

Dissertation

## Beitrag zur hydraulischen und regelungstechnischen Konzeption von tiefergeothermischen Heizwerken

Christian Bichler







Technische Universität München



Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Energiesysteme

Beitrag zur hydraulischen und regelungstechnischen  
Konzeption von tiefengeothermischen Heizwerken

Christian Franz Bichler

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität  
München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. D. Weuster-Botz

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. habil. H. Spliethoff

2. Prof. W. Schenk (Hochschule München)

Die Dissertation wurde am 05.07.2017 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die Fakultät für Maschinenbau am 22.11.2017 angenommen.

Wer glaubt, etwas zu sein, hat aufgehört, etwas zu werden.

(Sokrates)

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am kooperativen Graduiertenkolleg der Hochschule München. Das kooperative Graduiertenkolleg ist eine Kooperation der Hochschule München und der Technischen Universität München und wurde finanziell gefördert durch das Bayerische Staatsministerium für Bildung und Kultus, Wissenschaft und Kunst. Ich danke hiermit allen Verantwortlichen, die zum Erfolg des kooperativen Graduiertenkollegs beigetragen haben.

Für die Unterstützung zum Gelingen der vorliegenden Dissertation darf ich vielen Menschen danken. An erster Stelle möchte ich Herrn Prof. Dipl. Ing. Werner Schenk für die Anregung und fachliche Begleitung dieser Arbeit danken. Die stets sehr gute Zusammenarbeit, die anregenden fachlichen Diskussionen und nicht zuletzt die eingeräumten Freiheiten bei der Gestaltung des Themas haben wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Gleichermaßen bedanken möchte ich mich auch bei dem Leiter des Lehrstuhls für Energiesysteme und meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Hartmut Spliethoff für die Übernahme der Betreuung meiner Arbeit. Seine Unterstützung war wesentlicher Schlüssel zum Ergebnis und Erfolg dieser Arbeit.

Für Fragen zu Forschungsthemen ist es an allen Stellen der Hochschule München stets möglich ein offenes Ohr zu finden. Für die Unterstützung und die Anregungen in vielen interessanten Gesprächen bin ich besonders meinen Kollegen des kooperativen Graduiertenkollegs dankbar. Neben meinen Kollegen war auch die fachliche Unterstützung der Professoren der Hochschule München, im Besonderen von Prof. Dr.-Ing. Madjidi Madjid und Prof. Dr.-Ing. Christian Schweigler, ein wichtiger Faktor zum Gelingen dieser Arbeit.

Den vielen Personen der im Forschungsprojekt beteiligten Firmen wie z. B. Erdwerk GmbH, IEP Pullach, AFK Aschheim, SWM Riem und ZAE Bayern danke ich ebenfalls für die guten Ideen, die Kritik und die erfolgreiche, gute Zusammenarbeit. Besonders hervorheben möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr.-Ing. Jens Kuckelkorn, den fachlichen Leiter der Tiefengeothermie am ZAE Bayern, Herrn Alexander Seitz-Gutmann (CTO IEP Pullach GmbH) und Herrn Michael Glashauser (CTO AFK Geothermie GmbH) für die Unterstützung bei der Erstellung dieser Arbeit. Ebenfalls ein herzliches „Danke“ geht an die Korrekturleser dieser Arbeit, Herrn Rupert Siglreithmaier und Herrn Dr. rer. nat. Josef Bichler.

Die größte Unterstützung während der letzten 11 Jahre mit Beginn der Meisterschule, dem Studium und letztlich der Promotion habe ich durch meine gesamte Familie, vor allem aber durch meine Frau Martina Bichler erfahren. Ihr gilt mein größter Dank für ihre Motivation, ihr Verständnis und ihre Geduld gerade in den letzten Jahren der Promotion, in denen sie und unsere gemeinsame Tochter Amelie viele Stunden auf mich verzichten mussten.

## Kurzfassung

In der vorliegenden Dissertation wird zunächst der Aufbau tiefengeothermischer Heizwerke im Grundausbau mit besonderer Beachtung der hydraulischen und regelungstechnischen Eigenschaften und Anforderungen vorgestellt. Im Weiteren wird das Betriebsverhalten ausgewählter tiefengeothermischer Heizwerke in Süddeutschland mit Hilfe von Messwerten aus verschiedenen Anlagen analysiert. Die Analyse zeigt, dass die Regelung des Heizwerkes bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung direkt über der geothermischen Leistungsgrenze die Massenströme im System verändert und dabei geothermische Leistung verdrängt. Die verdrängte, geothermische Leistung beträgt dabei bis zu 20 % des Leistungspotentials der Ergänzungsheizung. Über den Zeitraum eines Jahres betrachtet, beträgt der energetische Mehraufwand der Ergänzungsheizung durch die gegenseitige Beeinflussung der Wärmeerzeuger etwa 12 - 20 % [1].

Der aktuelle Stand der Technik für die hydraulische und regelungstechnische Konzeption von geothermischen Heizwerken basiert auf den Erfahrungen des Betriebs von Holzheizwerken. Hierbei sind, neben dem durch die Hersteller vorgegebenen Mindestmassenstrom für die jeweiligen Wärmeerzeuger, Schwankungen des Massenstromes für diese Heizkesselarten weitgehend irrelevant. Aufgrund der unterschiedlichen Sensibilität, welche ein Holzheizkessel bzw. die Niederenthalpie-Geothermie mit den zentralen Wärmeübertragern bei Veränderungen des Massenstromes aufweisen, ist es erforderlich in der Tiefengeothermie neue hydraulische Lösungsansätze zu erarbeiten.

Die hier vorgestellte, speziell an die Randbedingungen der Tiefengeothermie angepasste, hybride Speichereinbindung wurde aus verschiedenen hydraulischen Ansätzen nach dem Stand der Technik entwickelt. Sie zeichnet sich durch die vielseitige Anpassungsfähigkeit an die in geothermischen Heizwerken auftretenden Betriebsfälle aus. Die ebenfalls für die hybride Speichereinbindung speziell entwickelte zweistufige Beladestrategie für den integrierten Kurzzeitspeicher (Low-Ex-, und High-Ex-Beladung) ermöglicht gegenüber den konventionellen Konzepten auf der einen Seite ein früheres Beladen direkt nach der Unterschreitung der geothermischen Leistungsgrenze. Weiter kann durch die hohen Massenströme bei der zweistufigen Speicherbeladung der Wärmespeicher in kürzeren Zeiten mit höheren Temperaturen regeneriert werden. Die neuartige Konzeption, in Verbindung mit der Vorgehensweise zur Speicherbe- und entladung, ermöglicht dadurch eine deutlich höhere Anzahl an Speicherzyklen und optimiert somit die Effizienz geothermischer Heizwerke.

Zu allen in dieser Arbeit vorgestellten hydraulischen Konzepten wurden thermisch-energetische Systemsimulationen durchgeführt. Die thermisch-energetischen Systemsimulationen zeigen die deutlichen Vorteile der hybriden Speichereinbindung bei der Bewertung der Wirtschaftlichkeit gegenüber den weiteren Optimierungsansätzen nach dem Stand der Technik. Im Weiteren können mit der hybriden Speichereinbindung die geringsten CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb erreicht werden.

# Abstract

In this doctoral thesis, the common basic design of deep geothermal heating plants with focus on the properties and requirements of the hydraulic design and the control system is presented. Furthermore, the operating characteristics of selected deep geothermal heating plants in Southern Germany will be analyzed with the collected data from various plants. The analysis shows, that the control system changes the flow rates in the system at the point when the heat supply to the district heating system exceeds the maximum geothermal heat load. Thereby geothermal heat gets displaced. The displacement of the geothermal heat load is up to 20 % of the total heat capacity of the supplementary heating system. During a one year cycle, the increased energy contribution of the supplementary heating system was determined with 12 to 20 % [1].

The current state of the art for the design of geothermal heating plants is based on the experience gained by the operation of biomass heating plants. Thereby the manufacturers of wood fired boilers prescribe a minimum flow rate through each type of boiler. Besides that, changes of the flow rate are irrelevant for these types of boilers. However, with the different sensibility to changes of the flow rate, which in this regard represents a wood-fired boiler respectively the geothermal heat exchanger, it is necessary to develop new hydraulic solutions for geothermal heating plants.

The presented new hydraulic concept, the hybrid concept, has been developed from different hydraulic solutions according to different state of the art concepts with particular consideration of the requirements of geothermal heating plants. With its adaptability to the different operating conditions in geothermal heating plants the hybrid concept shows a high potential. The two-steps charging strategy, which is specially developed for the hybrid concept with a short-term storage (low-ex-charging and high-ex-charging), allows immediate charging directly below maximum geothermal heat load. Furthermore, due to the high mass flow rates with the two-steps charging strategy, the heat storage can be regenerated faster at higher temperatures. The new hydraulic concept, in conjunction with the two-steps charging strategy, allows a significantly higher number of storage cycles. Thereby the efficiency of geothermal heating plants can be optimized.

Thermal-energetic system simulations were carried out for the different hydraulic concepts presented in this thesis. The thermal-energetic system simulations underline the improvements for the financial savings of the hybrid concept compared to the state of the art optimization potentials. Furthermore, the lowest CO<sub>2</sub>-emissions can be achieved with the hybrid concept.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	.....	<b>III</b>
<b>Kurzfassung</b>	.....	<b>IV</b>
<b>Abstract</b>	.....	<b>V</b>
<b>1. Einleitung</b>	.....	<b>2</b>
<b>2. Stand des Wissens und Forschungsbedarf</b>	.....	<b>8</b>
2.1 Grundlagen der Tiefengeothermie	.....	8
2.2 Aufbau und Beschreibung der Anlagen	.....	9
2.2.1 Fördereinrichtung	.....	11
2.2.2 Wärmebereitstellung im Heizwerk, Fernwärmenetz	.....	12
2.2.3 Hausanschlussstationen (HAST)	.....	13
2.3 Analyse des Regel- und Betriebsverhaltens	.....	14
2.3.1 Temperaturen im Fernwärmenetz	.....	14
2.3.2 Temperaturen im Heizwerk	.....	15
2.3.3 Massenströme, thermische Leistungen	.....	17
2.3.4 Verdrängung geothermischer Energie	.....	19
2.4 Komponenten von geothermischen Heizwerken und deren Anforderungen an die Hydraulik und Regelung	.....	24
2.4.1 Temperaturanforderungen in Kundenanlagen	.....	25
2.4.2 Temperaturanforderungen im Fernwärmenetz	.....	26
2.4.3 Wärmeübertrager	.....	27
2.4.4 Heizkessel	.....	28
2.4.5 Wärmespeicher	.....	31
2.4.6 Zusammenstellung der wichtigsten Anforderungen an die Hydraulik	.....	33
2.4.7 Verschiedene Betriebsmodi eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau	.....	34
2.4.8 Typische Anlagenkonfiguration eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau	.....	34
2.5 Optimierte Konzepte nach dem Stand der Technik	.....	37
2.5.1 Kaskadenschaltung der Ergänzungsheizung	.....	37
2.5.2 Netzspeicherung / Höhere Vorlauftemperaturen im Fernwärmenetz	.....	37

2.5.3	Einbindung technischer Speicher .....	45
2.5.4	Parallele Speichereinbindung .....	47
2.5.5	Serielle Speichereinbindung [12] .....	51
<b>3.</b>	<b>Aufgabenstellung und Methodik .....</b>	<b>56</b>
<b>4.</b>	<b>Optimierung der hydraulischen und regelungstechnischen Konzeption .....</b>	<b>60</b>
4.1	Hybride Speichereinbindung [1] .....	60
4.2	Voruntersuchungen .....	62
4.2.1	Lade- und Entladezeiten der hybriden Speichereinbindung [1] .....	62
4.2.2	Substitutionspotentiale der hybriden Speichereinbindung .....	63
4.2.3	Voruntersuchungen zur Be- und Entladevorrichtung eines Wärmespeichers .....	65
4.2.4	Zusammenfassung und Schlussfolgerung zu den Voruntersuchungen der hybriden Speichereinbindung .....	70
<b>5.</b>	<b>Modellierung der hydraulischen und regelungstechnischen Konzeptionen .....</b>	<b>72</b>
5.1	Bilanzierungsgrenzen .....	72
5.2	Grundlagen zur Modellierung .....	72
5.3	Allgemeine Berechnung der Druckverluste .....	74
5.4	Modellierung der geothermischen Wärmeübertrager .....	75
5.5	Modellierung der Ergänzungsheizung .....	80
5.6	Modellierung der Rohrinstallation und Armaturen .....	82
5.6.1	Bereich Fördereinrichtung .....	86
5.6.2	Bereich Heizzentrale .....	88
5.6.3	Bereich Fernwärmenetz .....	89
5.7	Modellierung der Pumpen .....	90
5.7.1	Tauchkreislumppe .....	90
5.7.2	Pumpen Fernwärmenetz .....	90
5.7.3	Pumpe Ergänzungsheizung .....	92
5.8	Modellierung sonstiger elektrischer Energiebedarf .....	93
5.9	Modellierung des Wärmespeichers .....	93
5.9.1	Allgemeine Modellierungsgrundlagen .....	93
5.9.2	Modellierung der Be- und Entladevorrichtung .....	93
5.9.3	Modellierung der reinen Konvektion im Speicher .....	96
5.9.4	Modellierung der instationären Wärmeleitung im Speicher .....	97
5.9.5	Modellierung der Wärmeverluste durch die Behälterwand .....	100
5.9.6	Freie Konvektion im Speicher, Verluste durch Wärmeleitung und Speichereffekte in der Behälterwand, Verluste durch feste Einbauten .....	101

5.9.7	Regelung der Speicherbe- und entladung.....	101
5.9.8	Technische Randbedingungen für die Simulation des Wärmespeichers.....	102
5.10	Modellierung des übergeordneten MSR-Systems.....	102
5.10.1	Basismodell.....	102
5.10.2	Anlagenkonzepte mit Speicher.....	106
<b>6.</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion.....</b>	<b>112</b>
6.1	Basismodell.....	112
6.1.1	Auslegungsfall.....	112
6.1.2	Lastkurven.....	114
6.1.3	Validierung von Lastgängen und Momentanwerten.....	117
6.1.4	Monats- und Jahressimulation.....	124
6.1.5	Sensitivitätsanalyse und Optimierung.....	125
6.2	Optimierte Anlagenkonzepte mit Speicher.....	129
6.2.1	Validierung des Speichermodells.....	129
6.2.2	Plausibilitätsprüfung von Lastgängen anhand der hybriden Speichereinbindung.....	131
6.2.3	Plausibilitätsprüfung von Momentanwerten der Massenströme der verschiedenen Konzepte.....	134
6.2.4	Sensitivitätsanalyse und Optimierung.....	139
6.3	Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte zur Betriebsoptimierung.....	142
6.3.1	Gegenüberstellung der Energiewerte der optimierten Anlagenkonzepte mit 100 m <sup>3</sup> Wärmespeicher.....	143
6.3.2	CO <sub>2</sub> -Emissionen und Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlicher Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren.....	144
6.4	Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte als Grundkonzepte für Neuanlagen.....	147
6.4.1	CO <sub>2</sub> -Emissionen und Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlicher Speichergröße.....	147
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung und Schlussfolgerung.....</b>	<b>150</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>154</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>157</b>
	<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>165</b>
	<b>Formelzeichen.....</b>	<b>167</b>
	<b>Abkürzungen und Indizes.....</b>	<b>169</b>

<b>Anhang</b>	<b>172</b>
A. Grundlagen zur Bewertung der verschiedenen Konzeptionen.....	172
1. Definition der Bewertungskriterien .....	172
2. Randbedingungen für die Bewertung der hydraulischen Konzeptionen.....	174
B. Berechnungsgrundlagen .....	177
3. Widerstandsbeiwerte $\zeta$ von Rohrleitungsteilen und Armaturen.....	177
4. Randbedingungen zur Berechnung des Wärmeübertragers.....	179
5. Randbedingungen für die Simulation der Fördereinrichtung.....	179
6. Randbedingungen für die Simulation des Heizwerkes.....	180
7. Randbedingungen für die Simulation des Fernwärmenetzes .....	182
C. Weitere Simulationsergebnisse .....	183
1. Einbindung eines technischen Speichers.....	183
2. Einbindung paralleler Speicher .....	184
3. Einbindung serieller Speicher .....	185
4. Jahresgang bei Einbindung paralleler und hybrider Speicher.....	186

# Kapitel 1

## Einleitung

Die Deckung des stetig steigenden Energiebedarfs hat sich in der Geschichte der Menschheit grundlegend verändert. Bis zum 18. Jahrhundert wurde vorrangig erneuerbare Energie in Form von menschlicher oder tierischer Arbeit, Brennstoffe aus Biomasse (Holz), Windkraft und Wasserkraft genutzt [2]. Nach diesem (ersten) regenerativen Zeitalter begann etwa um das Jahr 1860 auf der Erde das fossile Zeitalter (siehe Abbildung 1). Um den Bedarf an Energie für verschiedenste Anwendungen zu decken kamen vermehrt Kohle, Erdöl und Erdgas als Primärenergieträger zum Einsatz. Besonders in den letzten 70 Jahren hat dabei die Industrialisierung in Verbindung mit einer rasanten Zunahme der Bevölkerungsdichte einen enormen Bedarf an Energie hervorgerufen [2].

Nach dem 2. Weltkrieg verzeichnete man durch die stetig steigende Ölförderung einen enormen Wirtschaftsaufschwung. Dieser hielt an, bis die Organisation der Erdöl exportierenden Länder (OPEC) 1973 erstmals bewusst die Fördermengen drosselte, um die westlichen Länder bezüglich der Unterstützung Israels unter Druck zu setzen. In den achtziger Jahren waren die Ölreserven der USA zwischenzeitlich erschöpft, was dazu führte, dass der hohe Energiebedarf der USA durch teure Importe gestillt werden musste. Diese Begebenheiten ziehen zwei wesentliche Erkenntnisse nach sich: Die unvermeidliche Steigerung der Energiepreise für endliche, fossile Rohstoffe und die merkliche Abhängigkeit der Weltwirtschaft von nur wenigen Ländern.

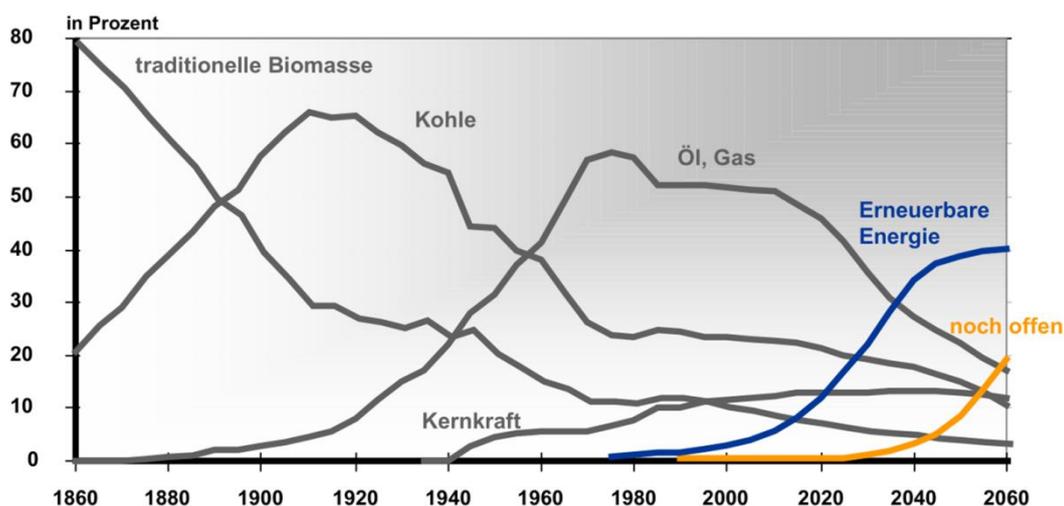


Abbildung 1: Verbrauch und Lebenszyklen von Energiequellen von 1860 – 2060 [3]. Die Darstellung zeigt die geschichtliche Entwicklung verschiedener Energieträger und prognostiziert zukünftig einen deutlich steigenden Anteil der erneuerbaren Energien.

Neben der wirtschaftlichen Abhängigkeit und den steigenden Energiepreisen stellt auch der unvermeidbare  $\text{CO}_2$ -Ausstoß bei der Nutzung von fossilen Energieträgern einen gesellschaftlichen und politischen Antrieb für die Energiewende, hin zu den regenerativen

Energien, dar. Schon im Jahre 1824 erkannte Jean Baptiste Fourier (Fourier'sche Wärmegleichung) den Zusammenhang zwischen Spurengasen in der Atmosphäre und dem Temperaturverhalten auf der Erde [4]. Der „Klimawandel“ wurde seither von vielen namhaften Wissenschaftlern weiter erforscht. Svante Arrhenius (schwedischer Nobelpreisträger) berechnete bereits im Jahr 1896 die Temperaturveränderung in Abhängigkeit des CO<sub>2</sub>-Gehalts auf der Erde [5]. Die weitreichenden Folgen eines globalen Temperaturanstieges wie z. B. der Anstieg des Meeresspiegels, die Versauerung der Ozeane, Wetterextreme oder auch die Verschiebung der Vegetationszonen werden in den Medien und der Politik als eine die gesamte Menschheit betreffende Problematik fortlaufend diskutiert.

Unter der Regierung von Helmut Schmidt (1974 – 1982) wurde die Kernkraft vielfach als „Endlösung“ der Energieproblematik der Menschheit angesehen. Hierbei wurden die vielen Nachteile bezüglich Endlagerung und Entsorgung zunächst ignoriert. Die in der Folgezeit umstrittene Kernenergie konnte die angestammten Energieträger Kohle und Erdöl nicht ablösen. Nach den einschlägigen Erlebnissen von Fukushima 2011 wird in Deutschland der Atomausstieg durch die Bundesregierung forciert. Wenn sich die Nutzung der fossilen Energieträger reduzieren soll und die Kernenergie keine Alternative zur Deckung des Bedarfs darstellt, stellt sich die Frage wie die Energieversorgung der Zukunft gestaltet werden kann.

