}}{\theta_{i,Nacht,soll} - \theta_{aussen,d}}$$

Gl. 30

Nachtabsenkung

Die Umschaltung für die Nachtabsenkung wird mit einer Startzeit und einer Stoppzeit initialisiert. Diese Zeitpunkte werden über logische Verknüpfungen ermittelt:

$$(t_d \geq t_{setback,N,start}) ODER (t_d < t_{setback,N,stopp}) \Rightarrow \gamma_{setback,N} = 1 \quad \text{für } t_{setback,N,start} > t_{setback,N,stopp}$$

Gl. 31

$$(t_d \geq t_{setback,N,start}) UND (t_d < t_{setback,N,stopp}) \Rightarrow \gamma_{setback,N} = 1 \quad \text{für } t_{setback,N,start} < t_{setback,N,stopp}$$

Gl. 32

Für $t_{setback,N,start} = t_{setback,N,stopp}$ wird keine Nachtabsenkung berücksichtigt. Eine andere Möglichkeit, die Nachtabsenkung nicht zu verwenden, wird bei gleichgesetzten Raumtemperatursollwerten bei Tag und Nacht $\theta_{i,d,set} = \theta_{i,n,set}$ vollzogen.

Hysterese

Die Hysterese wird mit je einem Wert für das untere und obere Band um den Sollwert gelegt. Am Beispiel des Rücklauftemperatursollwertes wird die Beziehung erläutert:

$$(\theta_{R,set} - \theta_R) > \Delta\theta_{R,set,upper} \Rightarrow \gamma_{R,set} = 1$$

Gl. 33

$$(\theta_{R,set} - \theta_R) < \Delta\theta_{R,set,upper} \Rightarrow \gamma_{R,set} = 0$$

Gl. 34

Für den Vorlauftemperatursollwert gilt die gleiche Systematik der Beziehung.

Heizgrenze

Bei Überschreitung der Heizgrenze durch die Aussentemperatur werden die Stellsignale aus Rücklauftemperatur-Sollwert und Vorlauftemperatur-Sollwert zurückgesetzt (=null). Gleichzeitig wird übergeordnet der Betriebsmodus $Status_{HP}$ der Wärmepumpe auf 50 (für betriebsbereit) gesetzt.

Zeitprogramm

Über das Zeitprogramm werden verschiedene Betriebsmodi vorgegeben. So können bspw. Sperrzeiten des EW, Vorrang für Warmwasserbetrieb oder Betriebsbereitschaft für Heizen vorgegeben werden. Die Systematik der Eingabe entspricht der eines Repeating-Sequence-Blockes aus Matlab-Simulink.

Wert	Betriebsmodus
0	Nicht betriebsbereit (Carterheizung AUS)
50	Carterheizung EIN, bspw. Sperrzeit EW
100	Betriebsbereitschaft für Heizen
200	Vorrang für Warmwasserbetrieb

Tab. 58: Betriebsmodi des Reglers $Status_{HP}$

Die Wärmepumpe nimmt den Heizbetrieb also auf, wenn $Status_{HP} \geq 100$ und wenn $\gamma_{HP} = 1$.

7.3.2.3 Weitere Features des Reglers

Korrektur der Heizkurve

Der Regler bestimmt die Rücklaufheizkennlinie nach SIA. Um die Einstellbarkeit wie an einem gängigen Regler vornehmen zu können, ist die Möglichkeit überlagert, die Heizkurve parallel zu verschieben und die Kennlinie zu drehen.

Parallelverschiebung: Eingabe des *offset_heating_curve* in Kelvin. Die Werte werden paarweise für den Vorlaufsollwert und den Rücklaufsollwert in Vektorschreibweise eingegeben:

[offset TRset offset TSset]

Steigungsänderung: der Drehpunkt der Steigungsänderung ist immer der Schnittpunkt der Kennlinie mit der Heizgrenze. Für einen frei wählbaren Punkt auf der θ_a -Achse wird die vertikale Änderung der Kennlinie in Kelvin angegeben.