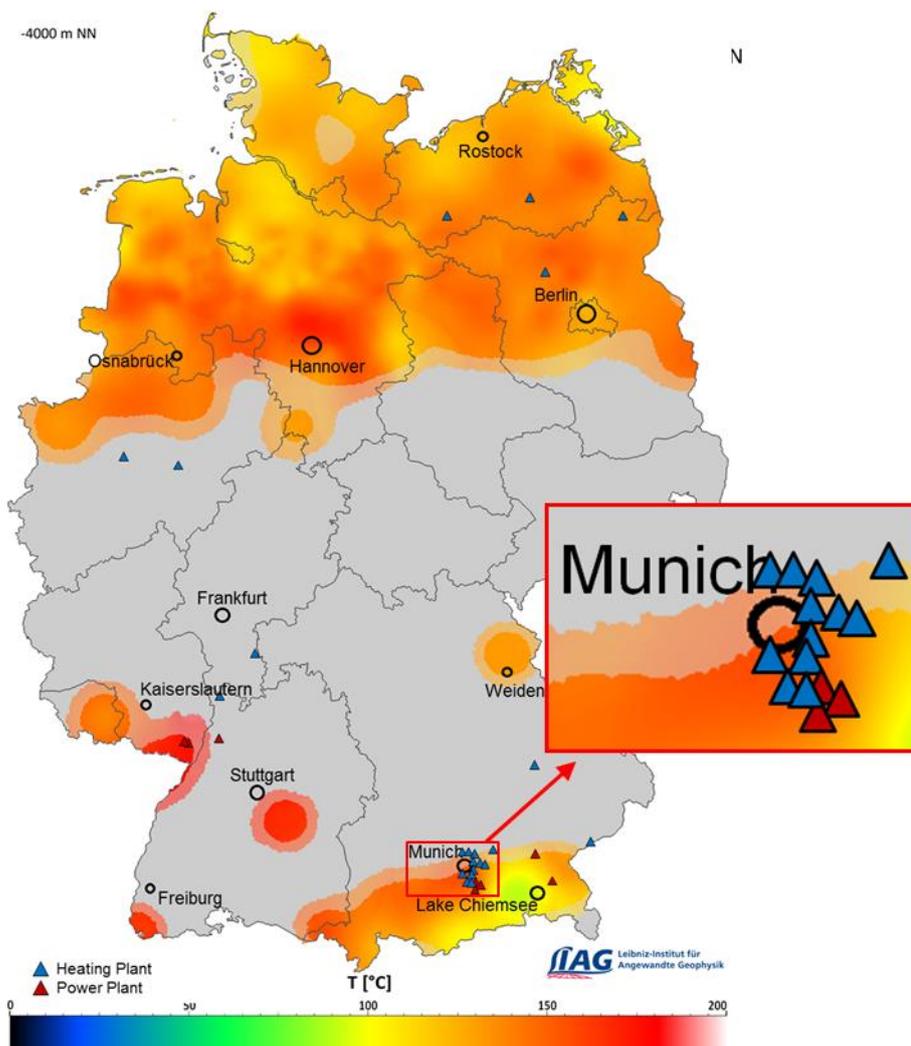


Abbildung 2: Temperaturkarte von Deutschland -4000 m NN nach Agemar [6] mit zusätzlicher Darstellung der geothermischen Anlagen in Deutschland. Die Abbildung verdeutlicht die hohe Dichte tiefengeothermischer Anlagen im Raum München.

Im Jahr 2015 lag der anteilige Endenergieverbrauch nach Anwendungsbereichen für Raumwärme, Warmwasser und sonstige Prozesswärme in Deutschland bei 54 % [7]. Dies entspricht 1332 TWh/a. Musiol [8] quantifizierte das langfristig realisierbare, nachhaltige Nutzungspotenzial der hydrothermalen Tiefengeothermie in Deutschland mit 300 TWh/a. Diesen Betrachtungen folgend könnte die Tiefengeothermie ein theoretisches Potential zur Deckung des Wärmebedarfs von 22,5 % für Raumwärme, Warmwasser und sonstige Prozesswärme in Deutschland erreichen. Es ist hierbei jedoch zu bedenken, dass der Wärmetransport über Fernwärmesysteme nur über relativ kurze Entfernungen wirtschaftlich realisierbar ist. Aktuell befinden sich in Deutschland 33 Anlagen im Betrieb (Heizwerke und Heizkraftwerke), weitere 2 in der Bauphase und 30 in der Planungsphase [9]. 66% der bereits betriebenen Anlagen, was 95,7 % der installierten thermischen Leistung entspricht, haben ihren Standort in Bayern (siehe Abbildung 2).

Das Süddeutsche Molassebecken wird in Fachkreisen als ein sehr wichtiges geothermisches Reservoir in Zentraleuropa betrachtet. Es bietet aufgrund der großen Thermalwasservorkommen in geringen Tiefen mit für Heizzwecke geeigneten Temperaturen bereits sehr günstige Voraussetzungen für die geothermische Nutzung. In München kann z. B. bei einer Bohrtiefe von ca. 3500 m Thermalwasser mit einer Temperatur von 93 °C aus dem Malm gefördert werden (siehe Abbildung 3, Riem). Bei einer typischen Förderrate von 75 kg/s und Rücklauftemperaturen von 50 °C könnten dabei etwa 1.350 Haushalte (im Auslegungsfall eines Heizwerkes) mit geothermischer Wärmeleistung versorgt werden.

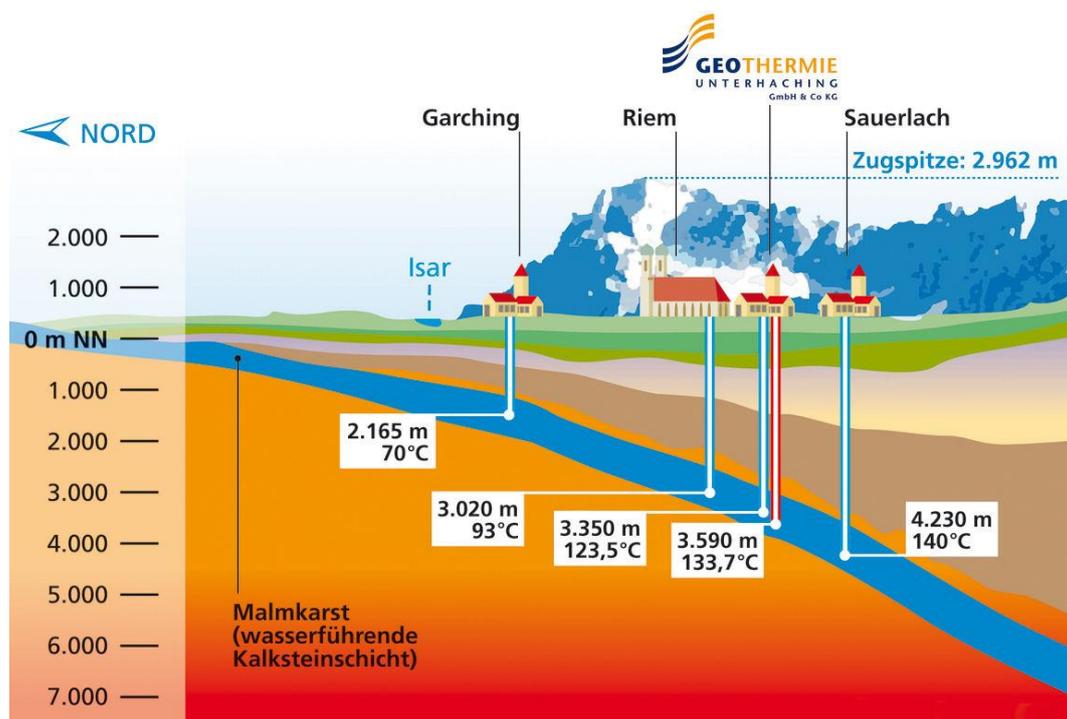


Abbildung 3: Geologische Randbedingungen in Bayern [10]. Die Abbildung zeigt den Verlauf des Malmkarstes und exemplarische Temperaturen für bereits realisierte geothermische Anlagen.

Grundsätzlich entstehen beim Bau einer tiefengeothermischen Anlage hohe Investitionskosten für den Bau eines geothermischen Heizwerkes mit den dazugehörigen Bohrungen und dem Fernwärmenetz. Da es vor allem in den kommunalen Geothermieprojekten in Bayern ein Ziel ist die Preise langfristig stabil zu halten, finden die Betriebskosten eine hohe Beachtung. Nur durch niedrige Betriebskosten können die hohen Investitionskosten in annehmbaren Zeitspannen

amortisiert werden. Reif analysierte in [11] die Wirtschaftlichkeit für verschiedene hydrothermale Geothermieheizwerke im südbayerischen Raum und prognostizierte dabei Amortisationszeiten von bis zu 20 Jahren. Aufgrund der angestrebten, möglichst kurzen Amortisationszeiten ist es notwendig deutlich mehr Energie zu verkaufen, als die Geothermie eigenständig bereitstellen kann. Durch die daraus resultierenden hohen Anschlussleistungen wird das Leistungspotenzial der Geothermie im Betrieb zumeist deutlich überschritten. Die notwendige Mittel- bzw. Spitzenlast wird im Grundausbau der Anlagen in der Regel über fossile Energieträger (z. B. Öl-Niedertemperaturkessel) kompensiert. Hat ein Heizwerk einen sehr hohen energetischen Anteil fossiler Spitzenlast an der gesamt bereitgestellten Energie, so kann die ökonomische und ökologische Effizienz der Gesamtanlage stark negativ beeinträchtigt werden.

Um eine möglichst optimierte Nutzung des geothermischen Potenzials zu ermöglichen, erfordern die Planung und der Betrieb der geothermischen Heizwerke ein übergreifendes Verständnis für das Zusammenspiel der verschiedenen Anlagenkomponenten. In der vorliegenden Arbeit wird deshalb in **Kapitel 2** der Aufbau tiefegeothermischer Heizwerke mit besonderer Beachtung der hydraulischen und regelungstechnischen Eigenschaften und Anforderungen diskutiert. Im Weiteren wird das Betriebsverhalten ausgewählter tiefegeothermischer Heizwerke in Süddeutschland mit Hilfe der Messwerte aus den Anlagen analysiert. Die dieser Arbeit vorliegenden Messdaten wurden im Rahmen des Forschungsvorhabens „Ökonomische und ökologische Effizienz tiefegeothermischer Anlagen in Süddeutschland – Untersuchungen zu Betriebserfahrung und Optimierungsansätze“ (siehe hierzu [12], [13]) erhoben. Die analysierten, grundlegend aus den Erfahrungen von Holzheizwerken konzipierten Anlagen sind für den geothermischen Betrieb nicht explizit angepasst. Deshalb werden am Ende des 2. Kapitels verschiedene Anlagenkonzepte nach dem Stand der Technik auf mögliche Vor- und Nachteile bezüglich der hydraulischen und regelungstechnischen Anforderungen sowie der energetischen Effizienz vorab untersucht.

**Kapitel 3** fasst die wesentlichen Erkenntnisse aus der Diskussion zum Stand der Technik in Kapitel 2 zusammen und beschreibt die weitere Aufgabenstellung und Methodik zur Optimierung der regelungstechnischen und hydraulischen Konzeption der geothermischen Heizwerke. Aufbauend auf dem Stand der Technik werden in **Kapitel 4** die hydraulischen Konzepte um eine neuartige Hydraulik, die hybride Speichereinbindung erweitert. Die hybride Speichereinbindung kombiniert die Vorteile der verschiedenen hydraulischen Konzepte mit Speicher nach dem Stand der Technik und erreicht durch die speziell an die Eigenschaften der geothermischen Wärmequelle angepasste Beladestrategie weitere Vorteile hinsichtlich der Speichernutzungszyklen. Erste Voruntersuchungen zu der hybriden Speichereinbindung sollen das mögliche Optimierungspotential und zentrale Fragestellungen zur Umsetzung dieser Hydraulik aufzeigen.

Um fundierte Aussagen zu den verschiedenen Anlagenkonzepten (Einbindung technischer Speicher, parallele Speichereinbindung, serielle Speichereinbindung und hybride Speichereinbindung) zu treffen, werden in **Kapitel 5** individuelle, modular aufgebaute Simulationsmodelle entwickelt. Die thermodynamische und physikalische Modellierung der Komponenten wird dabei detailliert vorgestellt. In **Kapitel 6** werden nach der Validierung der Simulationsmodelle die aus der Simulation vorliegenden Lastkurven, Lastgänge und Ergebnisse diskutiert und auf Plausibilität geprüft. Weiterführend werden in den verschiedenen Anlagenkonzepten mit der in Kapitel 5 erläuterten Basiskonfiguration verschiedene Parameter variiert. Die Sensitivitätsanalyse mit den verschiedenen Parametern soll dazu dienen die jeweils

optimierte Anlagenkonfiguration zur jeweiligen Speichereinbindung zu eruieren. Die Kernaussage dieser Arbeit wird in einer abschließenden Parameterstudie mit einer Variation der SpeichergroÙe erarbeitet. Ziel ist es mit Hilfe der Simulation zu zeigen, welches hydraulische Konzept für eine Betriebsoptimierung bzw. auch bereits im Grundausbau eines geothermischen Heizwerkes eingesetzt werden sollte. Zur Darstellung der Ergebnisse im ersten Teil der Sensitivitätsanalyse werden neben den energetischen Werten die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen während des Betriebs und die Energiekosten verwendet. Zur Ermittlung der abschließenden Konzeptionsempfehlung werden je Anlagenkonzept die auf die Maßnahme bezogenen Gesamtkosten nach der Kapitalwertmethode sowie die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren dargestellt.

Die im Forschungsvorhaben involvierten Anlagen wurden im Rahmen dieser Arbeit vom Autor in enger Zusammenarbeit mit dem technischen Personal der Betreibergesellschaften bzw. den planenden Ingenieuren und Forschern in ihrer Entwicklung nach der Errichtung begleitet. In die Auswertung der Messdaten und die Modellierung der Anlage konnten somit wichtige Informationen verschiedener Personen, welche mit dem laufenden Anlagenbetrieb vertraut sind, eingebracht werden.



## Kapitel 2

# Stand des Wissens und Forschungsbedarf

### 2.1 Grundlagen der Tiefengeothermie

Der Begriff Geothermie setzt sich aus den beiden griechischen Wörtern „gè“ und „thermòs“ zusammen und bedeutet übersetzt Erdwärme. 99 % der Erde sind wärmer als 1000 °C, von dem restlichen Prozent sind 99 % noch wärmer als 100 °C [14]. Der Erdkern hat im Inneren eine Temperatur von etwa 4.000 °C bei einem Druck von 3,6 Mio bar [15]. Die Erdwärme entstammt zu ca. 30 % aus der Gravitationswärme der Erdentstehung vor ca. 4,5 Milliarden Jahren. Die restlichen ca. 70 % dieser Wärme sind auf den radioaktiven Zerfall von Uran-, Thorium- und Kaliumisotopen in der Erdkruste zurückzuführen [16]. Erdwärme gilt allgemein als unerschöpflich und steht jederzeit zur Verfügung, jedoch kann ein Großteil dieser Wärme aufgrund der enormen Tiefe und hohen Temperaturen bis jetzt noch nicht genutzt werden. Derzeit nutzbar für die Wärmeengewinnung ist lediglich ein kleiner Teil der Erdkruste. Die Erdkruste weist eine Gesamttiefe von ca. 30 – 170 km und eine Temperatur bis zu 500 °C auf [16]. Die technische Nutzung beschränkt sich bisher auf eine Tiefe von etwa 6 km.

Durch die Temperaturunterschiede zwischen Erdinnerem und Erdkruste entsteht ein ständiger Wärmestrom zur Erdoberfläche. Die Wärme strömt dabei von Erdkern durch Konduktion im Erdreich sowie über Konvektion in wasserführenden Schichten in Richtung Erdmantel. Der globale Wärmestrom beträgt 82 mW/m<sup>2</sup> [15]. In deutschen Regionen beträgt der mittlere Wärmestrom etwa 65 mW/m<sup>2</sup> [16]. Im globalen Mittel steigt die Temperatur um ca. 30 K/km Tiefe an. Diese Begebenheit wird als allgemein als geothermischer Gradient bezeichnet und kann bis zu 200 K/km [17] (Larderello, Italien) annehmen. Streng betrachtet ist die tiefengeothermische Wärmeengewinnung nicht regenerativ, da in der Regel die bei einer Wärmenutzung aus dem Reservoir entzogene Energie höher ist als die in das Reservoir nachströmende Energie [15]. Jedoch kann aufgrund des nahezu unerschöpflichen Energieinhalts die Erde im Allgemeinen als „quasi-regenerativ“ angesehen werden.

Nach Definition der VDI-Richtlinie 4640-1 ist geothermische Energie die in Form von Wärme gespeicherte Energie unterhalb der festen Erdoberfläche [18]. Die VDI-Richtlinie 4640-1 grenzt die oberflächennahe Geothermie von der Tiefengeothermie bei Tiefen > 400 m ab.

Die Energiegewinnung aus dem Erdreich kann über verschiedene Systeme realisiert werden. Als hydrothermales System wird hierbei die Nutzung von im Erdreich vorhandenem Wasser (oder Wasserdampf), welches direkt oder indirekt (z. B. über Wärmeübertrager) genutzt wird, bezeichnet. Hierbei wird nach Barbier [15] folgende Unterscheidung getroffen:

- Hydrothermale Systeme mit niedriger Enthalpie
- Hydrothermale Systeme mit hoher Enthalpie (Dampf)

Zu den hydrothermalen Systemen mit niedriger Enthalpie zählen z. B. Aquifere (Grundwasserleiter). Je nach Temperatur des geförderten Wassers erfolgt nach [19] eine weitere Unterscheidung der Aquifere mit heißem Wasser (> 100°C), warmen Wasser (60–100°C) oder thermalem Wasser (> 20°C). In Bayern sind vor allem die hohen Vorkommen an Malmkarst dafür verantwortlich, hier genügend Wasser zu speichern. Vor Millionen von Jahren lagerte hierbei ein urzeitliches Meer Kalke, Sande und Tone ab. Diese festigten sich dort zu dem Karst, der sehr wasserdurchlässig sein kann. [14]

Je nach Druck im Aquifer kann das Thermalwasser ohne Fremdeinwirkung die Erdoberfläche erreichen oder muss mit Pumpen gefördert werden. In der Praxis werden in Deutschland mindestens zwei Bohrungen für die Erschließung eines hydrothermalen Bewilligungsfeldes erstellt. Durch eine Förderbohrung gelangt das heiße Wasser an die Oberfläche, welches nach Entziehen der Wärme im Wärmeübertrager durch eine Reinjektionsbohrung wieder in die Tiefe geleitet wird. Dieses sogenannte Dubletten-System ist in Deutschland das am häufigsten verwendete Fördersystem. Da aus Platzgründen die zwei Bohrungen an der Oberfläche eng zusammenliegen sollen, werden die Bohrungen in der Tiefe mit Hilfe spezieller Techniken (Rotary-Bohrverfahren) abgelenkt. Durch den am Ende der Bohrung erreichten Abstand im Aquifer wird ein Kurzschluss zwischen Förderbohrung und Reinjektionsbohrung verhindert. Der Mindestabstand im Reservoir zwischen den beiden Bohrungen sollte etwa 2 km betragen [20].

Als „petrothermales System“ wird die Nutzung von im heißen Gestein gespeicherter Energie bezeichnet. Beispiele hierfür sind das Hot-Dry-Rock-Verfahren, Enhanced-Geothermal-System oder tiefe Erdwärmesonden. Obwohl das größte Wärmenutzungspotenzial nach der 2003 veröffentlichten Studie des Büros für Technikfolgenabschätzung [21] in den kristallinen Gesteinen liegt (1600 EJ  $\equiv$  91,7 %; Nutzung ohne Wärmepumpen), beschränkt sich die derzeitige Nutzung der Tiefengeothermie in Deutschland fast ausschließlich auf hydrothermale Aquifere. Dies begründet sich zum einen mit dem Risiko von seismischen Ereignissen welche bei der sog. hydraulischen Stimulation, der mechanischen Aufweitung der Gesteinsporosität, auftreten können. Auf der anderen Seite bieten die in verhältnismäßig geringer Tiefe liegenden hydrothermalen Aquifere zumeist gute Gegebenheiten für eine wärmetechnische Nutzung. Neben der Temperatur des Thermalwassers ist bei hydrothermalen Systemen auch die Ergiebigkeit des Grundwasserleiters, welche sich durch die Permeabilität des Gesteins und der Mächtigkeit der wasserführenden Schicht ergibt, von hoher Bedeutung.

Die in dieser Arbeit betrachteten Anlagen sind hydrothermale Geothermieheizwerke mit niedriger Enthalpie bei denen warmes Wasser zwischen 85 und 105 °C mit Hilfe einer Tauchkreiselpumpe (TKP) aus dem Aquifer gefördert wird. Eine der in [12] betrachteten Anlagen hat Fördertemperaturen von ca. 105 °C und liegt somit über der theoretischen Grenze von 100 °C. Diese Anlage wird jedoch im Rahmen dieser Arbeit als Anlage mit niedriger Enthalpie eingestuft. Dies begründet sich mit dem hohen Thermalwasserdruck und dem dadurch nicht in Dampfform vorliegenden Thermalwasser.

## 2.2 Aufbau und Beschreibung der Anlagen

Nachfolgende Abbildung 4 zeigt einen typischen, vereinfachten Aufbau der betrachteten tiefengeothermischen Heizwerke im Grundausbau. Die Bezeichnung Grundausbau bezieht sich auf die Ausbaustufe der Anlagen, welche im anfänglichen Betrieb die Wärmeversorgung der Kunden über die Grundlast Geothermie und die Spitzenlast Ergänzungsheizung (z. B. Ölkessel) sicherstellen.

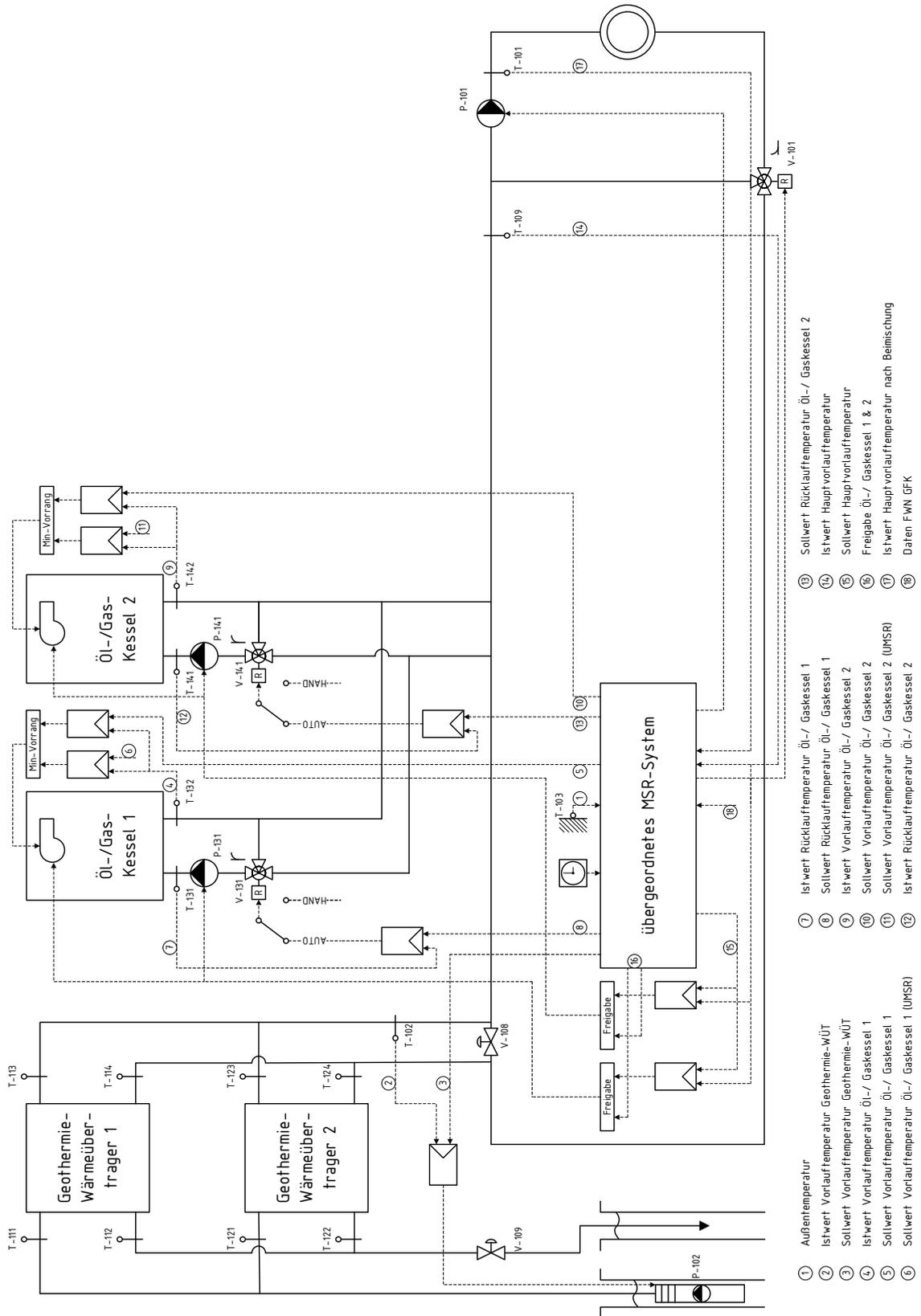


Abbildung 4: Vereinfachte Darstellung des Aufbaus von geothermischen Heizwerken nach aktueller Anlagenkonfiguration im Grundausbau. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption.

Das warme Thermalwasser wird aus der Förderbohrung mit einer Tauchkreiselpumpe (P-102) gefördert. Nachdem das Thermalwasser über die Fördereinrichtung das Heizwerk erreicht wird die geothermische Wärme über die parallel eingebundenen Wärmeübertrager übertragen. Nach

der Abkühlung des Thermalwassers wird dieses wieder über die Reinjektionsbohrung in den Aquifer zurückgeführt.

Die obertägige Anlagenperipherie des Versorgungsunternehmens umfasst die Energiebereitstellung im Heizwerk und die Energieverteilung über das Fernwärmenetz. Das über die Wärmeübertrager erwärmte Fernwärmewasser kann bei nicht ausreichender Temperatur über eine Ergänzungsheizung, welche im Vorlauf eingebunden ist, nacherhitzt werden. Die Netzpumpe(n) (P-101) sorgen für den Transport des erwärmten Wassers über das Fernwärmenetz zu den Kundenanlagen. Die Netzpumpe ist in Abbildung 4 als Einzelausführung dargestellt, jedoch in der Praxis werden hier bis zu drei parallele Pumpen intermittierend betrieben.

Über die bei den Kunden installierte Hausanschlussstation (HAST, siehe Abbildung 5) wird die Wärme z. B. für die Beheizung von Gebäuden oder zur Trinkwarmwasserbereitung an die Kundenanlage übertragen. Nachdem das abgekühlte Fernwärmewasser durch den Rücklauf des Fernwärmenetzes das Heizwerk erreicht, wird dieses wieder über die Wärmeübertrager erwärmt.

In Hammerschmid [22] wird die Regelungsstrategie von Holzheizwerken – welche analog auch bei geothermischen Heizwerken eingesetzt wird – über ein übergeordnetes und ein untergeordnetes MSR-System realisiert. Das übergeordnete MSR-System erledigt dabei alle übergeordneten Steuer- und Regelfunktionen (z. B. Regelung der Hauptvorlauftemperatur, Regelung der Wärmeerzeugereintrittstemperaturen, Kesselfolgeschaltung, Datenaufzeichnung) und verknüpft die untergeordneten MSR-Systeme miteinander [22]. Die untergeordneten MSR-Systeme sollen dabei die Funktionen Leistungsregelung der Feuerungsleistung, Regelung der Kesselaustrittstemperatur sowie kesselspezifische Anforderungen (z. B. sicherheitstechnische Anforderungen wie maximaler Betriebsdruck) regeln [22]. Für den Fall, dass das übergeordnete MSR-System nicht in Betrieb ist, kann z. B. der Hub der Dreiwegeventile von Hand eingestellt werden (Betriebsart „HAND“).

### 2.2.1 Fördereinrichtung

Die wesentlichen Bestandteile der untertägigen Fördereinrichtung sind die Tauchkreiselpumpe (TKP), die Protektoren und der Antriebsmotor. Der Motor ist über ein Kabel mit den obertägigen Teilen der Fördereinrichtung (Transformatoren und Frequenzumformer) verbunden. Die Pumpen werden von spezialisierten Herstellern (z. B. Baker Hugos) speziell für die Anforderungen in der Geothermie entwickelt. Eine große Herausforderung für die Entwicklung einer TKP ist hierbei die Temperatur des Thermalwassers in Verbindung mit der geförderten Thermalwassermenge. Selbst in der Kohlenwasserstoffexploration werden Pumpen nicht unter vergleichbaren Einsatzbedingungen benötigt [23]. Im Protektor wird die mechanische Antriebsleistung des Motors über eine Welle zur Pumpe übertragen. Im Weiteren schützt der Protektor den Motor vor den Vibrationen der Pumpe und kompensiert die Ausdehnung des Motoröls während der Temperaturschwankungen zwischen Stillstand und Betrieb. Spezielle Dichtungen am Protektor verhindern das Eindringen von Thermalwasser in den Motor.

Die TKP (P-102) wird nicht redundant ausgeführt. Durch eine Drehzahlregelung über einen Frequenzumrichter kann die Förderpumpe je nach Anforderung einer Voll- oder Teillastsituation stufenlos bis zu einer begrenzten Mindestfördermenge, welche ca. 30 – 40 % der maximalen Fördermenge entspricht, geregelt werden. Die Drehzahlregelung erfolgt hierbei über eine Sollwertvorgabe aus dem übergeordneten MSR-System im Fernwärmekreis, welche mit der Temperatur des gesammelten Vorlaufs nach den beiden Wärmeübertragern (T-102) abgeglichen

wird. Durch die begrenzte Regelbarkeit der Tauchkreiselpumpe ist speziell im Sommer bei niedriger Wärmeabnahme die Effizienz der Förderung stark abhängig von der Mindestfördermenge der Tauchkreiselpumpe im unteren Drehzahlbereich. Da sich nach Angaben der Hersteller durch häufiges Abschalten der Tauchkreiselpumpe die Standzeit verkürzt, wird in der Praxis die Tauchkreiselpumpe nur bei Wartungsarbeiten oder anderen nicht zu vermeidenden Ausnahmefällen abgeschaltet. Ein Ersatz der Tauchkreiselpumpe ist im Regelfall mit einem Ausfall der geothermischen Energieversorgung und hohen Investitionskosten verbunden.

Die notwendige Einbautiefe der Tauchkreiselpumpe kann über die vom Hersteller vorgegebene minimal benötigte Wassersäule über der Tauchkreiselpumpe („Intake Pressure“) und der maximalen Absenkung des Betriebswasserspiegels bestimmt werden. Zum obertägigen Equipment der frequenzgesteuerten TKP gehört ein Step-down Transformator, der zwischen dem Mittelspannungsnetz des Stromversorgers und dem Frequenzumrichter eingebunden ist. Der Frequenzumrichter ist über ein Kabel mit dem Motor der TKP verbunden, der sich direkt unter der Pumpe befindet.

Nachdem das Thermalwasser aus der Förderbohrung an die Oberfläche gelangt, wird nach der Reinigung über Schmutzfänger das heiße Wasser über die Geothermie-Wärmeübertrager geleitet. In der Fördereinrichtung erfolgt nach den Schmutzfängern üblicherweise die erste Wärmemengenmessung. Eine zweite Messung wird zumeist im Fernwärmekreis an den beiden geothermischen Wärmeübertragern installiert. Das abgekühlte Thermalwasser gelangt anschließend über ein Druckhalteventil (V-109) vor der Reinjektionsbohrung zurück in den Aquifer. Das Druckhalteventil hat die Aufgabe den Druck im obertägigen Anlagenteil über dem von der chemischen Zusammensetzung des Thermalwassers abhängigen Druckniveau von ca. 7 – 11 bar zu halten, um Ausfällungen und Entgasungen im obertägigen Anlagenbereich zu unterbinden. Ist aufgrund hoher Förderraten der Gegendruck der Reinjektionsbohrung zu hoch, so ist vor der Reinjektionsbohrung eine Reinjektionspumpe einzusetzen.

### 2.2.2 Wärmebereitstellung im Heizwerk, Fernwärmenetz

Bei der Wärmeübergabe im Heizwerk werden in der Regel zwei Wärmeübertrager parallel eingebunden. Durch die Trennung von Thermalwasserkreislauf und Fernwärmenetz (FWN) wird eine stoffliche und hydraulische Unabhängigkeit des Systems erreicht. Die parallele Einbindung hat den Vorteil, dass durch einen geringeren Druckverlust bei Volllast ein höherer Volumenstrom über die Wärmeübertrager geführt werden kann. Gleichzeitig besteht eine erhöhte Versorgungssicherheit, da bei Ausfall eines Wärmeübertragers der zweite einsetzbar ist. Parallel zu Vor- und Rücklauf der beiden Wärmeübertrager wird nach einer Berechnung der Hersteller ein Differenzdruckventil (V-108) installiert, welches öffnet und somit den Volumenstrom über die Wärmeaustauscher begrenzt. Die Begrenzung wird erforderlich wenn der elektrische Aufwand zur Überwindung des Differenzdrucks gegenüber der erreichten Temperaturerhöhung über die Wärmeübertrager unwirtschaftlich wird.

Im Fernwärmeverlauf nach beiden Wärmeübertragern eingebundene Spitzenlast-Wärmeerzeuger (Öl-/ Gaskessel) stellen bei zu geringer Vorlauftemperatur die Versorgung der Verbraucher mit den geforderten Temperaturen sicher. Bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung wird von den Kesselpumpen (P-131 bzw. P-141) ein Teilstrom aus dem Hauptvorlauf entnommen und nach Erwärmung wieder in den Vorlauf eingebracht. Über ein Integrationsverfahren registriert das übergeordnete MSR-System zuvor eine Regelabweichung der Vorlauftemperatur. Im übergeordneten MSR-System wird dabei über die Zeit die Temperaturabweichung von

Temperaturfühler (T-109) integriert. Liegt die Abweichung über dem eingestellten Schwellenwert, so erfolgt die Freigabe der Ergänzungsheizung (Freigabe Öl-/ Gaskessel). In Abhängigkeit der Abweichung wird dabei dem Brenner die Leistungsanforderung bzw. der Kesselpumpe (P-131 bzw. P-141) die Drehzahl vorgegeben. Die weitere Leistungsregelung der Feuerungsleistung erfolgt über die Vorlauftemperatur nach dem jeweiligen Kessel (T-132, T-142). Die Festwertvorgabe der Kesselvorlauftemperatur kann hierbei über die kesseleigene Regelung oder das übergeordnete MSR-System vorgegeben werden.

In den Geothermieheizwerken wird bei den Kesseln jeweils eine Rücklauftemperaturhochhaltung integriert. Hierbei wird bei Bedarf über ein Dreiwegregelventil (V-131, V-141) ein Teilvolumenstrom aus dem Vorlauf dem Kesselrücklauf beigemischt. Des Weiteren wird ein Teilmassenstrom nach den geothermischen Wärmeübertragern zur Temperaturhochhaltung der Ergänzungsheizung genutzt, um die Kessel bei häufigen Lastwechseln auf Temperatur zu halten: Durch diese Maßnahme kann die Zuschaltzeit verkürzt werden. Bei zu hohen Temperaturen nach der Ergänzungsheizung kann die Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz (T-101) über ein Dreiwegventil (V-101) im Fernwärmerücklauf reduziert werden. Eine Wärmemengenmessung ist im Regelfall bei allen Wärmeerzeugern installiert. Die Erfassung der in das Netz eingespeisten Wärmeenergie erfolgt am Ausgang des Heizwerkes in das Fernwärmenetz.

Für den Transport des heißen Wassers über das Fernwärmenetz zu den Verbrauchern sorgen in der Regel drei parallele Netzpumpen. Für die Netzpumpen werden grundlegend zwei verschiedene Regelstrategien praktiziert. Bei Neuanlagen, wenn die Aufschaltung der Verbraucher auf die Gebäudeleittechnik noch nicht vollständig erfolgt ist, wird die Druckdifferenz im Netz zumeist über eine empirisch erstellte Anlagenkennlinie geregelt. Eine Verbesserung an dieser Stelle stellt die Regelung der Netzpumpen über den benötigten Differenzdruck für die Wärmeübergabestationen bei den Verbrauchern am Netzschlechtpunkt dar. Hierbei sollte der von den Netzpumpen erzeugte Differenzdruck nur geringfügig über dem am Netzschlechtpunkt benötigten Differenzdruck liegen, da zu hohe Drücke in den Regelventilen abgebaut werden müssen [24].

Die Regelung der Leistung im Fernwärmenetz kann als Mengenregelung, Temperaturregelung oder kombiniert aus beiden Optionen erfolgen. Zum Monitoring von Daten wie Temperatur und übertragenen Wärmemengen sowie zur Regelung werden meist auch Glasfaserkabel (GFK) mit dem Fernwärmenetz verlegt. Durch das übergeordnete MSR-System kann ein Zugriff bzw. die Steuerung der Kundenanlagen in Bezug auf Sollwerte für Temperaturen, Nachtabsenkung oder Heizkurven, sowie eine Ferndiagnose erfolgen.

### 2.2.3 Hausanschlussstationen (HAST)

Das Wasser im Fernwärmenetzvorlauf erreicht schließlich die Hausanschlussstationen der verschiedenen Kunden. An den Hausanschlussstationen regelt ein Durchgangsregelventil im Fernwärmerücklauf die Wärmeübergabe bei den Kunden. Dieses Durchgangsregelventil regelt hierbei üblicherweise über drei verschiedene Kriterien. Zum einen ist die gebuchte Leistung des Verbrauchers ausschlaggebend für die maximale Leistungsübergabe im Winter bei Volllast. Die Verbraucher bekommen dann nur diese gebuchte Obergrenze an Leistung bereitgestellt. Als Zweites wird die Vorlauftemperatur des Verbrauchers gemessen und mit einer variablen Solltemperatur verglichen. Dieses Prinzip ist angelehnt an die vielseitig eingesetzte witterungsgeführte Außentemperaturregelung. Als drittes Regelkriterium kann an der Hausanschlussstation die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes nach dem Wärmeübertrager

gemessen werden. Eine Begrenzung der Rücklaufftemperatur, welche üblicherweise in den technischen Anschlussbedingungen (TAB) der Fernwärmebetreiber vereinbart ist, kann am Durchgangsregelventil über das übergeordnete MSR-System erfolgen.

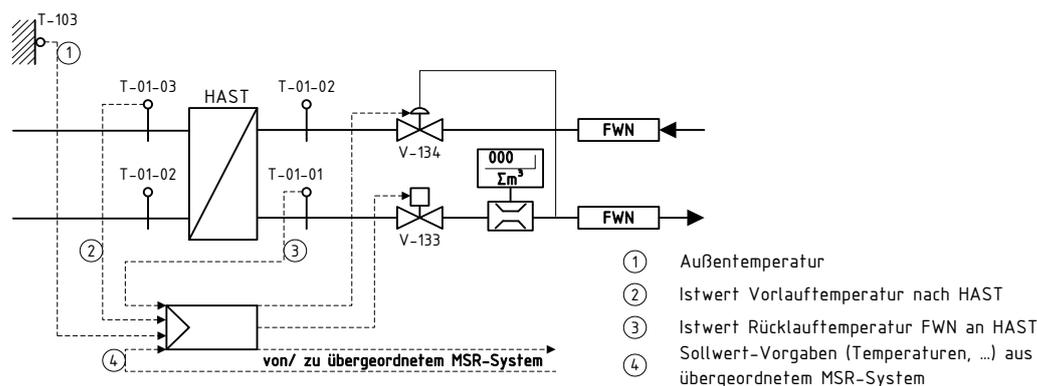


Abbildung 5: Detaillierte Darstellung einer Hausanschlussstation. Die Abbildung zeigt die wesentlichen Regel- und Absperrarmaturen und die Wärmemengenmessung. Weiterhin dargestellt sind die für die Regelung relevanten Sensoren.

### 2.3 Analyse des Regel- und Betriebsverhaltens

Die Analyse des Betriebsverhaltens tiefergeothermischer Heizwerke verfolgt das Ziel energetisch relevante, hydraulische Komponenten hinsichtlich der Regeleigenschaften bzw. Auffälligkeiten und deren Auswirkungen in den Regeleigenschaften der Anlage zu analysieren. Hierzu werden nachfolgend die momentanen Messwerte auf Stunden- bzw. Minutenbasis in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes auf mögliche Optimierungsansätze untersucht. Die Ergebnisse zeigen hierbei exemplarische Werte eines Heizwerkes im südbayerischen Molassebecken aus dem Jahr 2014.

#### 2.3.1 Temperaturen im Fernwärmenetz

Nachfolgende Abbildung 6 zeigt die Momentanwerte der Vor- und Rücklauftemperatur einer geothermischen Anlage am Heizwerkausgang. Der nicht regelbare, untere Leistungsbereich der Tauchkreislumpumpe liegt zwischen 10 und ca. 40 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz (s. a. Abbildung 9). In dieser Phase ist deutlich zu sehen, dass sich die Vorlauftemperatur des Heizwerkes der Fördertemperatur (ca. 85 °C) annähert und ebenso die Rücklauftemperatur leicht erhöht ist. Das Dreiwegeventil im Rücklauf (vgl. Kapitel 2.2.2) zur Regelung der Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz ist dabei nicht in Betrieb. Die erhöhte Rücklauftemperatur kann unter anderem aus den schlechten Regeleigenschaften im unteren Regelbereich von überdimensionierten Durchgangsregelventilen an den Hausanschlussstationen resultieren. Je nach der strömungstechnischen Konstruktion und Dimensionierung des Ventils liegt der Betriebspunkt bereits unter dem Grenzpunkt des nicht regelbaren Bereiches bei ca. < 10 % des maximalen Massenstromes. Unterhalb dieses Punktes wird der Betrieb eines Ventils problematisch, da das Stellglied nur noch Mengensprünge regelt (Auf/ Zu) [25]. Dabei kann sich ein deutlich schwankender Massenstrom ergeben, was letztlich zu einer erhöhten Temperatur im Fernwärmerücklauf führt.

Im Bereich von ca. 40 – 75 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz lässt sich der thermale Massenstrom durch die TKP regeln (vgl. Abbildung 9). Die Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz steigt hierbei von ca. 52 °C minimal an, während die Vorlauftemperatur des Heizwerkes ab 60 kg/s auf den unteren Grenzwert sinkt. Wird der untere Grenzwert allein durch den Betrieb

der geothermischen Wärmeübertrager nicht mehr erreicht, erhöht die Ergänzungsheizung das Temperaturniveau. Die Vorlauftemperatur des Heizwerkes bewegt sich entsprechend der Regelgenauigkeit der Anlage zwischen 80 und 85 °C. Die arithmetische Vorlauftemperatur im Bereich über dem minimalen Massenstrom der Tauchkreiselpumpe liegt bei 81 °C.

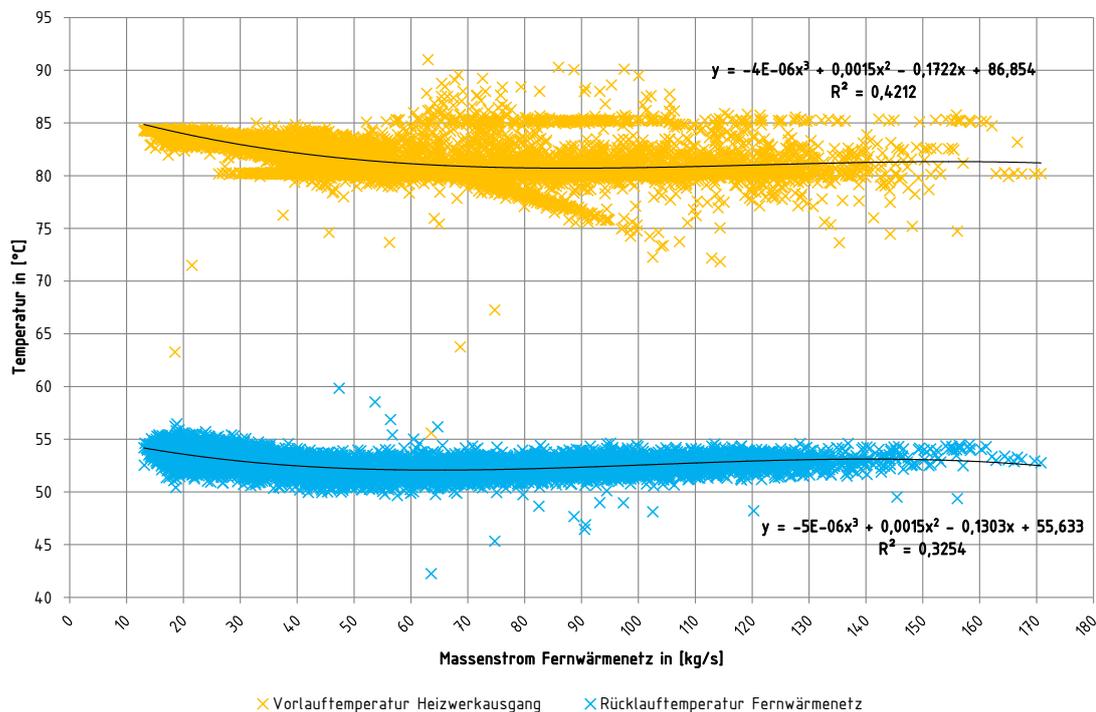


Abbildung 6: Momentanwerte (Stundenwerte) der Vor- und Rücklauftemperatur am Heizwerkesausgang. Dargestellt sind die Vorlauftemperatur des Heizwerkes sowie die Rücklauftemperatur aus dem Fernwärmenetz.