Mindesttemperaturabschaltung

Die zul. Mindestquellentemperatur für die Wärmepumpe wird als Parameter am Regler eingegeben. Wenn dieser Wert unterschritten wird, schaltet der Regler die Wärmepumpe aus, bevor eine Störung eintritt.

Standby-Limit

Um die Betriebsbereitschaft der Wärmepumpe und die damit verbundenen Standby-Leistungen in Abhängigkeit der Außentemperatur einzustellen zu können, kann die Wärmepumpe bei Überschreitung eines Standby-Limits vollständig ausgeschaltet werden. Wird dieses Limit wieder unterschritten, geht die Wärmepumpe in Betriebsbereitschaft und kann bei Bedarf eingeschaltet werden.

7.3.2.4 Modellkonfiguration (Eingabe, Parameter, Ausgaben)

Input	Einheit	Beschreibung
T_a	°C	Außentemperatur
T_R resp. T_S	°C	Rücklauftemperatur des Heizkreises resp. Vorlauftemperatur

Tab. 59: Eingabeschnittstelle des Wärmepumpenreglers

Parameter	Einheit	Beschreibung
$T_{e,min}$	°C	Minimale Quelleneintrittstemperatur der Wärmepumpe
$T_{A,dHK}$	°C	Außentemperaturwert z. Heizkurvenanhebung um Drehpunkt HG
T_{dHK}	K	Anhebung der Heizkurve um Drehpunkt HG
$T_{standby}$	°C	Außentemperaturgrenze für Standby-Betrieb
T_{max}	°C	Maximale Heiztemperatur
$offsetTset$	K	Parallelverschiebung der Heizkurve
HG	°C	Heizgrenze
$tmodi$	s	Zeitvektor des Zeitprogramms $[t_0 \ t_0 \ t_1 \ t_1 \ t_2 \ t_2 \dots t_n \ t_n]$
$gmodi$	-	Betriebsmodus-Vektor des Zeitprogramms $[a_1 \ a_2 \ a_2 \ a_3 \ a_3 \dots a_n]$
DTR, set	K	Hysterese-Vektor für Rücklaufsollwert unteres und oberes Band [unten oben]
DTS, set	K	Hysterese-Vektor für Vorlaufsollwert unteres und oberes Band [unten oben]
$T_{i,d}$	°C	Raumtemperatur-Sollwert Tag
$T_{i,n}$	°C	Raumtemperatur-Sollwert Nacht
$tsetvack, N$	h	Zeitvektor der Nachabsenkung $[tsetback, N, start \ tsetback, N, stop]$
m	-	Heizflächenkennzahl
$T_{a,D}$	°C	Außentemperatur im Auslegungsfall
$T_{R,D}$	°C	Rücklauftemperatur im Auslegungsfall
$T_{S,D}$	°C	Vorlauftemperatur im Auslegungsfall

Tab. 60: Parametrierung des Wärmepumpen-Reglers

Output	Einheit	Beschreibung
Status _{HP}	-	Betriebsbereitschaft der Wärmepumpe, Standby
on_off	-	Stellsignal für Heizkreis