### 2.3.2 Temperaturen im Heizwerk

Nachfolgende Abbildung 7 zeigt verschiedene Momentanwerte von unterschiedlichen Temperaturmessstellen im Heizwerk. Aufgrund des hohen Mindestvolumenstromes der Tauchkreiselpumpe steigt die Rücklauftemperatur des Thermalwassers bei niedrigen Lastfällen stark an. Ähnlich verhält sich hierbei die Vorlauftemperatur des geothermischen Wärmeübertragers, welche bei niedrigen Lastfällen hohe Werte und bei hohen Lastfällen niedrige Temperaturen aufweist. Grundlegend lässt sich erkennen, dass die Temperaturen am geothermischen Wärmeübertrager stark variieren. Die Vorlauftemperatur des Thermalwassers weist mit 84,4 °C bei geringen Thermalwasser-Massenströmen und 85,6 °C bei hohen Thermalwasser-Massenströmen einen annähernd konstanten Wert auf. Aufgrund der wenigen Betriebsjahre der betrachteten Anlage ist das Erdreich noch nicht bis zum annähernd stationären Zustand aufgeheizt, weshalb im unteren Bereich der Tauchkreiselpumpe noch eine reduzierte Fördertemperatur erkennbar ist. Die Berechnungen von Kersch in [12] zeigen, dass erst nach über 10 Jahren annähernd stationäre thermische Verhältnisse eingetreten sind.

Wird die vorgegebene Temperatur nach dem geothermischen Wärmeübertrager nicht erreicht, so liefert die Ergänzungsheizung die fehlende Energie. Aufgrund der unter anderem niedrigen spezifischen Investitionskosten werden zumeist Ölkessel mit hohen maximalen Leistungen (ca. 10 MW) als Spitzenlastkessel eingesetzt. Hierbei ist die exakte Temperaturregelung schwierig. Dies ist zum einen durch eine begrenzte Modulationsfähigkeit der Kessel bedingt, welche mit modulierenden Brennern (stufenlos regelbar) die Feuerungsleistung nach unten nur begrenzt

regeln können. In der Literatur werden zur minimal regelbaren Brennerleistung Angaben von 1:5 – 1:8 in [26] bzw. 20 % in [27] gemacht. Nach [27] wird unterhalb dieser Grenze die Brennstoff/ Luft-Durchmischung so ungünstig, dass eine vollständige Verbrennung nicht mehr gewährleistet ist. Der Brenner arbeitet unterhalb dieses Grenzbereiches im Zweipunktbetrieb (An/ Aus). Zum anderen haben die Kessel auch eine bestimmte Mindestlaufzeit, so dass erst bei Erreichen der maximalen Temperatur von z. B. 95 °C am Kesselwasserthermostat der Kessel abschaltet. Die Mindestlaufzeit (ca. 20 – 30 Minuten) wird in der Regel durch den Hersteller vorgegeben und begründet sich durch höhere Energieverluste beim Vorspülen mit dem Gebläse sowie den durch den höheren Schadstoffausstoß bedingten Verschmutzungen im Kessel beim Start des Verbrennungsvorgangs [27]. Beide Begebenheiten führen bei geringen Betriebszeiten zu einer Reduzierung des Jahresnutzungsgrads des Wärmeerzeugers.

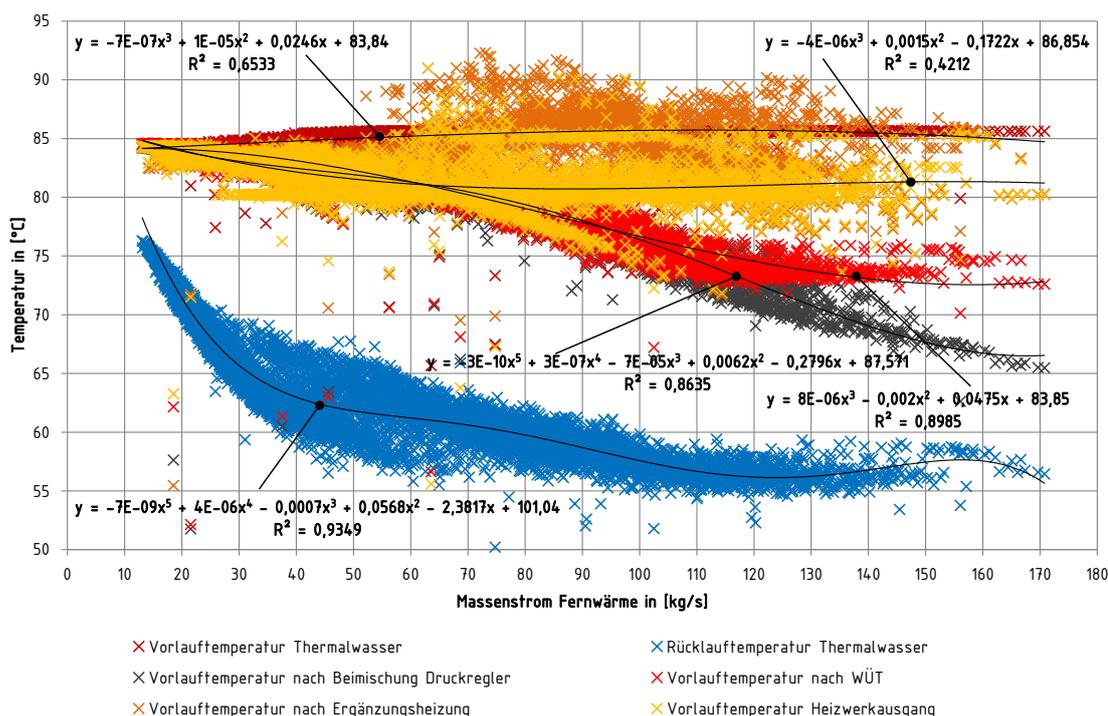


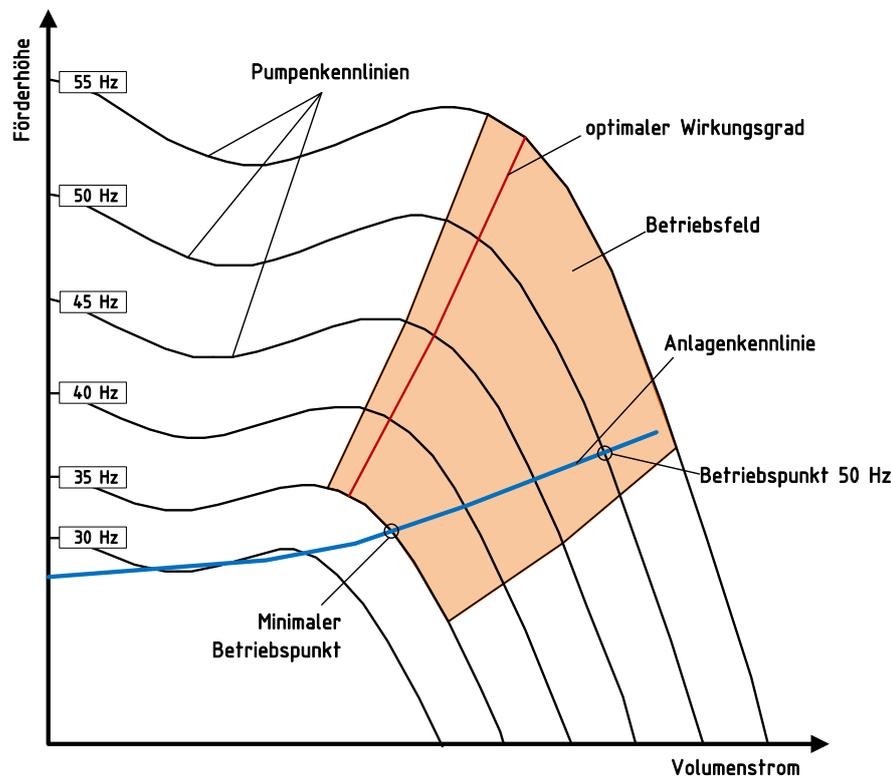
Abbildung 7: Momentanwerte (Stundenwerte) verschiedener Temperaturen im Heizwerk. Die Abbildung zeigt die Messwerte der Vor- und Rücklauftemperatur des Thermalwassers sowie diverse Vorlauftemperaturen des Heizwerkes (nach dem Wärmeübertrager, nach der Ergänzungsheizung, nach Beimischung Druckregler und Heizwerk).

Die begrenzte Modulationsfähigkeit und die Mindestlaufzeit der Wärmeerzeuger führen dazu, dass die Temperatur nach der Ergänzungsheizung (siehe Abbildung 7) stark schwankt und je nach Lastfall die Soll-Vorlauftemperatur des Heizwerkes zum Teil deutlich überschreitet. Da die Netzverluste nicht unnötig erhöht werden sollen, wird die hohe Temperatur nach der Ergänzungsheizung mit dem Dreiwegeventil im Fernwärmerücklauf reduziert, so dass die Vorlauftemperatur des Heizwerkes wie bereits erwähnt zwischen 80 und maximal 85 °C schwankt. Mit steigender Last im Fernwärmenetz sinkt die Vorlauftemperatur nach den Wärmeübertragern kontinuierlich bis auf ca. 73 – 74 °C ab. Bei einem Massenstrom von ca. 110 kg/s über die Wärmeübertrager wird aus wirtschaftlichen Gründen (Berechnung des Herstellers / hoher Druckverlust über den WÜT, siehe hierzu auch Kapitel 6.1.5) über das Druckreguliertventil ein Bypass parallel zu den Wärmeübertragern geöffnet, so dass maximal ca. 110 kg/s über die Wärmeübertrager geleitet werden. Durch die Beimischung des kalten

Rücklaufs zum über die Wärmeübertrager erwärmten Fernwärmewasser sinkt die Temperatur im Vorlauf nach dem Wärmeübertrager nochmals deutlich ab.

### 2.3.3 Massenströme, thermische Leistungen

Grundsätzlich gibt es verschiedene Möglichkeiten die Konstruktion einer Kreiselpumpe zu gestalten. Pumpen können radial oder axial ausgeführt werden. Bei der radialen Ausführung wird das Fördermedium senkrecht zur Pumpenwelle aus dem Laufrad befördert. Diese Pumpenbauform wird bei hohen Druckdifferenzen und verhältnismäßig geringen Volumenströmen eingesetzt. Eine axiale Pumpe befördert das Medium parallel zur Pumpenwelle. Axiale Pumpen werden grundsätzlich für geringere Druckhöhen und hohe Volumenströme eingesetzt. Aufgrund der engen Verhältnisse in der ca. 20 cm weiten Verrohrung in der die Tauchkreiselpumpe untergebracht ist werden in der tiefen Geothermie axiale Pumpen verwendet.



**Abbildung 8:** Schematische Darstellung eines Kennlinienfeldes einer Tauchkreiselpumpe mit Anlagenkennlinie. In Abhängigkeit der Drehzahl und der charakteristischen Anlagenkennlinie wird vom Hersteller ein Betriebsfeld für den Betrieb der TKP definiert.

Das hydraulische Verhalten der Tauchkreiselpumpe wird durch individuelle Kennlinien beschrieben. Die Kennlinien werden durch die Pumpenhersteller ermittelt und für die Auslegungsplanung zur Verfügung gestellt. Abbildung 8 zeigt eine qualitative Darstellung des Kennlinienfeldes einer Tauchkreiselpumpe. Hierbei ist es durch den Frequenzumformer möglich, stufenlos im gesamten Drehzahlbereich der Anlagenkennlinie zu regeln. Der jeweilige Betriebspunkt ergibt sich durch die von den hydraulischen Randbedingungen vorgegebene Anlagenkennlinie und den in Abhängigkeit der Betriebsfrequenz gefahrenen Volumenstromes automatisch. Es kann somit bei gegebener hydraulischer Anlagenkonfiguration je Förderhöhe bzw. Volumenstrom nur einen einzigen Betriebspunkt geben. Durch die charakteristische Form der Pumpenkennlinie mit Scheitel- und Wendepunkten in Verbindung mit der sehr flachen Anlagenkennlinie ist der Betriebspunkt im Bereich außerhalb des Betriebsfensters z. B. auf der

30 Hz Kennlinie nicht eindeutig definiert. Es kann dann unter Umständen mehr als einen Betriebspunkt geben, was zu einem instabilen, fluktuierenden Betrieb der Tauchkreislumppe führt. Aus diesem Grund wird der Betriebsbereich der Tauchkreislumppe vom Hersteller auf das in Abbildung 8 gekennzeichnete Betriebsfeld eingeschränkt.

Im Gegensatz zur Tauchkreislumppe sind die Netzpumpen sowie die Pumpe der Ergänzungsheizung als Radialpumpen ausgeführt und in ihrem Einsatzgebiet langjährig erprobt. Die Kennlinien der Radialpumpen haben in der Regel nur einen Scheitelpunkt der sich idealerweise im unteren Bereich der Skala des Volumenstromes befindet. Diese Gegebenheit führt dazu, dass grundlegend ein breiter Bereich des Kennlinienfeldes nutzbar ist.

Abbildung 9 zeigt in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes die Leistung der geothermischen Wärmeübertrager, den Massenstrom des Thermalwassers, den Massenstrom des Fernwärmenetzes, den Massenstrom über die Wärmeübertrager sowie den Massenstrom über die Bypässe (Dreiwegeventil und Druckreguliertventil). Der Thermalwassermassenstrom lässt sich zwischen 46 - 76,5 kg/s regeln (ca. 40 - 76 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz). Der gesamte Fernwärmemassenstrom entspricht bis etwa 40 kg/s dem über die Wärmeübertrager geleiteten Massenstrom im Fernwärmenetz. Ab 40 kg/s bis ca. 70 kg/s ist der Bypass des Dreiwegeventils geringfügig aktiv. Beim Zuschalten der Ergänzungsheizung steigert sich die Beimischung über den Bypass deutlich. Ab ca. 110 kg/s wird das Druckreguliertventil zugeschaltet, welches den Massenstrom über die Wärmeübertrager nach oben direkt begrenzt. Die hohe Streubreite des Massenstromes der Tauchkreislumppe im regelbaren Bereich deutet auf stark unterschiedliche Betriebsweisen in dem Bereich von 30 - 70 kg/s des Fernwärmemassenstromes hin. Werden im Fernwärmenetz 50 kg/s umgewälzt, so liegt die Bandbreite des TKP-Massenstromes zwischen 56 und 76 kg/s ( $\pm 26\%$ ).

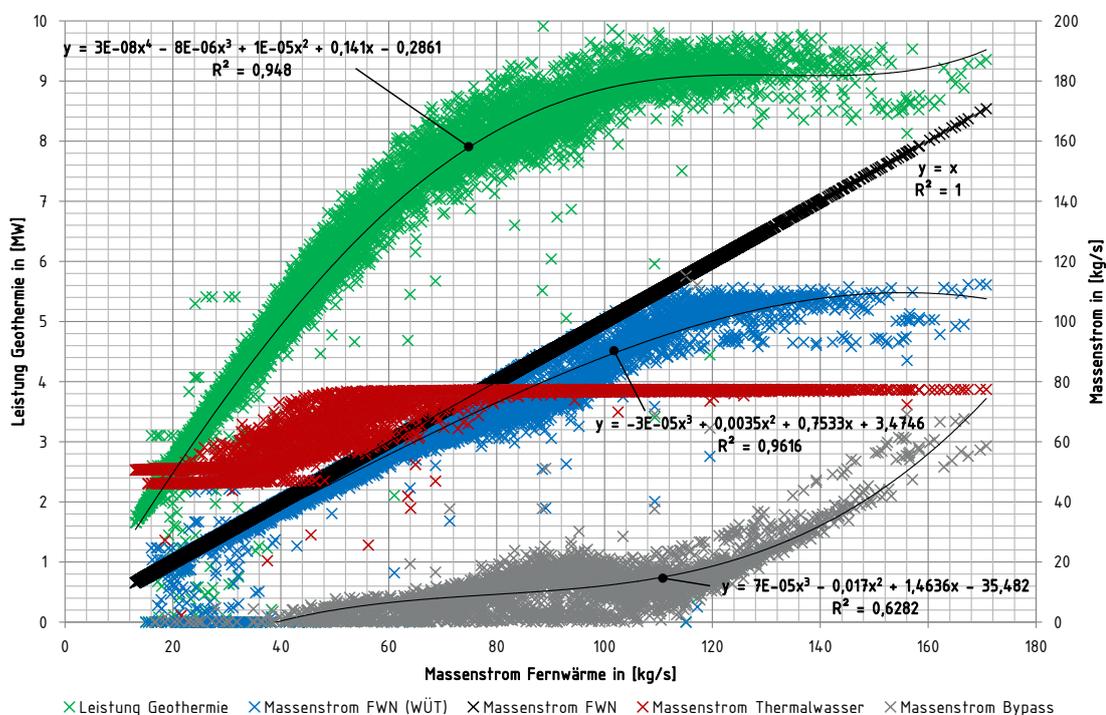
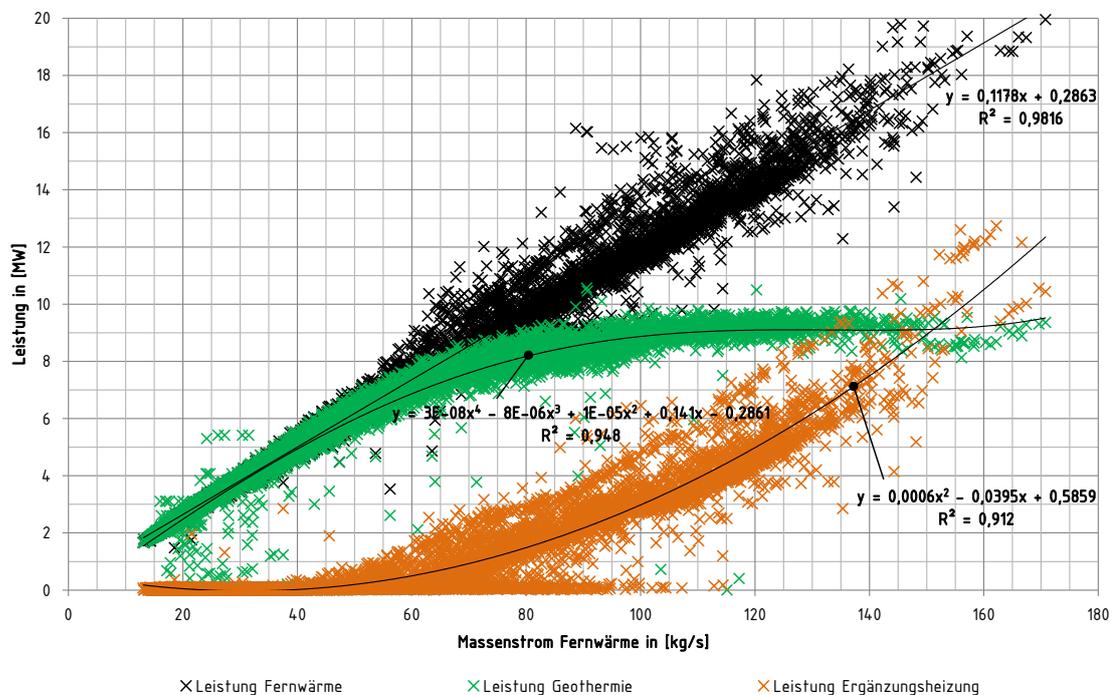


Abbildung 9: Momentanwerte (Stundenwerte) der Leistung der geothermischen Wärmeübertrager, Massenstrom Thermalwasser, Massenstrom im Fernwärmenetz, Massenstrom im Fernwärmenetz über die Wärmeübertrager und Massenstrom Bypass.

Bereits in Abbildung 7 war erkennbar, dass z. B. bei einem Massenstrom von 50 kg/s im Fernwärmenetz stark unterschiedliche Temperaturen am Heizwerkaustrag vorherrschen können. An der dargestellten Leistung der Geothermie lässt sich ebenfalls eine deutliche Bandbreite feststellen. Bei 50 kg/s im Fernwärmenetz liegt die Bandbreite der geothermischen Leistung zwischen 5,6 und 7,0 MW ( $\pm 28\%$ ). Die Rücklauftemperaturen nach Abbildung 6 variieren bei 50 kg/s im Fernwärmenetz zwischen 50,5 und 53,5 °C, die Vorlauftemperaturen nach den Wärmeübertragern variieren zwischen 81 und 84 °C (siehe Abbildung 7).



**Abbildung 10: Momentanwerte (Stundenwerte) der Leistungen im Heizwerk. Dargestellt sind die Messwerte der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung, die geothermische Leistung der Wärmeübertrager und die Leistung der Ergänzungsheizung.**

Abbildung 10 zeigt die Momentanwerte verschiedener Leistungen im Heizwerk. Die geothermischen Wärmeübertrager sind in der Lage bis ca. 7 – 8 MW die benötigte Leistung im Heizwerk zu decken. Bei einem Massenstrom von ca. 55 – 75 kg/s im Fernwärmenetz reicht, wie bereits festgestellt, die Temperatur nach den WÜT nicht mehr aus und die Ergänzungsheizung schaltet sich dem System zu. Die Leistung des Heizwerkes verhält sich zum Massenstrom im Fernwärmenetz annähernd linear.