Tab. 61: Ausgabegrössen des Wärmepumpenmodells

7.3.2.5 Literaturverzeichnis

[A- 4] SIA 384/2, Wärmeleistungsbedarf von Gebäuden, Ausgabe 1982, Zürich

7.3.2.6 Nomenklatur

Grösse	Einheit	Beschreibung
$\Delta\theta_{RL,soll\ up-\\per/lower}$	K	Hysterese Rücklauftemperatur
$\Delta\theta_{VL,soll\ up-\\per/lower}$	K	Hysterese Vorlauftemperatur
γ_{HP}	-	Stellsignal Wärmepumpe
$\gamma_{R,set}$	-	Stellsignal Rücklauf (Heizkreis)
$\gamma_{setback,N}$	-	Stellsignal der Nachabsenkung
$\gamma_{S,set}$	-	Stellsignal Vorlauf (Speicherladekreis)
m	-	Heizflächenkennzahl
t_d	h	Tageszeit
$t_{setback,N,start}$	h	Startzeit der Nachabsenkung
$t_{setback,N,stopp}$	h	Stoppzeit der Nachabsenkung
θ_{aussen}	°C	Aussentemperatur
$\theta_{aussen,d}$	°C	Aussentemperatur im Auslegungsfall
$\theta_{i,Tag,soll}$	°C	Sollwert Raumtemperatur Tag
$\theta_{i,Nacht,soll}$	°C	Sollwert Raumtemperatur Nacht
θ_R	°C	Rücklauf-Temperatur des Heizkreises
$\theta_{RL,soll}$	°C	Sollwert Rücklauftemperatur
$\theta_{RL,d}$	°C	Aussentemperatur im Auslegungsfall
$\theta_{VL,soll}$	°C	Sollwert Vorlauftemperatur
$\theta_{VL,d}$	°C	Aussentemperatur im Auslegungsfall

7.3.3 Warmwasserregler

7.3.3.1 Allgemeine Beschreibung

Dieser Warmwasser-Speicherlade-Regler wird zwingend in Verbindung mit der Heizungssteuerung verwendet und ist als Vorrangschaltung konzipiert. Das bedeutet, dass bei Betriebsstatus Warmwasserbereitung (gemäß Zeitprogramm des Heizungsreglers) in erster Priorität Warmwasser bereitgestellt wird. Wenn dieses Kriterium erfüllt ist, kann bei Bedarf aber auch Heizbetrieb aufgenommen werden.

Der Block überprüft den Sollwert des Wärmepumpenbetriebsstatus und das Sollwertkriterium des Warmwasserspeichers. Sind beide Kriterien positiv, wird die Wärmepumpe eingeschaltet und das Signal für das Umschaltventil für die Beladung des Speichers gegeben. Gleichzeitig wird die Heizkreispumpe und die Speicherladepumpe geschaltet.

Das Konzept geht von 2 Temperaturfühlern für die Warmwasserladung aus. Ein Einschaltfühler für den unteren Speicherbereich, ein Ausschaltfühler für den oberen Speicherbereich oder besser zur Platzierung im Austritt des Wärmepumpenvorlaufs. Die zweite Variante vermeidet zuverlässig Hochdruckstörungen, da die Wärmepumpe gezielt kurz vor Hochdruck ausgeschaltet werden kann. Diese beiden Fühler werden am Warmwasserregler angeschlossen und intern mit einer Fühlerumschaltung je nach Betrieb umgeschaltet.

Da der Betriebsstatus im Heizungsregler definiert wird, ist der Warmwasserregler in Reihe hinter den Heizungsregler zu schalten. Die Schaltsignale werden dann durch den Warmwasserregler aktualisiert.

7.3.3.2 Mathematische Beschreibung

Ein- und Ausschaltkriterien

Der Sollwert on_off_{HP} , durch den die Wärmepumpe eingeschaltet würde, wird folgendermassen ermittelt:

$$(\Theta_{dhw, set} - \Theta_{dhw, storage}) \geq \Delta\Theta_{dhw, set, upper} \Rightarrow (on_off_{dhw} = 1) \cup (\gamma_{valve} = 0)$$

Gl. 35

$$(\Theta_{dhw, set} - \Theta_{dhw, storage}) \leq \Delta\Theta_{dhw, set, lower} \Rightarrow (on_off_{dhw} = 0) \cup (\gamma_{valve} = 1)$$