#### 2.3.4 Verdrängung geothermischer Energie

Das Verhältnis von geförderter geothermischer Wärmeleistung zu der dafür benötigten elektrischen Leistung der Tauchkreiselpumpe wird als Fördereffizienz (FEZ) bezeichnet. Die nutzbare Wärmeleistung wird dabei über einen Wärmemengenzähler im Fernwärmekreis gemessen. Diese Kenngröße berücksichtigt neben den Eigenschaften der Förderpumpe und der Hydraulik der Fördereinrichtung zum Beispiel auch die Effizienz des Wärmeübertragers. Anhand der Fördereffizienz kann eine Aussage über die Effizienz der Wärmeförderung aus dem Erdreich getroffen, und mögliche Optimierungspotentiale einzelner geothermischer Anlagen verifiziert werden. Die Fördereffizienz spielt eine wichtige Rolle für die Gesamteffizienz von tiefegeothermischen Heizwerken, da in dieser Betrachtung die kumulierte, geothermische

Leistung  $\sum \dot{Q}_{GT,f}$  der kumulierten, elektrischen Leistung der Tauchkreiselpumpe  $\sum P_{el,TKP,f}$  als Hauptstromverbraucher gegenübergestellt wird.

$$FEZ = \frac{\sum \dot{Q}_{GT,f}}{\sum P_{el,TKP,f}} \quad (1)$$

Da die tatsächliche Leistung der Tauchkreiselpumpe in Abhängigkeit des geförderten Volumenstromes in der betrachteten Anlage nicht exakt gemessen werden konnte, ist diese für die Auswertungen in Abbildung 11 über die Simulation des Herstellers (vgl. Kapitel 5.7.1) bestimmt worden.

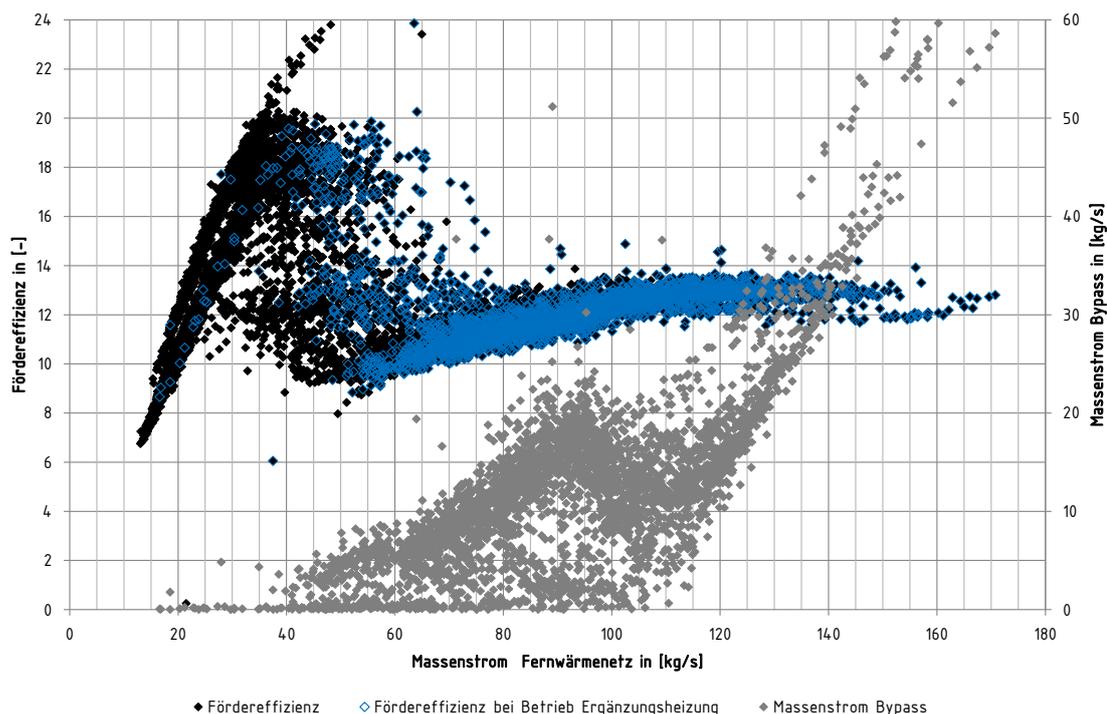


Abbildung 11: Auswertung der Fördereffizienz in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes anhand der Messdaten. Farblich markiert (blau) sind hierbei die Punkte an denen die Ergänzungsheizung (Eingrenzung > 0,2 MW) sowie der Bypass über das Dreiwegeventil aktiv ist. Weiter ist der Massenstrom des Bypasses über das Dreiwegeventil (grau) bzw. ab 110 kg/s über das Druckregulierventil (grau) dargestellt.

Abbildung 11 zeigt die Auswertung der Fördereffizienz in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes anhand der Messdaten (Momentanwerte). Farblich markiert (blau) sind hierbei die Punkte an denen die Ergänzungsheizung (Eingrenzung > 0,2 MW) sowie der Bypass über das Dreiwegeventil aktiv ist. Weiter ist der Massenstrom über den Bypass des Dreiwegeventils (grau) dargestellt. Die Fördereffizienz sinkt im unteren, nicht regelbaren Bereich der Tauchkreiselpumpe aufgrund des sinkenden Massenstromes im Fernwärmenetz kontinuierlich auf etwa 7 ab. Im mittleren Bereich zwischen 30 und 70 kg/s im Fernwärmenetz schwankt die Fördereffizienz deutlich. Die Maximalwerte liegen bei ca. 17 – 20, die Minimalwerte bei 10 – 12. Sobald die maximale Leistung der Tauchkreiselpumpe erreicht ist (ca. bei 60 – 75 kg/s im Fernwärmenetz) sinkt die Fördereffizienz von 18,5 (Mittelwert) auf ca. 10 ab. Grundsätzlich lässt sich die deutliche Verringerung der Fördereffizienz im regelbaren Bereich der Tauchkreiselpumpe mit der zum Volumenstrom in dritter Potenz ansteigenden Leistungsaufnahme der Tauchkreiselpumpe erklären. Beträgt die Leistungsaufnahme der TKP im

minimalen Betriebspunkt noch ca. 200 kW, so steigt diese bei maximaler Förderrate auf ca. 800 kW an. Der Rückgang der Fördereffizienz im regelbaren Bereich sollte jedoch kontinuierlich erfolgen und nicht wie abgebildet starken Schwankungen unterliegen.

Bereits in den vorhergehenden Auswertungen war sichtbar, dass auch bei Leistungen unterhalb der Leistungsgrenze der geothermischen Wärmeübertrager der Bypass des Dreiwegeventils aktiv ist. Eine Beimischung wäre bei einer optimalen Regelung der Temperaturen im Heizwerk nicht notwendig. Jedoch führen hier verschiedene Betriebsstrategien zu deutlichen Unterschieden in der Fördereffizienz. Nachfolgende beispielhafte Betriebssituationen verdeutlichen den Einfluss von verschiedenen Betriebsstrategien auf die Fördereffizienz bei einem Fernwärmemassenstrom von 50 kg/s und einer Temperaturanforderung von mindestens 80 °C im Fernwärmeverlauf:

Beispiel 1: Um den Fernwärmemassenstrom von 50 kg/s mit einer Rücklauftemperatur von 55 °C auf 82 °C zu erwärmen, muss die Tauchkreiselpumpe bei aktueller Anlagenkonfiguration ca. 53 kg/s mit einer Thermalwassertemperatur von 85,7 °C liefern. Die Wirkleistung der Tauchkreiselpumpe wäre hierbei bei ca. 280 kW, die thermische Leistung des Wärmeübertragers bei 5654 kW. Dabei ergibt sich eine Fördereffizienz von 20,2.

Beispiel 2: Ausgehend vom ersten Beispiel wird nun durch die Rücklaufbeimischung über den Bypass die Temperatur am Heizwerkausgang auf 80 °C reduziert. Der um 3,9 kg/s verringerte Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager benötigt auf Thermalwasserseite nun nur noch 48,0 kg/s zur Erwärmung des Fernwärmewassers auf 82 °C. Die elektrische Leistung der Tauchkreiselpumpe verringert sich hierbei um ca. 48 kW, die thermische Leistung reduziert sich auf ca. 5208 kW. Dadurch steigt die Fördereffizienz auf 22,4.

Beispiel 3: Um, wie in der Datenauswertung dargestellt, eine niedrige Fördereffizienz von ca. 10 zu erreichen, müsste die Temperatur nach dem Wärmeübertrager als auch die Temperatur am Heizwerkausgang auf 84 °C erhöht werden. Die Beimischung des Rücklaufs ist hierbei zunächst nicht aktiv. Die Fördereffizienz von 10,4 ergibt sich bei der Division der thermischen Leistung am Wärmeübertrager von 6073 kW durch die elektrische Leistung der Tauchkreiselpumpe von 585 kW. Die hohe elektrische Leistung resultiert aus dem notwendigen Thermalwassermassenstrom von 70,9 kg/s zur Erwärmung des Fernwärmewassers auf 84 °C. Wird in diesem Beispiel jedoch die Temperatur am Heizwerkausgang durch Beimischung über den Bypass wiederum auf 80 °C reduziert, so steigt die Fördereffizienz auf 15,7 an.

Ein weiteres Anzeichen für eine Reduzierung der geothermischen Energieausnutzung ist der deutlich ansteigende Massenstrom im Bypass zur Regelung der Temperaturen am Heizwerkausgang bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung zum System. Nachfolgende Abbildung 12 zeigt die gemessene geothermische Leistung im Heizwerk nach der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung sortiert. Die Leistung der geothermischen Wärmeübertrager deckt etwa 9,1 MW ab. Durch die Mindestlaufzeit der Kessel, die begrenzte Modulationsfähigkeit bzw. die aktuelle hydraulische Einbindung der Nachheizung wird bei minimaler Überschreitung des geothermischen Potentials ein Überschuss an Leistung durch die Ergänzungsheizung in Form von hohen Temperaturen in das System eingebracht. Diese, nach der Ergänzungsheizung nun erhöhte Temperatur, wird anschließend durch Beimischung des Rücklaufs über das Dreiwegeventil

im Bypass reduziert (vgl. Abbildung 9 sowie Abbildung 11). Durch diese Maßnahme ergeben sich keine weiteren Nachteile im Fernwärmenetz wie z. B. höhere Netzverluste. In der weiteren Folge wird jedoch durch die Beimischung zwangsläufig der Volumenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager reduziert, was die Wärmedurchgangszahl ( $k$ -Wert) bzw. letztendlich die geothermische Leistung signifikant verringert. Folglich wird bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung im kleinen Leistungsbereich (unterhalb des Modulationsbereiches der Feuerungsleistung) geothermische Leistung verdrängt.

Die Höhe der verdrängten, geothermischen Leistung wird in Abbildung 12 ebenfalls dargestellt. Diese wird hierbei aus den Betriebsdaten der geothermischen Wärmeübertrager und der Ergänzungsheizung ermittelt. Die Bestimmung der Leistungsgrenze der Geothermie erfolgt dabei dynamisch in Abhängigkeit der Rücklaufftemperatur des Fernwärmenetzes auf Minutenbasis. Die Leistungsgrenze von 9,1 MW wird dabei als maximal erreichbare Leistung bei einer Fernwärmerücklaufftemperatur von 52 °C angesetzt. Abweichungen von dieser Temperatur werden linear mit 314 kW/K angepasst. Über der geothermischen Leistungsgrenze von 9,1 MW ist in der Regel die Ergänzungsheizung in Betrieb und wie bereits diskutiert, wird dabei geothermische Leistung verdrängt. Dies ist in Abbildung 12 deutlich an dem Rückgang der geothermischen Leistung links von dieser Grenze zu erkennen. Erreicht die ansteigende Leistung der Ergänzungsheizung den regelbaren Bereich der Feuerung, so reduziert sich die Verdrängung der geothermischen Leistung kontinuierlich. Im Maximum erreicht die vom Heizwerk in das Fernwärmenetz abgegebene Leistung Werte über 20 MW.

Die Summe der verdrängten geothermischen Leistung wurde über die Integration aus der Differenz zwischen einer fiktiven geothermischen Leistung ( $\dot{Q}_{GT,fiktiv} = 9,1 \text{ MW}$ ) und der tatsächlich übertragenen geothermischen Leistung ( $\dot{Q}_{GT}$ ) über die Zeit ermittelt. Dabei gelten die gleichzeitig zu erfüllenden Voraussetzungen, dass

1. die geothermische Leistung kleiner als die fiktive geothermische Leistung ( $\dot{Q}_{GT} < \dot{Q}_{GT,fiktiv}$ ),
2. die Summe aus der geothermischen Leistung und der Leistung der Ergänzungsheizung größer als die fiktive geothermische Leistung ( $\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{EH} > \dot{Q}_{GT,fiktiv}$ ),
3. die Leistung der Ergänzungsheizung größer als 0,2 MW ( $\dot{Q}_{EH} > 0,2 \text{ MW}$ ), sowie
4. der Massenstrom des Bypasses des Dreiwegregelventils aktiv sein muss ( $\dot{m}_{Bypass} > 0 \text{ kg/s}$ ).

Dabei muss eine signifikante Leistung der Ergänzungsheizung  $\dot{Q}_{EH}$  vorliegen, weshalb die dritte Bedingung die üblicherweise praktizierte Warmhaltung der Ergänzungsheizung berücksichtigt. Durch die stetige Warmhaltung ergeben sich zu hohe Aufzeichnungswerte bei den Wärmemengenzählern an den Kesseln. Aus der Integration der Leistungen über die Zeit ergibt sich im Betrachtungszeitraum von einem Jahr eine verdrängte Energie von 1,2 GWh. Dies entspricht ca. 11 % der gesamten Energie der Ergänzungsheizung. Das jährliche Einsparpotenzial bei einem Nutzungsgrad der Ergänzungsheizung von  $\eta = 0,9$  und einem Energiepreis von 55 €/MWh würde somit ca. 72.000 €/a betragen. Es konnte in der Auswertung in verschiedenen Anlagen über mehrere Jahre festgestellt werden, dass der Anteil der verdrängten geothermischen Energie etwa 10 – 16 % der gesamten Endenergie der Ergänzungsheizung beträgt (siehe hierzu Bichler et al. [12]). Unter der Voraussetzung eines normalen Anlagenbetriebes kann ein jährliches Einsparpotenzial in Abhängigkeit des Anteils der Ergänzungsheizung somit überschlägig quantifiziert werden.

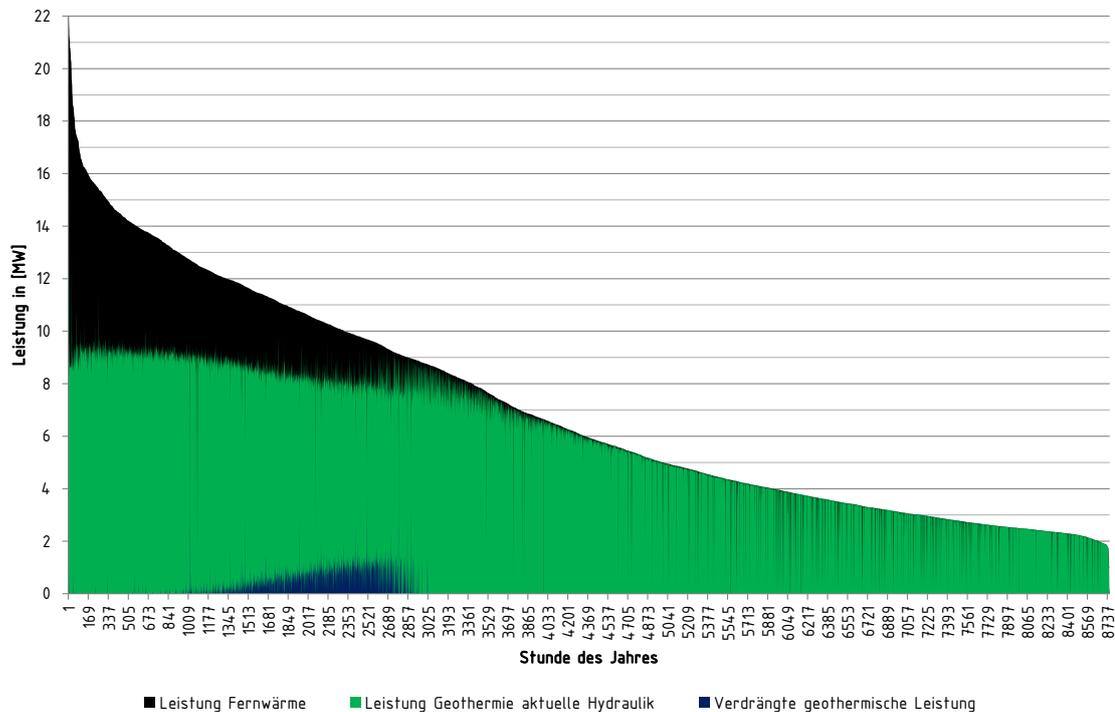


Abbildung 12: Verschiedene Messwerte zu thermischen Leistungen im Heizwerk sowie die berechnete Verdrängung der Geothermie nach der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung sortiert. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Die blauen Balken im Vordergrund stellen die durch die Ergänzungsheizung substituierte geothermische Leistung dar.

Anhand der beispielhaft diskutierten Betriebssituationen und der bisherigen Analyse verdeutlicht sich die Wichtigkeit einer optimalen Hydraulik, einer guten Regelgenauigkeit und der Wahl der richtigen Regelparameter. Es können **bezüglich der bisherigen Analysen folgende qualitative Schlussfolgerungen mit entsprechender Priorität** getroffen werden:

- Priorität 1: Für eine **bestmögliche Anlageneffizienz** muss die **Solltemperatur nach dem geothermischen Wärmeübertrager im Fernwärmeverlauf** in allen Lastsituationen **möglichst niedrig** gewählt und nach Möglichkeit sehr genau geregelt werden.
- Priorität 2: Sollte dennoch bei ausschließlichem Betrieb der geothermischen Wärmeübertrager nach dem Wärmeübertrager eine höhere Temperatur vorliegen als am Heizwerkausgang gewünscht ist, kann eine Beimischung des Fernwärmerücklaufs über das Dreiwegeventil in der weiteren Folge die elektrische Leistungsaufnahme der Tauchkreiselpumpe verringern. Idealerweise wird jedoch die Temperatur nach dem Wärmeübertrager bereits sehr genau geregelt.
- Priorität 3: Ist die Ergänzungsheizung in Betrieb, so wird bei einer Beimischung des Fernwärmerücklaufs über das Dreiwegeventil direkt in den Fernwärmeverlauf die Leistung des geothermischen Wärmeübertragers deutlich reduziert (Verdrängung der geothermischen Leistung). Unter Umständen kann durch eine Deaktivierung des Dreiwegeregelventils die Verdrängung der geothermischen Leistung über die Speicherung der überschüssigen Energie im Fernwärmenetz reduziert werden (vgl. hierzu Kapitel 2.5.2)

Als signifikante Problemstellung beim Betrieb der Geothermieheizwerke in der aktuellen Konzeption kann somit die Verdrängung von regenerativer Energie am geothermischen

Wärmeübertrager bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung identifiziert werden. Die grundlegende Erkenntnis aus der Analyse ist hierbei, dass sich die aktuelle hydraulische Einbindung der verschiedenen Wärmeerzeuger in Verbindung mit der regelungstechnischen Betriebsstrategie der Anlage bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung nachteilig auf die Effizienz auswirkt. Diesbezüglich stellt sich die Frage wie der hydraulische Aufbau der Anlage konzeptioniert werden kann, um alle Anforderungen, die an das System gestellt werden, zu erfüllen.

#### 2.4 Komponenten von geothermischen Heizwerken und deren Anforderungen an die Hydraulik und Regelung

Nachfolgend werden die Eigenschaften und Anforderungen der für die Geothermie-Heizzentrale relevanten Systemkomponenten diskutiert. Weiterführend wird die hydraulische und regelungstechnische Verknüpfung der Systemkomponenten in geothermischen Heizwerken betrachtet und mögliche Optimierungsansätze dazu vorgestellt.

An eine funktionierende Heizungsanlage werden grundlegende Anforderungen wie zum Beispiel die Erbringung der zu erwartenden, maximalen Heizlast oder eine betriebssichere Arbeitsweise gestellt. Eine Heizlastberechnung in Verbindung mit einer adäquaten Bemessung der Wärmeerzeuger soll hierbei für die ausreichende Versorgung eines Systems mit Wärmeenergie sorgen. Eine wichtige Schnittstelle zwischen Energieerzeugung und Energienutzung stellt dabei das hydraulische System in Verbindung mit der Regelung dar. Durch die Wahl der an die Betriebsbedingungen angepassten Hydraulik wird die notwendige Voraussetzung geschaffen, um die Wärmeenergie von der Erzeugung über die Verteilung bis zum Verbraucher zu transportieren [28]. Nur wenn dabei die optimalen hydraulischen Grundvoraussetzungen gegeben sind, kann die Regelung einer Anlage in allen Betriebsfällen den Zweck der optimalen und energieeffizienten Wärmeversorgung sicherstellen [28]. Diese Voraussetzungen an das Gesamtsystem können durch die Betrachtung der relevanten hydraulischen Fragestellungen in den verschiedenen Betriebssituationen einer Anlage sichergestellt werden [28].

Jede heiztechnische Anlage kann nach VDI 2073 ([29]) in die drei generellen Bereiche Nutzenübergabe, Verteilung und Erzeugung gegliedert werden. Bei den in der vorliegenden Arbeit analysierten Anlagen kann das Heizwerk mit der Energiezentrale eines Gebäudes verglichen werden, in der eine Mehrkesselanlage für die Erzeugung der benötigten Wärmeenergie sorgt. Die Wärmeverteilung erfolgt dezentral im Fernwärmenetz und kann weitgehend mit der Verteilung einer Zweirohrheizung in Gebäuden verglichen werden. Die Nutzenübergabe nach dem Fernwärmenetz erfolgt über die Hausanschlussstationen, vergleichbar mit der Wärmeübergabe eines Heizkörpers an den zu beheizenden Raum.

Je nach Art der Erzeugung stellt diese nach VDI 2073 [29] allgemeine Anforderungen an die umgebende Hydraulik wie zum Beispiel:

- „Der Erzeugerbetrieb muss unabhängig von Übergabezwängen möglich sein.
- Der Erzeugerwasserstrom muss den Erzeugerfordernissen entsprechen.
- Die Erzeuger-Eintrittstemperatur (Rücklauf) muss als Grenzwert eingehalten werden.
- Die Erzeuger-Austrittstemperatur (Vorlauf) muss als Grenzwert eingehalten werden.
- Die Schalthäufigkeit soll reduziert werden.“ [29]

Eindeutige Priorität vor den Anforderungen der Erzeugung haben die Anforderungen der Nutzenübergabe wie zum Beispiel Mindestwerte für Vorlauftemperaturen oder geforderte Massenströme. Funktionsanforderungen der Erzeugung sind den Anforderungen der

Nutzenübergabe untergeordnet und bei Bedarf in einem gesonderten Erzeugerkreis bereitzustellen [30].

#### 2.4.1 Temperaturanforderungen in Kundenanlagen

Die Vorlauftemperatur eines Heizwerkes richtet sich nach den von den Wärmeabnehmern benötigten Temperaturniveaus. Im Betrieb bestimmen oftmals wenige Großabnehmer (z. B. Industriekunden) das Temperaturniveau des gesamten Netzes. Großabnehmer benötigen in der Regel hohe Mengen an Energie und zählen daher zu den wirtschaftlich wichtigen Kunden eines Fernwärmenetzes. Nachteil hierbei ist, dass die von diesen Kunden geforderte Temperatur oftmals höher ist als es die Masse der weiteren Kunden eigentlich benötigen würde. Tabelle 1 zeigt einen Überblick über verschiedene Anlagensysteme zur Gebäudebeheizung und Trinkwarmwassererwärmung sowie typische Temperaturanforderungen dieser Systeme.

**Tabelle 1: Temperaturanforderungen verschiedener Anlagensysteme für die Beheizung von Gebäuden und die Trinkwarmwasserbereitung sowie die daraus abgeleitete, geforderte Fernwärme-Vorlauftemperatur an der Hausübergabestation. Gezeigt werden die Temperaturen für verschiedene Anlagensysteme bei einer angenommenen Temperaturabsenkung im Vorlauf bei der Wärmeübertragung von 3 K.**

Anlagensystem	Typische Vorlauf-/ Warmwassertemperaturen in [°C]	Geforderte Fernwärme- Vorlauftemperatur an der Hausübergabestation in [°C] <sup>1</sup>
Heizkörper Normauslegung <sup>2</sup>	75	78
Heizkörper Niedertemperatur	55	58
Fußbodenheizung	35	38
TWW-Speicher, Frischwasserstation (Kleinanlage <sup>3</sup> )	55	61
TWW-Speicher, Frischwasserstation (Großanlage <sup>3</sup> )	60	66
TWW-Speicher, Frischwasserstation (Großanlage <sup>4</sup> )	55	61

<sup>1</sup> Annahme: 3 K Temperaturabsenkung im Vorlauf bei der Wärmeübertragung (z. B. HAST u. TWW-WÜT 2 x 3 K = 6 K)

<sup>2</sup> Normvorlauftemperatur nach DIN 442-2

<sup>3</sup> Nach Definition in DVGW Arbeitsblatt W551 [31]

<sup>4</sup> Nach Definition in DIN 1988-200 [32]

Bei optimierten Auslegungsparametern werden in Wohngebäuden z. B. für die Beheizung mit Heizkörpern ca. 58 °C, für die Beheizung mit Fußbodenheizung ca. 38 °C Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz vor der Hausübergabestation benötigt. Höhere Temperaturen sind jedoch für Heizkörper bei Auslegung nach DIN 442-2 (78 °C) und die Trinkwassererwärmung notwendig. Spätestens seit der Novellierung der Trinkwasserverordnung Ende 2011 steht fest, dass die Trinkwasserhygiene bei der Trinkwarmwassererwärmung oberste Priorität besitzt. Um die Anforderungen der Trinkwasserverordnung umsetzen zu können, gelten unter anderem die Bestimmungen des DVGW Arbeitsblatt W551 [31]. In diesem sind die Rahmenbedingungen festgelegt, nach denen die Trinkwarmwasserbereitung erfolgen muss. Es findet eine grundlegende Unterscheidung nach Groß- und Kleinanlage statt. Nach dieser Unterscheidung werden generell Ein- und Zweifamilienhäuser, sowie Gebäude mit einem Speichervolumen von  $\leq 400$  Litern und einem Inhalt von  $\leq 3$  Litern (vom Abgang des Trinkwassererwärmers bis zur entferntesten Entnahmestelle, ohne Zirkulationsleitung) als Kleinanlagen behandelt. Alle anderen Anlagen mit Trinkwassererwärmer größer 400 l Inhalt und / oder mehr als 3 Liter

Inhalt in jeder Rohrleitung zwischen Abgang des Trinkwassererwärmers bis zur Entnahmestelle werden als Großanlagen klassifiziert. Die verschiedenen Anforderungen an die Temperaturen beim Betrieb eines zentralen Speichers aus dem DVGW Arbeitsblatt W551 [31] werden nachfolgend entsprechend der Klassifizierung aufgezeigt:

- Kleinanlage:
  - Es werden 60 °C als Reglereinstellung empfohlen.
  - Betriebstemperaturen < 50 °C sollten vermieden werden.
- Großanlage:
  - Speicheraustrittstemperatur ganztägig  $\geq 60$  °C
  - Der gesamte Trinkwasserinhalt des Speichers muss mindestens einmal am Tag auf  $\geq 60$  °C aufgeheizt werden.

Für beide Klassifizierungen gilt, dass das Speichervolumen von Vorwärmstufen einmal täglich auf 60 °C aufgeheizt werden muss. Weiter muss die Temperatur bei der Fernwärmeversorgung so gewählt werden, dass die Temperatur von 60 °C am Speicheraustritt sichergestellt werden kann.

Neben dem DVGW Arbeitsblatt W551 gilt seit Mai 2012 die DIN 1988-200 [32], der Nachfolger der DIN 1988-2. Darin werden ähnliche Regeln für den Betrieb einer Trinkwassererwärmungsanlage beschrieben. Die Temperatur am Austrittspunkt des Warmwasserspeichers muss analog zum DVGW Arbeitsblatt W551 mindestens 60 °C betragen. Es können jedoch Ausnahmen von dieser Bestimmung gemacht werden, wenn es sich um eine Trinkwassererwärmungsanlage mit hohem Wasseraustausch (erwärmtes Wasser muss innerhalb von drei Tagen verbraucht werden) handelt [32] oder in regelmäßigen Zeitabständen (z. B. halbjährlich) Hygieneprüfungen durchgeführt werden. Unabhängig davon, ob das nachgeschaltete Leitungsvolumen größer als 3 Liter ist, kann diese Ausnahme auch bei einer Trinkwassererwärmung im Durchflussprinzip erfolgen. Es reichen nunmehr Betriebstemperaturen von  $\geq 50$  °C. Jedoch muss bei Temperaturen unter 60 °C der Betreiber auf eventuelle Gesundheitsrisiken hingewiesen werden. Bei der Temperaturanforderung von  $\geq 50$  °C muss die Austrittstemperatur am Trinkwasserspeicher im Bereich von 55 °C liegen, damit die Temperatur in den Zirkulationsleitungen nicht unterhalb von 50 °C sinkt. Für die Trinkwarmwasserbereitung in Kleinanlagen wäre es demnach ausreichend bei je 3 K oberer Grädigkeit der Wärmeübertrager ca. 61 °C Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz vor der Hausübergabestation bereitzustellen. Eine regelmäßige Aufheizung des Speicherinhalts auf > 60 °C könnte z. B. über einen elektrischen Heizstab erfolgen. Bei Großanlagen muss aufgrund der Vorschriften des DVGW Arbeitsblatt W551 diese Temperatur mindestens 66 °C betragen. Auch hier könnte aufgrund der Ausnahme in DIN 1988-200 die Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz vor der Hausübergabestation auf 61 °C abgesenkt werden.

#### 2.4.2 Temperaturanforderungen im Fernwärmenetz

Neu geplante Netze in Wohngebieten könnten nach Tabelle 1 idealerweise mit einer Vorlauftemperatur von 61 °C (Fußbodenheizung und TWW-Kleinanlagen nach DIN 1988-200) beim Kunden versorgt werden. Sofern Heizkörper auf Niedertemperaturen ausgelegt werden, könnte eine Vorlauftemperatur von mindestens 66 °C ein neu geplantes Netz mit Großkunden (TWW-Großanlagen nach DVGW Arbeitsblatt W551) versorgen. Da geothermische Anlagen im Regelfall in bestehenden Gebieten mit hohen Energiedichten geplant werden, befinden sich im Versorgungsbereich zumeist viele Altanlagen. Sofern durch industrielle Kunden keine höheren Vorgaben bestehen, ist hier aufgrund des gebäude- und anlagentechnischen Standards eine

Versorgungstemperatur von mindestens 78 – 80 °C vor den Hausanschlussstationen bereitzustellen. Eine Absenkung dieser Vorlauftemperatur könnte nur unter Optimierung aller relevanten Kunden auf niedrigere Temperaturniveaus erfolgen.

In den in dieser Arbeit betrachteten Anlagen werden im Regelfall in den technischen Anschlussbedingungen (TAB) Mindesttemperaturen für Sommer und Winter gegenüber den Kunden vertraglich garantiert. Ein typischer Wert für die garantierte, konstante Vorlauftemperatur beträgt hierbei 75 °C als Mindestwert für den Sommer und 80 °C im Winter [33–35]. Die letztlich notwendige Mindest-Vorlauftemperatur im Heizwerk wird durch die Anforderung der Kunden und die thermischen Verluste im Fernwärmenetz vorgegeben. Aufgrund des gebäude- und anlagentechnischen Standards ist in Bestandsgebieten eine Versorgungstemperatur von mindestens 78 °C an den Hausübergabestationen bereitzustellen. Werden die Fernwärmeverluste nach Obernberger et al. [24] (siehe auch Kapitel 2.5.2) berechnet, so beträgt eine typische Temperaturabsenkung am Ende einer 30 km langen Trasse mit dem Nenndurchmesser DN 300 ca. 2 K. Das Heizwerk hätte somit eine Mindesttemperatur von ca. 80 °C am Heizwerkausgang bereitzustellen.

Bei geothermischen Heizwerken ist die von den gebäudetechnischen Anlagen beeinflusste Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz ein wichtiges Indiz für eine effektive Ausnutzung der von Heizwerk gelieferten Energie. Unter der Annahme von konstanten Massenströmen am geothermischen Wärmeübertrager führt eine abgesenkte Rücklauftemperatur zu einer niedrigeren Thermalwasser-Rücklauftemperatur, was eine verbesserte Ausnutzung der geothermischen Energiequelle bedeutet. Vereinfacht kann die Mehrleistung der Geothermie bei Absenkung der Thermalwasserrücklauftemperatur (unter der Annahme von konstanter Wärmekapazität und Massenstrom (75 kg/s)) über das Verhältnis der variablen Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf mit 314 kW/K abgeschätzt werden. Eine Absenkung der Rücklauftemperatur über die Hausanschlussstationen der Kunden (ausgenommen mit Einsatz von Wärmepumpen zur Rücklaufauskühlung) kann jedoch nur durch eine Absenkung des Massenstromes erreicht werden. Die Rücklauftemperatur stellt keine direkte Anforderung an die hydraulische Konzeption von geothermischen Heizwerken und wird im Regelfall in den technischen Anschlussbedingungen (TAB) für die Kunden geregelt. In Abhängigkeit des Baustandards ist diese oftmals unterschiedlich vereinbart. Altbauten haben zumeist die Möglichkeit höhere Rücklauftemperaturen (z. B. 60 °C) als Neubauten (z. B. 45 °C) zu liefern.

### 2.4.3 Wärmeübertrager

Für Thermalwasser gibt es bisher keine eigene Klassifizierung, weshalb dieses nach den Vorgaben des Wasserhaushaltsgesetzes (WHG) [36] als Grundwasser anzusehen ist. Nach § 5 des WHG verpflichtet die Nutzung des Thermalwassers eine nachteilige Veränderung des Gewässers zu vermeiden. Aus diesem Grund ist eine stoffliche Trennung durch eine indirekte Wärmeübertragung zwischen Fördereinrichtung und Energiebereitstellung verpflichtend. Einen Vorteil der indirekten Wärmeübertragung stellt die Unabhängigkeit des Versorgungssystems (Energiebereitstellung, Energieverteilung) z. B. bei einem Rohrbruch in der Fördereinrichtung dar. In der Geothermie werden als indirekte Wärmeübertrager in der Regel Plattenwärmeübertrager eingesetzt. Plattenwärmeübertrager haben aufgrund der Profilierung bereits bei geringen Volumenströmen hohe Turbulenzgrade und können in Verbindung mit der kompakten Bauweise bei sehr geringem Platzbedarf hohe Wärmeleistungen übertragen [37]. Im Weiteren kann durch die hohen Turbulenzgrade im Plattenwärmeübertrager das sogenannte Fouling reduziert werden.

Fouling bezeichnet im Allgemeinen Ablagerungen und Verunreinigungen von Wärmeübertragerflächen.

Der Wirkungsgrad eines indirekten Wärmeübertragers ist in hohem Maße von der geometrischen Führung der beteiligten Stoffströme abhängig. Hierbei sind prinzipiell drei Grundformen zu unterscheiden. Im Gegenstromwärmeübertrager haben die jeweiligen Stoffströme die entgegengesetzte Strömungsrichtung. Hierbei strömt am Eingang des Wärmeübertragers das Medium der Sekundärseite mit der niedrigeren Temperatur ( $T_{21}$ ) an dem Medium der Primärseite mit der ebenfalls niedrigeren Temperatur ( $T_{11}$ ) vorbei. Der wesentliche Vorteil dieses Systems besteht in der hohen, erreichbaren Temperatur des Mediums auf der Sekundärseite ( $T_{22}$ ). Ein Gleichstromwärmeübertrager führt die beiden Stoffströme mit der jeweils warmen Seite zueinander in den Wärmeübertrager. Der Vorteil hierbei ist, dass die mittleren Wandtemperaturen niedriger sind als beim Gegenstromwärmeübertrager – wobei dies bei gleicher Übertragungsleistung eine größere Wärmeübertragerfläche erfordert. Der Kreuzstromwärmeübertrager führt die Stoffströme in kreuzender Richtung. Hierbei liegt die Effizienz der Wärmeübertragung zwischen den beiden oben erläuterten Wärmeübertragerformen. In Geothermieheizwerken kommen ausschließlich Plattenwärmeübertrager zur indirekten Wärmeübertragung im Gegenstromprinzip zum Einsatz.

In der Geothermie stellt ein optimaler Betrieb des geothermischen Wärmeübertragers spezielle Anforderungen an die Hydraulik des umgebenden Systems. Die geothermische Wärmequelle sollte immer als Grundlastwärmeerzeuger fungieren (Ausnahme kann eine BHKW-Einbindung darstellen) und mit einer möglichst niedrigen Netzurücklauftemperatur angebunden werden. Bei einer Reduzierung des Fernwärmemassenstromes über den Wärmeübertrager verringert sich der Wärmedurchgangskoeffizient und infolgedessen auch die geothermische Wärmeleistung. Eine Reduzierung der geothermischen Wärmeleistung ergibt sich nach der Analyse in Kapitel 2.3.4 bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung. Die zu hohe Leistung der Ergänzungsheizung verursacht einen Temperaturanstieg im Vorlauf vor dem Fernwärme-Eintritt. Um diese Regelabweichung auszugleichen mischt das Dreiwegeventil im Rücklauf den kühleren Rücklauf bei, wodurch sich der Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager reduziert. Folglich sind für die Einbindung eines geothermischen Wärmeübertragers hydraulische Schaltungen, welche den Massenstrom über den Wärmeübertrager verändern, nur bedingt geeignet.

#### 2.4.4 Heizkessel

Nach DIN 4702 [38] sind Heizkessel Wärmeerzeuger für Heizwasser und Dampf mit Feuerungen für feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe. Die Vorlauftemperaturen beim Wärmeträger Wasser werden hierbei mit der Obergrenze 130 °C angegeben [38]. Wärmeerzeuger haben je nach Konstruktion bzw. Bauart bestimmte Eigenschaften und stellen daher Anforderungen an die Hydraulik des umgebenden Heizsystems und die darin eingebundenen Systemkomponenten. In der Geothermie werden als Spitzenlastkessel zumeist Heizkessel für flüssige oder gasförmige Brennstoffe (Heizöl, Erdgas) eingesetzt. Die Hersteller von diesen Wärmeerzeugern bieten hierbei verschiedene Bauformen an. Grundlegend gilt, dass niedrige Kesselwassertemperaturen vor allem im Teillastbereich zu exponentiell abfallenden Abgas-, Abstrahlungs-, und Bereitschaftsverlusten führen, wodurch der Jahresnutzungsgrad steigt [26]. Die Kesselwassertemperatur wird neben der Kesselvorlauftemperatur auch durch die Rücklauftemperatur vor dem Kessel beeinflusst. Im Gegensatz zur Beheizung von Gebäuden wird in Fernwärmenetzen meist eine konstant hohe Vorlauftemperatur gefordert, wodurch eine reduzierte Vorlauftemperatur am Heizkessel im Teillastfall nicht bzw. nur begrenzt möglich ist.

Die Vorlauftemperatur am Heizkessel ergibt sich durch den über den Wärmeerzeuger umgewälzten Massenstrom in Verbindung mit der Wärmeleistung des Wärmeerzeugers. Folglich ist hierbei die Regelbarkeit des Wärmeerzeugers von hoher Bedeutung. Bezüglich der Rücklauftemperatur wird eine Untergrenze vorrangig durch die Konstruktion bzw. Bauart des Wärmeerzeugers bestimmt und in der Regel durch den Hersteller vorgegeben. Nachfolgend werden verschiedene Bauformen von Wärmeerzeugern (Heizöl, Erdgas) erläutert und deren Anforderungen bezüglich der Einbindung in die Systemumgebung diskutiert.

#### 2.4.4.1 Standardkessel

Ein Standardkessel ist ein Kessel, bei dem die Betriebstemperatur durch Konstruktion und Auslegung eingeschränkt sein kann, da im Kessel keine Kondensation auftreten darf [39]. Die Kesselwassertemperatur soll hierbei dauerhaft über etwa 60 – 75 °C liegen, um Korrosion im Kessel weitgehend zu unterbinden [40]. Daher sollte möglichst selten Kesselrücklaufwasser mit einer Temperatur unterhalb dieses, vom Hersteller geforderten, Grenzwertes in den Bereich der Feuerraumwandungen gelangen. Es besteht die Möglichkeit durch geeignete hydraulische und regelungstechnische Maßnahmen bei den Verbrauchergruppen oder auch direkt am Kessel die Rücklauftemperatur in den geforderten Grenzen zu halten (vgl. Abbildung 4).

#### 2.4.4.2 Niedertemperaturkessel

Modernere Niedertemperaturkessel werden aus korrosionsbeständigen Werkstoffen hergestellt, und können deshalb dauerhaft mit Rücklauftemperaturen < 40 °C (DIN 4702 [38]) oder tiefer (nach Angaben in Burkhardt et al. [40] bis 35 °C) betrieben werden. Bei längeren Betriebsunterbrechungen muss eine direkte Abschaltung möglich sein, jedoch in Abhängigkeit der Konstruktion der Kessel kann auch eine Mindestwassertemperatur durch den Hersteller gefordert werden [40]. Aufgrund der niedrigen Anforderung an die Betriebstemperaturen ist für den Betrieb eines Niedertemperaturkessels aus technischer Sicht keine Rücklauftemperaturanhebung notwendig.

#### 2.4.4.3 Brennwertkessel

Ein Brennwertkessel ist ein speziell konstruierter Niedertemperaturkessel, bei dem die im Abgas enthaltene latente Kondensationswärme zurückgewonnen werden kann. Der Kessel muss deshalb für die ständige Kondensation gegenüber den im Abgas enthaltenen korrosiven Stoffen konstruiert werden. Die Rücklauftemperaturen sollten möglichst unter der Wasserdampf-Taupunkttemperatur des Abgases sein. Diese liegt abhängig von der Luftzahl des Abgases (hier 1,15) bei Erdgas etwa bei 58 °C, bei Heizöl etwa 48 °C [26]. Die Luftzahl von 1,15 entspricht hierbei einem CO<sub>2</sub>-Gehalt von 10,5 % bei Erdgas und 13,5 % bei Heizöl [26]. Die Einbindung des Rücklaufs zum Wärmeerzeuger sollte deshalb an einer Stelle mit möglichst niedrigen Temperaturen erfolgen. Brennwertkessel kommen aufgrund der hohen Temperaturen im Fernwärmerücklauf in geothermischen Heizwerken nicht zum Einsatz.

#### 2.4.4.4 Regelung von Heizkesseln

Die Regelung der Heizkessel erfolgt bei kleineren Anlagen mit ein- oder zweistufigen Brennern über ein Regelthermostat. Das Regelthermostat ist eine Kombination von einem Fühler und einem Zweipunktregler mit Sollwertvorgabe. Dieses Thermostat regelt die Kesselwassertemperatur stetig in vorgegebenen Grenzen (z. B. 80 – 95 °C). Einstufige Brenner werden bei geringen Leistungsanforderungen nach Erreichen der Mindestlaufzeit ausgeschaltet, und somit durch Ein-Aus-Taktung geregelt. Neben einstufigen Brennern können auch zweistufige Brenner eingesetzt werden, welche je nach Sollwertanforderung der Kesseltemperatur die Leistung in zwei Stufen anpassen können. Die energieeffizienteste Lösung hierbei stellt jedoch

der modulierende Brenner dar, welcher wie bereits in Kapitel 2.3.2 erläutert die Feuerungsleistung in bestimmten Grenzen stufenlos regeln kann. Die Feuerungsleistung wird hierbei über die Vorlauftemperatur nach dem Wärmeerzeuger geregelt. Modulierende Brenner stellen eine wichtige Voraussetzung dar um der bereits diskutierten Verdrängung der Geothermie in der aktuellen Anlagenkonfiguration entgegenzuwirken.

Je nach Bauform des Wärmeerzeugers kann in Geothermieheizwerken bei Abschaltung des Kessels eine festgelegte Minimaltemperatur im Kessel eingehalten werden. In geothermischen Heizwerken werden im Regelfall Niedertemperaturkessel mit einer Zulassung von Rücklauftemperaturen bis 50 °C eingesetzt (siehe hierzu [41]). Sind bei den eingesetzten Niedertemperaturkessel längere Stillstandszeiten zu erwarten, können die Kessel bei einer Abschaltung auf Umgebungstemperaturen abgekühlt werden. Im hochfrequentierten Winterbetrieb ist es sinnvoll durch eine Durchströmung der Kessel mit einem Teilvolumenstrom aus dem geothermischen Wärmeübertrager eine Warmhaltung der Kessel zu praktizieren. Die dauerhafte Durchströmung der Kessel bedingt höhere Bereitschaftsverluste, jedoch kann bei Kesselanforderung die träge Masse des Kessels (Kesselwasser und Kesselmaterial) schneller auf Temperatur gebracht werden, wodurch sich die Reaktionszeit der Ergänzungsheizung reduziert. Besonders im Startbetrieb des Kessels kann z.T. die vom Fernwärmenetz geforderte Vorlauftemperatur kurzzeitig nicht erreicht werden, weshalb hier unabhängig von der Kesselbauform durch ein Dreiwegeventil die Temperaturen beim Startvorgang zunächst intern hochgefahren werden (siehe auch Abbildung 4).