Gl. 36

Randbedingungen

Freigabe Warmwasserbereitung

Die Freigabe zur Warmwasserbereitung wird durch das Statussignal von der Heizungssteuerung gegeben. Dort werden die planmässigen Betriebs- und Sperrzeiten in einem Fahrplan vorgegeben und aufgrund verschiedener Randbedingungen überwacht. Ob die Warmwasser-Speicherlade-Steuerung Vorrang vor dem Signal der Heizungssteuerung wird nach folgender Bedingung geprüft:

$$(Status_{HP} = 200) \text{UND} (on_off_{dhw} = 1) \Rightarrow on_off_{HP} = 1$$

Gl. 37

Begrenzung der maximalen Wärmepumpenvorlauftemperatur

Zur Sicherheit gegen Überhitzung wird auch an dieser Stelle eine maximal zulässige Temperatur überprüft:

$$(\Theta_{dhw, set} \leq \Theta_{max}) \text{UND} (\Theta_{dhw, top} \leq \Theta_{max}) \Rightarrow on_off_{HP} = 1$$

Gl. 38

7.3.3.3 Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben)

Input	Einheit	Beschreibung
on_off_{HP}	-	Stellsignal für Wärmepumpe
$Status_{HP}$	-	Betriebsbereitschaft Wärmepumpe
$T_{dhw, top}$	°C	Temperatur des Warmwasserspeichers oben

Tab. 62: Eingabeschnittstellen der Warmwasser-Speicherladeregelung

Parameter	Einheit	Beschreibung
T_{\max}	°C	Maximale Heiztemperatur
$\Delta T_{\text{dhw, set}}$	K	Hysterese-Vektor für Warmwassertemperatur oberes und unteres Band [upper lower]
$T_{\text{dhw, set}}$	°C	Sollwert Warmwassertemperatur

Tab. 63: Parametrierung der Warmwasser-Speicherladeregelung

Output	Einheit	Beschreibung
$\text{Status}_{\text{HP, out}}$	-	Betriebsbereitschaft der Wärmepumpe, Standby
$\text{on_off}_{\text{HP}}$	-	Stellsignal Wärmepumpe
$\text{on_off}_{\text{valve}}$	-	Stellsignal Umschaltventil Speicherladung

Tab. 64: Ausgabeschnittstellen der Warmwasser-Speicherladeregelung

7.3.3.4 Nomenklatur

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\text{on_off}_{\text{dhw}}$	-	Schaltsignal Wärmepumpe für Warmwasser
$\text{on_off}_{\text{HP}}$	-	Schaltsignal Wärmepumpe
$\text{Status}_{\text{HP}}$	-	Betriebsmodus Wärmepumpe
$\theta_{\text{dhw, set}}$	°C	Sollwert Warmwassertemperatur
$\theta_{\text{dhw, storage}}$	°C	Speicher-Warmwassertemperatur
$\theta_{\text{dhw, set, upper}}$	°C	Sollwert obere Speichertemperatur
$\theta_{\text{dhw, set, lower}}$	°C	Sollwert untere Speichertemperatur
θ_{\max}	°C	Max. zul. Vorlauftemperatur

Tab. 65: Nomenklatur der Warmwasser-Speicherladeregelung

7.3.4 Überströmventil

7.3.4.1 Allgemeine Beschreibung

Das Modell beschreibt ein Überströmventil mit linearer Kennlinie. Überströmventile sind hydraulische Regelemente, die einen Mindestmassenstrom in einem hydraulischen Gesamt- oder Teilkreis aufrechterhalten. Sie sprechen bei einem einstellbaren Öffnungsgradienten an und fahren bei höherem Differenzdruck entsprechend ihrer Kennlinie auf. Dadurch kann der Druckverlust einen gewissen Wert, der sich aus der Kombination der Ventilkennlinie und der Netzkennlinie des hydraulischen Kreises ergibt, nicht überschreiten und damit ein Mindestmassenstrom nicht unterschritten werden.