#### 2.4.4.5 Kesselfolgeschaltungen für Mehrkesselanlagen in Heizwerken

Die Abläufe und Zuschaltkriterien für Kesselfolgeschaltungen bei Mehrkesselanlagen in Heizwerken sollten gewisse grundsätzliche Funktionen sowie technische Anforderungen erfüllen. Grundsätzliche Funktionen wie z. B. die hydraulische Trennung von nicht in Betrieb befindlichen Kesseln oder das Ein- und Ausschalten von für den Betrieb notwendiger Pumpen müssen dabei für die einwandfreie Funktion der Anlage sichergestellt werden. Zu den technischen Anforderungen zählt hierbei die optimale Zu- und Abschaltung relevanter Kessel um in erster Linie die Versorgungssicherheit, aber auch einen energieoptimierten Betrieb mit einer ausreichenden Betriebsgüte zu gewährleisten. In Abhängigkeit der Anlagenhydraulik sowie den gewünschten Betriebsbedingungen müssen je nach Anwendungsfall für die Kesselzuschaltung individuelle Lösungen erarbeitet werden.

Als Führungsgröße für die Zuschaltung der Ergänzungsheizung bei Holzheizwerken mit Kessel in Serienschaltung (ohne hydraulischen Bypass) wählt Hammerschmid [22] die Verbraucher-Vorlauftemperatur. Wird durch den Grundlast-Wärmeerzeuger über eine bestimmte Zeit die Vorlauftemperatur nicht erreicht, so wird die Ergänzungsheizung freigegeben. Die Berechnung der Zuschaltzeit erfolgt hierbei über das Integrationsverfahren. Unterschreitet die Vorlauftemperatur den Sollwert, so wird über den Mikroprozessor der Regelung die Temperaturabweichung über die Zeit integriert. Wird dabei der eingegebene Vorgabewert (Einheit  $Ks$ ) überschritten, so erfolgt die Zuschaltung des Folgekessels. Abgeschaltet wird die Ergänzungsheizung wenn die Vorlauftemperatur wiederum eine bestimmte Zeit innerhalb des Sollwertes zuzüglich des Regelbereiches (z. B. 1-2 K) liegt. Diese Vorgehensweise wird analog auch in geothermischen Heizwerken angewandt (siehe auch Kapitel 2.4.8). Als weitere Möglichkeiten zur Folgeschaltung für Mehrkesselanlagen in Heizwerken können nach [27] z. B. die Brennerlast bzw. der Modulationsgrad des Kessels als Führungsgröße herangezogen werden.

## 2.4.5 Wärmespeicher

Der Einsatz eines Wärmespeichers ist grundlegend sinnvoll (bzw. nach VDI 2073 [29] sogar gefordert), wenn Energiedifferenzen aufgrund von Leistungsunterschieden zwischen Wärmeerzeuger und Wärmeverbraucher in einem gewissen Zeitabschnitt gepuffert werden sollen. Die Speicheranordnung im Gesamtsystem ist dabei entscheidend für Wirkung des Speichers in einem System. Wird ein Speicher beim Verbraucher (am Ende des Fernwärmenetzes in der Kundenanlage) eingesetzt, bewirkt dieser neben der Lastglättung der Leistung im Fernwärmenetz auch die Reduzierung der maximal benötigten Wärmeleistungen im Heizwerk. Bei der Einbindung eines Speichers im Heizwerk können Leistungsdifferenzen zwischen Verbraucherkreis und Erzeugung gepuffert werden ohne dass dabei der Lastgang des Fernwärmenetzes beeinflusst wird. Die Wärmeerzeugung kann in beiden Fällen zeitlich entkoppelt von dem tatsächlichen Verbrauch erfolgen. In der Geothermie besteht durch die Einbindung eines Wärmespeichers unter anderem die Möglichkeit regenerative Energie für die Beladung des Speichers zu nutzen, um die fossile Ergänzungsheizung zu entlasten.

Der Speicher stellt bei seiner Einbindung in das System keine Anforderungen an die Hydraulik. Die Hydraulik sowie die weiteren Komponenten stellen Anforderungen an den Speicher, bzw. unterstützt der Speicher die Hydraulik bei der Erfüllung von Anforderungen. Ein Speicher kann bestimmte Anforderungen an die Erzeugung (siehe VDI 2073 [42]) wie z. B. der von Übergabezweigen unabhängige Erzeugerbetrieb, geringe Schalthäufigkeiten und verbesserte Energieeffizienz erfüllen. Bei der Einbindung in das Gesamtsystem ist jedoch auch zu beachten, dass stets die funktionell wichtigen Anforderungen wie z. B. die vorgegebene Erzeuger-Eintrittstemperatur oder der Mindestmassenstrom über den Erzeuger erfüllt werden.

### 2.4.5.1 Kategorisierung von Wärmespeichern

Neben den auf dem Markt verfügbaren Speicherarten wie mechanische Speicher (z. B. Pumpspeicherwerk) und chemische Energiespeicher werden in dieser Arbeit die thermischen Energiespeicher zur Speicherung von Wärmeenergie näher betrachtet. Unter den für diese Arbeit relevanten thermischen Speichern gibt es drei weitere Unterkategorien:

- **Sensible thermische Speicher [43]**  
Bei der Speicherung von Energie mit sensiblen thermischen Speichern wird das gespeicherte Medium „fühlbar“ erhitzt oder abgekühlt. Die Speicherkapazität ist dabei neben dem Speichervolumen abhängig von der Dichte  $\rho$  und der spezifischen Wärmekapazität des Speichermediums, sowie den Temperaturen im Speicher. Als Speichermedium wird in sensiblen thermischen Speichern zumeist Wasser eingesetzt, da dies kostengünstig ist und eine verhältnismäßig hohe spezifische Wärmekapazität besitzt. Eingesetzt werden sensible thermische Speicher in der konventionellen Heizungstechnik als Wärmespeicher für Kleinanlagen mit beispielsweise 500 l Speicherinhalt bis hin zu saisonalen Speichern mit mehreren tausend Kubikmetern zur Versorgung von Nahwärmenetzen.
- **Latentwärmespeicher [43]**  
Latentwärmespeicher nutzen neben einem fühlbaren Anteil auch einen latenten Anteil (Phasenwechsel) zur Wärmespeicherung, welcher mit keiner nennenswerten Temperaturerhöhung verbunden ist. Als Speichermaterial werden sogenannte PCM bzw. PCS (Phase Change Materials bzw. Phase Change Slurries) eingesetzt. Bei diesen Materialien wird zumeist der Phasenübergang fest-flüssig genutzt, da dieser bei verhältnismäßig kleinen volumetrischen Änderungen hohe Übergangsenthalpien aufweist.

Somit kann bei kleineren Temperaturunterschieden und kleineren Speichervolumen eine gegenüber den sensiblen Speichern verhältnismäßig hohe Speicherkapazität erreicht werden. Typische Anwendungsgebiete von Latentwärmespeichern sind z. B. die Kältetechnik (Kältespeicher) oder die Integration von PCM in der Gebäudestruktur zur Sicherung der Behaglichkeit in Räumen.

- Thermochemische Speicher

Reversible chemische Prozesse werden zur Speicherung thermischer Energie in thermochemischen Speichern genutzt [43]. Bei hohen Energiespeicherdichten sind diese Systeme in der Lage die Temperaturniveaus den Randbedingungen anzupassen [43]. Typische Anwendungen für diese Technik sind z. B. Absorptions- bzw. Adsorptionskälteanlagen. Bei der Absorptionskälteanlage wird dabei im Absorber das Kältemittel (z. B. Wasser) dem molekular betrachtet größerem Lösungsmittel (z. B. Lithiumbromid) durch Wärmeentzug eingelagert. Diese Wasser- Lithiumbromidlösung wird dann im sogenannten Austreiber durch Wärmezufuhr auf höherem Temperatur- und Druckniveau (typischerweise > 80 °C) wieder getrennt.

Eine weitere Kategorisierung von thermischen Speichern kann z. B. über die Dauer der Wärmespeicherung (Kurzzeitspeicher, Langzeitspeicher), über die notwendige Druckstufe (z. B. druckbehaftet oder drucklos) sowie nach der Betriebstemperatur (Nieder-, Mittel-, Hochtemperaturspeicher) erfolgen. In der tiefen Geothermie wären grundsätzlich sowohl Kurzzeit- als auch Langzeitwärmespeicher denkbar. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden sensible Kurzzeitspeicher (ca. 25 – 300 m<sup>3</sup>) im Heizwerk (Druckspeicher mit Betriebsmedium Wasser) im Temperaturbereich bis ca. 100 °C betrachtet. Die Festlegung auf Druckspeicher erfolgt an dieser Stelle aufgrund der geplanten Einbindung des Wärmespeichers in die bestehende Anlagenkonfiguration im Bereich der Ergänzungsheizung (siehe Kapitel 4.1). Würde ein druckloser Speicher eingebunden werden, so müsste ein weiterer Temperaturverlust durch einen entkoppelnden Wärmeübertrager zwischen Wärmespeicher und Anlagensystem hingenommen werden.

#### 2.4.5.2 Speichereinbindung

Abgesehen vom Bereich der Wärmepumpentechnik (technischer Speicher) wird in der Heizungstechnik für die Speichereinbindung eines sensiblen, thermischen Speichers die parallele Einbindung herangezogen. Der Speicher wird bei der parallelen Einbindung zwischen Vor- und Rücklauf, zwischen Wärmeerzeuger und Verbraucher integriert. Hierbei kann der Speicher über zwei Rohre (siehe Abbildung 13) oder aber auch über vier Rohre mit seitlichen Anschlüssen am Speicher angeschlossen werden. Vorteil der Anbindung über zwei Rohre ist, dass das vom Wärmeerzeuger erreichte Temperaturniveau direkt ohne Durchmischung im Speicher zum Verbraucher gelangen kann. Dies ist vor allem bei Wärmeerzeugern wie z. B. Wärmepumpen und geothermischen Wärmeübertragern wichtig, da deren Effizienz vom bereitgestellten Temperaturniveau abhängig ist. Bei der Beladung des Speichers wird aus dem unteren Teil des Speichers kühleres Wasser entnommen und nach Erwärmung über die Wärmeerzeuger oben wieder zugeführt. Bei der Entladung des Speichers wird über die Versorgungspumpe der Verbraucher warmes Wasser aus dem oberen Speicherbereich entnommen, während unten kaltes Wasser aus dem Rücklauf zurückgeführt wird. Im Speicher entsteht dabei eine Schichtung von Wasser mit unterschiedlichen Temperaturen. Aufgrund von unterschiedlichen Dichten des Wassers bei verschiedenen Temperaturen und der relativ niedrigen Wärmeleitfähigkeit kommt es nur zu einem geringen Temperatursausgleich zwischen den Schichten [40]. Wichtige Voraussetzungen gegen einen Temperatursausgleich über vertikale Wärmeleitung und freie

Konvektion sind eine gute Wärmedämmung des Speichers und Verteileinrichtungen im Speicher die eine Durchmischung beim Ein- und Ausströmen möglichst unterbinden.

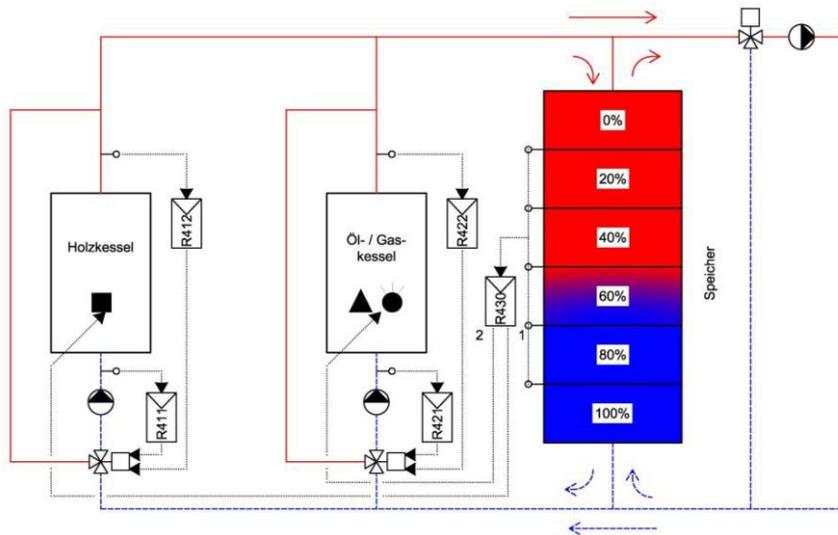


Abbildung 13: Dargestellt ist eine bivalente Holzheizungsanlage mit Speicher nach Gabathuler [44]. Die Einbindung des Wärmespeichers erfolgt parallel zu den Wärmeenergieerzeugern zwischen Vor- und Rücklauf.

#### 2.4.6 Zusammenstellung der wichtigsten Anforderungen an die Hydraulik

Tabelle 2 zeigt zusammenfassend die bisher diskutierten, wesentlichen Anforderungen an die Hydraulik geothermischer Heizwerke im Bereich der Wärmeenergieerzeugung und Wärmeverteilung. Eine Unterteilung entsprechend der Wichtigkeit der jeweiligen Anforderung erfolgt hierbei in Anlehnung an die Anforderungskategorien in der VDI 2073. Festanforderungen sind dabei für die einwandfreie Funktion der Anlage zwingend zu erfüllen. Grenzforderungen sollten z. B. aus Gründen der Energieeffizienz erfüllt werden. In der VDI 2073 gibt es weiter noch eine dritte Kategorie, die sogenannten „Wünsche“, auf die im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht eingegangen wird. Eine weitere Unterteilung der Anforderungen wird anhand der verschiedenen Bereiche Wärmeenergieerzeugung und Wärmeverteilung vorgenommen.

Die jeweilige Anforderung wird nach der aktuellen Anlagenkonfiguration mit einer farblichen Markierung versehen. Grün markierte Anforderungen sind hierbei als erfüllt eingestuft, rot markierte Anforderungen als nicht erfüllt. Es zeigt sich, dass alle funktionsrelevanten Festanforderungen im Bereich der Wärmeenergieerzeugung und Wärmeverteilung erfüllt werden. Bei den Grenzforderungen im Bereich der Wärmeverteilung kann jedoch aufgrund der aktuellen Hydraulik eine gegenseitige Beeinflussung der Wärmeenergieerzeuger nicht ausgeschlossen werden (vgl. Kapitel 2.3.4). Im Weiteren kann die Forderung aus der VDI 2073 [42] nach einem unabhängigen Betrieb der Wärmeenergieerzeuger derzeit nicht erfüllt werden. Die zweite Forderung zur Speicherung geothermischer Energie stellt dabei zunächst keine Festanforderung dar. Jedoch kann aus der Diskussion unter Kapitel 2.5 geschlossen werden, dass die Anforderungen einer geregelten Mindesttemperatur am Fernwärmeeintritt in Verbindung mit der unterbundenen gegenseitigen Beeinflussung der Wärmeenergieerzeuger zwingend die Einbindung einer Speichermöglichkeit in das System verlangen.

Tabelle 2: Die Tabelle zeigt die wesentlichen Anforderungen an die Hydraulik geothermischer Heizwerke. Eine Kategorisierung der Anforderungen erfolgt dabei nach VDI 2073 in Festanforderungen und Grenzforderungen. Während die Festanforderungen mit der aktuellen Anlagenkonzeption erfüllt werden können, zeigen die Grenzforderungen auch nicht erfüllte Anforderungen.

Anforderungskategorien (in Anlehnung an VDI 2073)	
Festanforderungen	Grenzforderungen
<b>Wärmeerzeugung</b>	
Geothermischer Wärmeübertrager	
Stoffliche Trennung	Grundlastwärmeerzeuger, tiefe Rücklauftemperaturen
	Gegenstromwärmeübertrager
<b>Ergänzungsheizung</b>	
Regelbare Ein- und Austrittstemperaturen	Modulierender Brenner
Warmhaltung über Geothermie	
<b>Wärmeverteilung</b>	
Regelbare Mindesttemperaturen vor Fernwärme-Eintritt	Keine gegenseitige hydraulische Beeinflussung der Wärmeerzeuger
	Erzeugerbetrieb unabhängig von Übergabezwängen (Speicherung geothermischer Energie)

#### 2.4.7 Verschiedene Betriebsmodi eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau

Die als Grundlastwärmeerzeuger eingebundenen geothermischen Wärmeübertrager müssen im Bereich unter der geothermischen Leistungsgrenze die Versorgung des Fernwärmenetzes alleine sicherstellen. Über der geothermischen Leistungsgrenze wird zeitgleich die Ergänzungsheizung in Verbindung mit den geothermischen Wärmeübertragern betrieben. Können aufgrund von Wartungsarbeiten oder technischen Problemen die geothermischen Wärmeübertrager nicht betrieben werden, so muss die Ergänzungsheizung das Fernwärmenetz versorgen. Um die Verdrängung der Geothermie zu unterbinden, verlangt die aktuelle Anlagenkonfiguration die Einbindung eines thermischen Speichers (siehe Diskussion Kapitel 2.5). Die Leistungsdifferenzen zwischen der Mindestleistung der Ergänzungsheizung und der tatsächlich benötigten Leistung des Systems zur Erhöhung der Vorlauftemperatur auf den Sollwert müssen in diesem thermischen Speicher gepuffert werden können. Für diesen Speicher sollte nach Möglichkeit eine Beladung über die geothermischen Wärmeübertrager bzw. auch die Entladung der geothermisch eingebrachten Energie möglich sein.

#### 2.4.8 Typische Anlagenkonfiguration eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau

Derzeit werden geothermische Heizwerke mit Hilfe der Erfahrungen aus dem Betrieb der Holzheizwerke nach den in Gabathuler [44] und Hammerschmid [22] dargestellten Stand der Technik geplant. Es wird hierbei konkret auf die in Hammerschmid [22] dargestellte Standardschaltung einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung ohne Speicher zurückgegriffen.

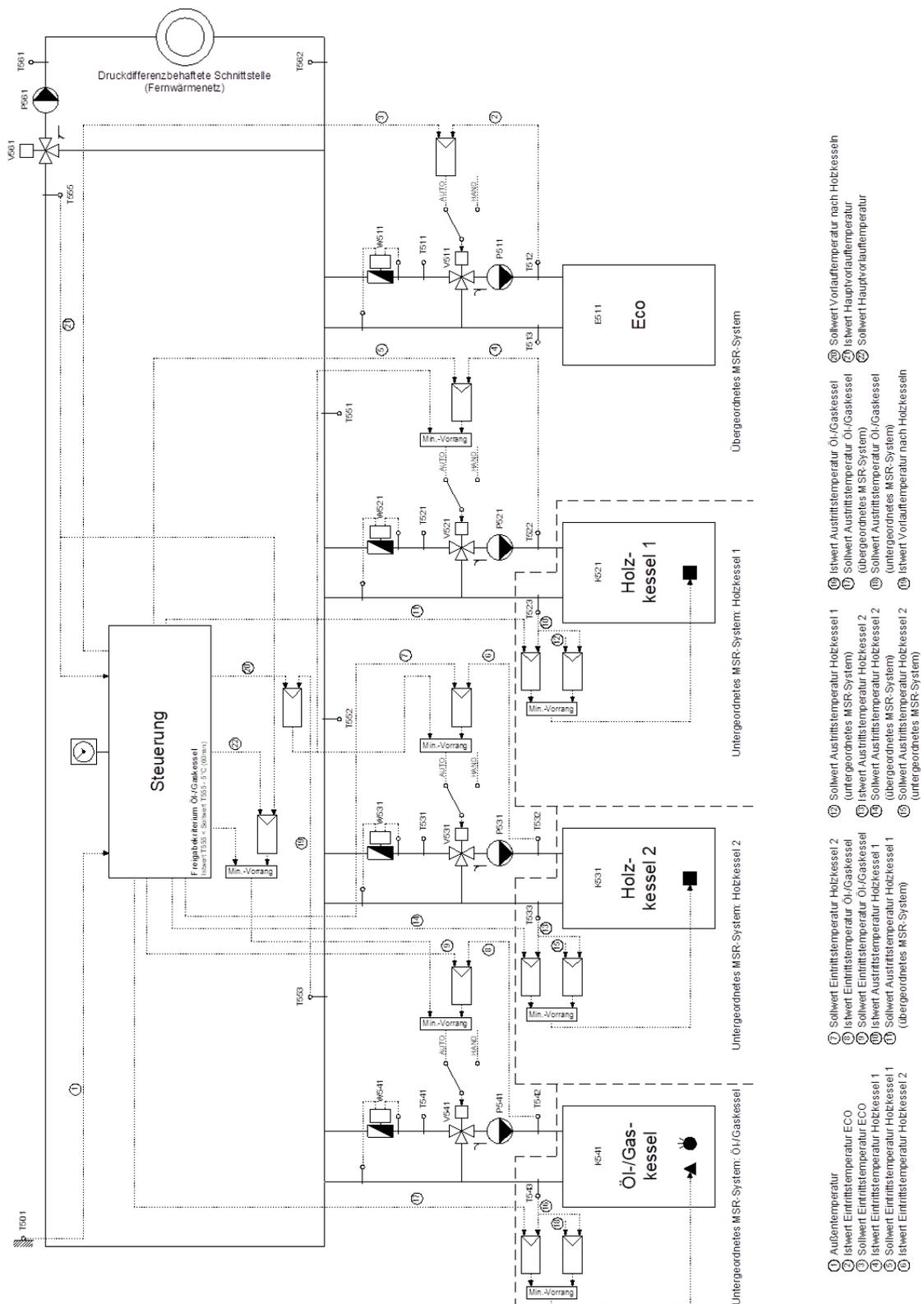


Abbildung 14: Prinzipschema für die Standardschaltung "Bivalente Mehrkesselanlage in Serienschaltung ohne Speicher" nach [22]. Die jeweiligen Wärmeerzeuger sind nach der Priorisierung der Zuschaltung in Reihe hydraulisch in das System eingebunden.

Frühere geothermische Anlagen wurden zum Teil mit paralleler Einbindung aller Wärmeerzeuger (auch der geothermische Wärmeübertrager) konstruiert, was allerdings bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung direkt zu einer Verringerung des Massenstromes über den Wärmeübertrager und somit zu signifikanten Leistungseinbußen führte. Abbildung 14 zeigt die Standardschaltung

für Holzheizwerke, nach der auch die aktuellen geothermischen Anlagen konstruiert werden. Der Economiser (ECO) stellt hierbei den geothermischen Wärmeübertrager dar. Dieser wird in Geothermieheizwerken jedoch ohne direkten Bypass ausgeführt, da er ein eigenständiger Grundlastwärmeerzeuger ist und nicht wie im Falle der Holzkessel von deren Betrieb abhängig ist. Eine Beimischung vor dem Economiser ist im Falle der Geothermie ebenfalls nicht zielführend, da der Wärmeübertrager mit möglichst niedrigen Temperaturen betrieben werden soll.