7.3.4.2 Mathematische Beschreibung

Die Modellierung des Überströmventils folgt dem Ansatz der hydraulischen Berechnung des CAR-NOT-Blockset, die im Kapitel 2.4.1 des Manuals dargestellt wird [15]. Demzufolge wird der Druckkennlinie des Überströmventils als quadratische Gleichung der folgenden Form dargestellt:

$$\Delta p = c + l \cdot \dot{m} + q \cdot \dot{m}^2$$

Gl. 39

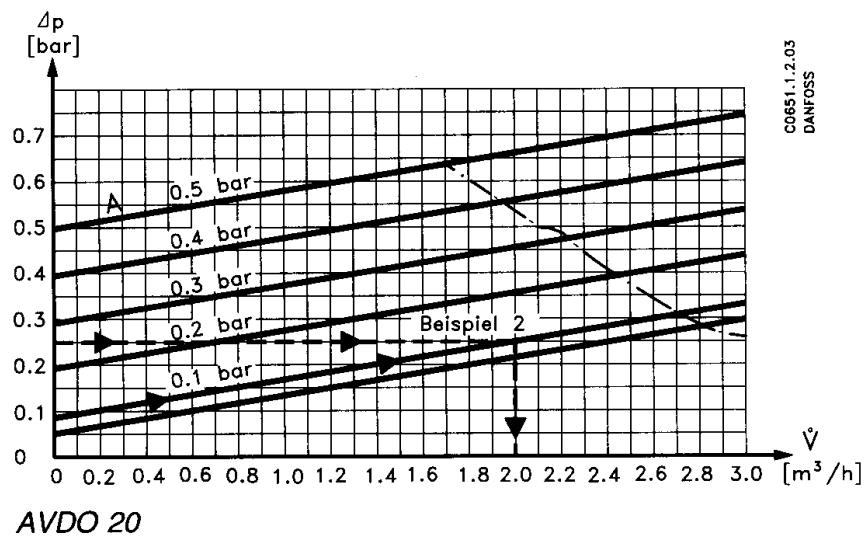


Abb. 185: Kennfeld des Überströmventils AVDO 20 der Firma Danfoss [A- 5]

Das Überströmventil AVDO 20 hat eine lineare Kennlinie, wobei der Öffnungsdruck dem konstanten Anteil der Kennlinie, also dem Ordinatenabschnitt, und der lineare Anteil nach Öffnen des Ventils der Steigung der Kennlinie entspricht. Bei Ventilen mit linearer Kennlinie, die hier modelliert worden sind, tritt kein quadratischer Koeffizient auf. Es ist allerdings in der Maske des Blocks ein quadratischer Koeffizient vorgesehen, um auch andere Kennlinien abbilden zu können.

Die Koeffizienten c , I und q der Gleichung können somit Herstellerdatenblättern entnommen werden und als Parameter in der Modellmaske angegeben werden.

7.3.4.3 Modellkonfiguration (Eingaben, Parameter, Ausgaben)

Input	Einheit	Beschreibung
THV_{in}	-	Eintrittszustandsvektor des Fluidstroms entsprechend der CARNOT-Konvention, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, ggf. Feuchte, etc.
p	Pa	Druck hinter dem Überströmventil

Tab. 66: Eingabeschnittstellen des Überströmventils

Parameter	Einheit	Beschreibung
p_limit	Pa	Öffnungsdruck des Überströmventils (Konstanter Druckverlustkoeffizient)
lin	Pa·s/kg	Linearer Druckverlustkoeffizient
qua	Pa·s ² /kg ²	Quadratischer Druckverlustkoeffizient

Tab. 67: Parametrierung des Überströmventils

Output	Einheit	Beschreibung
THV _{out}	-	Austrittszustandsvektor des Fluidstroms entsprechend der CARNOT-Konvention, u.a. Massenstrom, Temperatur, Fluidtyp, Druck, ggf. Feuchte, etc.

Tab. 68: Ausgabegrößen des Überströmventils

7.3.4.4 Literaturangaben

[A- 5] DANFOSS, Technische Daten Überströmventil