Die Einbindung der Ergänzungsheizung in geothermischen Heizwerken ist im Vergleich zur Einbindung der Holz- bzw. Öl-/Gaskessel in Abbildung 14 gleichartig ausgeführt. Das Dreiwegeregelventil (V561) wird in der Geothermie zumeist als Verteilventil ausgeführt, was aber aus technischer Sicht keinen Unterschied darstellt. Durch die Serienschaltung kann die wesentliche Funktion des geothermischen Wärmeübertragers als Grundlastwärmeerzeuger sichergestellt werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass speziell gegenüber einer parallelen Einbindung aller Wärmeerzeuger die Verdrängung der Geothermie deutlich geringer ist. Bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung muss ein definierter Massenstrom (abhängig von der thermischen Leistung der Ergänzungsheizung) über den Wärmeerzeuger eingehalten werden. Dieser, vor den geothermischen Wärmeübertragern abgezweigte Massenstrom, ist bei paralleler Einbindung deutlich höher als der abgezweigte Massenstrom zur Beimischung über das Dreiwegeregelventil (V561) bei der seriellen Einbindung der Wärmeerzeuger. Nachteilig bei der Serienschaltung verschiedener Wärmeerzeuger ist, dass durch die hydraulische Abhängigkeit des Systems mögliche spätere Erweiterungen schwerer umsetzbar sind und einen erhöhten Planungsaufwand erfordern.

Die wesentliche Anforderung der in der Standardschaltung nach Hammerschmid [22] dargestellten Wärmeerzeuger besteht neben der Regelung von Eintritts-, Austritts- und Versorgungstemperaturen darin, dass die jeweiligen Wärmeerzeuger mit den durch den Hersteller vorgegebenen Mindestvolumenströmen versorgt werden. Grundsätzlich wird hierbei auch wie in der Geothermie der Netzvolumenstrom über die Verbraucherventile vorgegeben. Dieser Volumenstrom wird in der Schaltung nach Abbildung 14 nun durch die Stellung des Dreiwegeregelventils (z. B. V511) am jeweiligen Wärmeerzeuger aufgeteilt. Die Stellung des Dreiwegeregelventils wird dabei über eine Vorrangschaltung durch das übergeordnete MSR-System geregelt. Priorität für die Regelung des Dreiwegeregelventils hat hierbei die Mindesteintrittstemperatur des Wärmeerzeugers (Herstellervorgabe). Sollte diese erreicht sein, so kann der Massenstrom über die Temperaturdifferenz zwischen Soll- und Istwert der Vorlauftemperatur nach beiden Holzkesseln geregelt werden. Die Feuerungsleistung selbst wird dabei über die Austrittstemperatur der jeweiligen Wärmeerzeuger geregelt. Hierbei wird nach Abbildung 14 die Differenz zwischen Soll- und Istwert der Austrittstemperatur zum einen über das untergeordnete MSR-System, zum anderen über die übergeordnete Regelung über eine Minimum-Vorrangschaltung vorgegeben. Die Zuschaltung des Ölkessels wird über die Temperatur des Hauptvorlaufs durch das übergeordnete MSR-System geregelt. Hierbei wird ebenso die Differenz zwischen Soll- und Istwert des Hauptvorlaufs berechnet. Unterschreitet nun diese Differenz über einen bestimmten Zeitraum den Sollwert abzüglich einer Temperaturhysterese, so wird die Ergänzungsheizung (Ölkessel) über die Öffnung des Dreiwegeregelventils aktiviert. Der Ölkessel kann wieder abgeschaltet werden, wenn die Temperatur am Fühler T553 eine bestimmte Zeit wieder innerhalb des Sollwerts abzüglich des Regelbereichs liegt.

## 2.5 Optimierte Konzepte nach dem Stand der Technik

Aufbauend auf der aktuellen Anlagenkonfiguration werden nachfolgend die Möglichkeiten zur Unterbindung der Verdrängung der Geothermie nach dem aktuellen Stand der Technik erläutert. Hierbei sollen alle für den Betrieb notwendigen Betriebsvarianten möglich sein, sowie die eingehend genannten Anforderungen an die Hydraulik erfüllt werden können.

### 2.5.1 Kaskadenschaltung der Ergänzungsheizung

Mit Hilfe von Kaskadenschaltungen, welche z. B. einen großen Kessel durch verschieden große kleinere Kessel ersetzen, kann die Verdrängung der Geothermie minimiert werden. Typischerweise kommen in Geothermieheizwerken zwei gleichgroße Kessel in der Größenordnung von 7 - 10 MW zum Einsatz. Unter der Annahme, dass die Feuerung eines Ölkessels bis zu einer minimalen Leistung von 15 - 20 % regelbar ist, beträgt die minimale thermische Leistung der Ergänzungsheizung zwischen 1 und 2 MW. Dies entspricht in etwa auch der Höhe der maximal verdrängten thermischen Leistung am geothermischen Wärmeübertrager. Wird nun der Kessel mit 10 MW zum Beispiel durch 2 Kessel mit 3,3 und 6,6 MW ersetzt, so könnte sich die Verdrängung der Geothermie bei idealer Zuschaltung des zweiten Kessels (6,6 MW) auf maximal 0,5 MW reduzieren (15 % von 3,3 MW). Ideale Zuschaltung bedeutet hier, dass bei Zuschaltung des zweiten Kessels der erste um die Mindestleistung des zweiten zurückgeregelt wird. Somit kommt es an diesem Punkt nicht zu einer weiteren Verdrängung der Geothermie. Ein möglicher dritter Kessel zur Redundanzabdeckung der maximalen Anschlussleistung des Fernwärmenetzes könnte dann wieder mit 10 MW thermischer Leistung installiert werden. Wesentlicher Nachteil hierbei ist dass, neben dem erhöhten Platzbedarf und den höheren Investitionskosten, die Reihenfolge der Zuschaltung der Kessel vorgegeben ist. Weitere Nachteile einer Kaskadenschaltung wären ein erhöhter Regelungs- und Wartungsaufwand. Üblicherweise werden die Kessel bei annähernd gleicher Leistung abwechselnd in Betrieb genommen. Durch diese Maßnahme können technische Störungen durch lange Stillstandszeiten einzelner Kessel unterbunden werden. Die Möglichkeit der Kaskadenschaltung der Ergänzungsheizung stellt aus diesem Grund keine praktikable Lösung zur Unterbindung der Verdrängung der Geothermie dar.

### 2.5.2 Netzspeicherung / Höhere Vorlauftemperaturen im Fernwärmenetz

Neben der Möglichkeit der Kaskadenschaltung der Ergänzungsheizung kann die überschüssige Energie der Ergänzungsheizung auch in das Fernwärmenetz eingespeichert werden. Hierbei stellt sich zunächst die Frage wie die Einspeicherung von Energie in Fernwärmenetze umgesetzt werden kann. Grundsätzlich erhöhen sich bei einer Einspeicherung von Energie in das Fernwärmenetz auch die Netzverluste, denn diese werden im Wesentlichen durch die mittleren Temperaturen im Fernwärmenetz beeinflusst. Weitere Faktoren stellen die von der Umgebungstemperatur abhängige Erdreichtemperatur sowie die verschiedenen Materialeigenschaften der Rohre und der Rohrdämmung, wie z. B. die Wärmeleitfähigkeit, die Wärmeübergangskoeffizienten und der Rohrdurchmesser dar. Diese Faktoren sind jedoch nicht bzw. nur geringfügig durch den Betrieb beeinflussbar. Die mittleren Temperaturen im Fernwärmenetz können direkt z. B. über eine Veränderung der Vorlauftemperatur des Heizwerkes beeinflusst werden. Eine weitere Möglichkeit, um die mittleren Temperaturen im Fernwärmenetz zu beeinflussen, kann über eine Veränderung des Massenstromes erfolgen. Wird der Massenstrom erhöht, so ist am Ende des Fernwärmenetzes die Temperatur höher als bei reduziertem Massenstrom. Folglich ist auch die mittlere Netztemperatur und somit die Verluste höher. Der Massenstrom im Fernwärmenetz wird jedoch durch die Regelventile der Verbraucher

vorgegeben und stellt deshalb ohne technische Veränderungen an der Anlage zunächst keine direkt beeinflussbare Möglichkeit für die Netzspeicherung dar.

Groß erläutert in [45] wie grundsätzlich Energie im Vorlauf bzw. in Vor- und Rücklauf eingebracht werden kann. Der Rücklauf des Fernwärmenetzes allein kommt in geothermischen Heizwerken für eine Speicherung nur bedingt in Frage, da bei der Ausspeicherung eine Temperaturerhöhung unter Umständen negative Auswirkungen für den geothermischen Wärmeübertrager hätte (siehe weiterführend hierzu Kapitel 2.5.2.4). Des Weiteren ist die Rücklaufftemperatur der Verbraucher vom Heizwerk nicht direkt beeinflussbar, weshalb eine Nutzung des Fernwärmerücklaufs (ohne Bypass) nicht aktiv möglich ist. Groß stellt in seinen Erläuterungen heraus, dass die Nutzung des Vorlaufs als Energiespeicher aktiv durch den Energieversorger beeinflusst werden kann. Die Umsetzung kann sehr einfach und ohne größeren technischen Aufwand geschehen. Wird z. B. die Sollvorlaufftemperatur in das Netz erhöht, so wird durch die Erhöhung der Enthalpie im Fernwärmenetz Energie eingespeichert [45]. Hierbei würden sich auf der einen Seite höhere Netzverluste ergeben, durch die größere Temperaturdifferenz im Fernwärmenetz könnte bei gleicher Leistung aber auch Energie für die Netzpumpen eingespart werden. Die Einspeicherung von Energie in Vor- und Rücklauf ist über Bypässe am Ende des Fernwärmenetzes ebenfalls möglich. Durch diese Maßnahme erhöht sich bei der Ausspeicherung auch die Rücklaufftemperatur zum Heizwerk. Dies führt einerseits zu einer Reduzierung der geothermischen Leistung, jedoch kann die benötigte Vorlaufftemperatur nach dem Wärmeübertrager besser erreicht werden. Dies verzögert wiederum die Zuschaltung der Ergänzungsheizung. Voraussetzung hierbei ist jedoch dass das Fernwärmenetz ausschließlich über geothermische Energie sehr effizient beladen wurde, da ansonsten im Grunde ebenfalls eine Verdrängung geothermischer Energie erfolgt. Soll der Rücklauf als Speicher mitgenutzt werden, so ist es bei der Einspeicherung über die geothermischen Wärmeübertrager erforderlich den Massenstrom im Fernwärmenetz zu erhöhen. Unter der Annahme von konstanten Rücklaufftemperaturen aus dem Fernwärmenetz führt diese Begebenheit neben niedrigeren Vorlaufftemperaturen am Wärmeübertrager und höheren Netzverlusten auch zu einem höheren Aufwand für Pumpenergie. Theoretisch wäre diese Betriebsweise in bestimmten Situationen (z. B. Nachtbetrieb bei ausschließlichem Betrieb des geothermischen Wärmeübertragers unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze) denkbar, wenn durch die Erhöhung des Massenstromes nicht die Ergänzungsheizung aktiviert und gleichzeitig eine gute Fördereffizienz erreicht wird. Dadurch dass sich eine Veränderung des Massenstromes mit Schallgeschwindigkeit auf das Netz auswirkt kann es bei der Rücklaufladung zu einer ungewollten Unterschreitung der Solltemperaturen nach dem geothermischen Wärmeübertrager kommen, was nach entsprechender Zeitverzögerung ( $K_s$ -Wert) zur Zuschaltung der Ergänzungsheizung führt. Die Netzeinspeicherung in Vor- und Rücklauf über Veränderungen des Massenstromes müsste deshalb in Abhängigkeit der Parameter am geothermischen Wärmeübertrager koordiniert erfolgen. Die Einspeicherung in den (Vor- und) Rücklauf des Fernwärmenetzes ist, wie bereits erwähnt, nur sinnvoll wenn die Einspeicherung durch geothermische Energie erfolgt. Für das primäre Ziel, die Einspeicherung der überschüssigen Energie der Ergänzungsheizung, eignet sich die Einspeicherung über Temperatursprünge im Vorlauf am besten. Im Folgenden wird deshalb ausschließlich auf die Speicherung im Vorlauf und die daraus resultierenden Auswirkungen auf die Effizienz der Anlage eingegangen.

#### 2.5.2.1 Auswirkungen an den Hausanschlussstationen

Je nach Auslegung der Hausanschlussstationen kann durch eine höhere Fernwärme-Vorlaufftemperatur eine Absenkung der Fernwärmerücklaufftemperatur erreicht werden, da für

die Beheizung eines Gebäudes die von der Systemtechnik und Gebäudephysik beeinflusste mittlere logarithmische Temperaturdifferenz der wärmeübertragenden Fläche ausschlaggebend ist. Abbildung 15 wurde unter der Annahme eines in Abhängigkeit des Massenstromes veränderbaren k-Wertes der Hausanschlussstation erstellt (siehe Modellierung Kapitel 5.4).

Erfolgt die wärmetechnische Versorgung eines Gebäudes mit einer Heizkörperheizung (Vorlauftemperatur 75 °C, Rücklauftemperatur ca. 51 °C, Auslegungsleistung 20 kW) und einer Trinkwarmwasserversorgung mit Speicher (Vorlauftemperatur 75 °C, Rücklauftemperatur 55 °C, Auslegungsdauerleistung 0,5 kW), so ergibt sich als benötigte Wärmeleistung im Auslegungsfall an der Hausanschlussstation 20,5 kW. Der Heizkörperkreis gibt hierbei die Sollwerttemperatur des Vorlaufs nach der HAST mit 75 °C vor. Die Hausanschlussstation wird im ersten Fall mit einer Fernwärme-Vorlauftemperatur von 80 °C versorgt. Die Rücklauftemperatur auf der Fernwärmeseite ergibt sich dabei bei einem Massenstrom von 705 kg/h mit 55 °C. Über die HAST werden auf Kundenseite 710 kg/h umgewälzt. Die HAST hat im Auslegungsfall einen k-Wert von 3610 W/m<sup>2</sup>/K bei einer Fläche von 1,25 m<sup>2</sup> und einer logarithmischen Temperaturdifferenz (LMTD) von

$$LMTD = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}}\right)} = 4,5 \text{ K.} \quad (2)$$

Mit  $\Delta\vartheta_{gr}$  wird dabei die maximale Temperaturdifferenz zwischen der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{11}$  abzüglich der Austrittstemperatur  $\vartheta_{22}$  bzw. zwischen der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{21}$  abzüglich der Austrittstemperatur  $\vartheta_{12}$  bestimmt. Die kleinere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{kl}$  entspricht folglich der minimalen Temperaturdifferenz der genannten Ein- und Austrittstemperaturen.

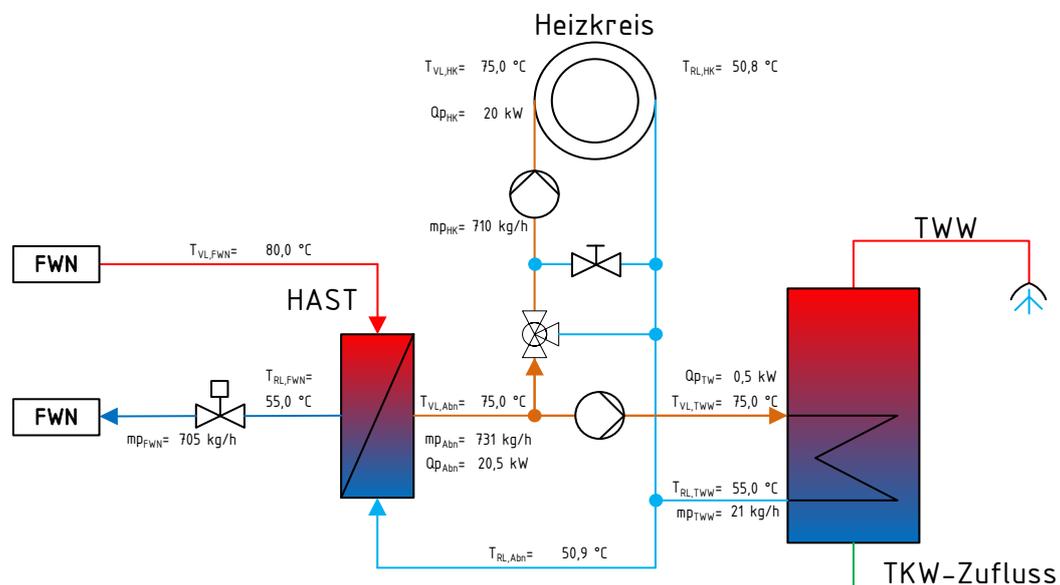


Abbildung 15: Beispielhafte Temperaturen, Massenströme und thermische Leistungen an einer Hausanschlussstation in einem Einfamilienhaus mit einem Heizkreis (Heizkörperheizung) und einem Trinkwasserspeicher.

Wird nun die Vorlauftemperatur auf der Fernwärmeseite um 5 K auf 85 °C erhöht, so kann der Fernwärmemassenstrom auf 546 kg/h abgesenkt werden. Dabei reduziert sich die Rücklauftemperatur des Kunden auf der Fernwärmeseite auf 52,7 °C. Rücklauftemperaturen zum

Heizwerk können folglich durch die Anhebung der Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz reduziert werden. Die Erfahrungen aus dem Forschungsprojekt in [12] zeigen, dass im praktischen Betrieb bei überlagerten Rücklauftemperaturen der Hausanschlussstationen eine Anhebung der Vorlauftemperatur um 5 K auf 85 °C etwa eine Absenkung der Rücklauftemperatur zum Heizwerk um 1 K bewirkt. Aufgrund der sehr individuellen Struktur der unterschiedlichen Fernwärmenetze, den individuellen Wärmeabnahme-, Regel- und Konstruktionseigenschaften der Hausübergabestationen und nicht zuletzt den im Betrieb wechselnden Massenströmen im Fernwärmenetz kann eine allgemeine Aussage zu Temperaturveränderungen des Rücklaufs aufgrund Temperatursprüngen im Vorlauf nicht pauschal getroffen werden.

### 2.5.2.2 Auswirkungen auf die elektrische Leistungsaufnahme der Netzpumpen

Der durch die erhöhte Temperaturdifferenz reduzierte Pumpenaufwand lässt sich in der Theorie näherungsweise über die Proportionalitätsgesetze errechnen. Das über die Energiegleichung berechnete Verhältnis der Massenströme

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{\frac{\dot{Q}_1}{c \cdot \Delta\vartheta_2}}{\frac{\dot{Q}_2}{c \cdot \Delta\vartheta_1}} \approx \frac{\Delta\vartheta_2}{\Delta\vartheta_1} = 0,81 \quad (3)$$

ergibt somit eine Reduzierung der Antriebsenergie auf

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}\right)^3 = 0,8^3 = 0,51 \text{ (51 \%)} \quad (4)$$

Hierbei bezieht sich der Indizes 2 auf das jeweilige Formelzeichen nach der Temperaturreduzierung, der Indizes 1 bezieht sich auf das jeweilige Formelzeichen vor der Temperaturreduzierung. Weiter entspricht  $\dot{m}$  dem Massenstrom,  $\dot{Q}$  der Wärmeleistung,  $c$  der spezifischen Wärmekapazität,  $\Delta\vartheta$  der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf und  $P$  der elektrischen Antriebsleistung der Pumpe.

Bei der Analyse der Anlagenkomponenten konnte festgestellt werden, dass dieses Verhältnis weiter deutlich vom Wirkungsgrad der jeweiligen Pumpe in den verschiedenen Lastfällen abhängig ist und somit die in Gleichung (4) angegebenen 51 % in der Praxis nicht erreicht werden. Eine Reduzierung der elektrischen Leistungsaufnahme der Netzpumpen bei einer Reduzierung des Massenstromes von 90 kg/s auf 72,9 kg/s im Fernwärmenetz konnte mit ca. 24 kW ermittelt werden. Die durch die angehobene Netzvorlauftemperatur erhöhte Spreizung an der Hausanschlussstation führt somit bei Erreichen der Hausanschlussstation direkt zu einer Reduzierung der elektrischen Leistungsaufnahme der Netzpumpen.

### 2.5.2.3 Speicherfähigkeit und Wärmeverluste des Fernwärmenetzes

Die Netzspeicherleistung kann nach Groß [45] vereinfacht über einen bestimmten Zeitraum nach folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{Q}_{NSP,Anf \ amp} = \dot{Q}_{HW,f} \cdot \left( \frac{\vartheta_{VL}^* - \vartheta_{RL}}{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}} - 1 \right) \quad (5)$$

$\dot{Q}_{HW,f}$  ist die über den Betrachtungszeitraum gemittelte Leistung des Heizwerkes.  $\vartheta_{VL}$  bzw.  $\vartheta_{VL}^*$  sind die Temperaturen vor und nach der Temperaturerhöhung,  $\vartheta_{RL}$  ist die Rücklaufftemperatur des Fernwärmenetzes. Wird die Ergänzungsheizung nun bei der geothermischen Leistungsgrenze von ca. 9,1 MW und einer Rücklaufftemperatur von 55 °C mit einer Mindestleistung von 2,0 MW zugeschaltet, so kann die Netzspeicherleistung bei einer Erhöhung der Vorlaufftemperatur von 80 °C auf 85 °C mit ca. 2,7 MW ermittelt werden. Eine Mindestleistung der Ergänzungsheizung von 2,7 MW kann also mit einer Temperaturerhöhung von 5 K im Netz gepuffert werden. Die vom Netzvorlauf speicherbare Energiemenge kann über das Volumen des Fernwärmewassers bestimmt werden. Bei der Vorlauflänge von 30 km mit DN 250 ergibt sich ein Wasservolumen von 1598 m<sup>3</sup>. Durch den Vorlaufftemperatursprung von 5 K über 20 Minuten ergibt sich eine Speicherkapazität im Vorlauf von 3,1 MWh. Ein vergleichbarer Wärmespeicher im Heizwerk müsste bei einer Temperaturdifferenz von 35 K bereits 76 m<sup>3</sup> Wasservolumen aufweisen.

Die Berechnung der Netzverluste kann nach Obernberger et al. [46] über

$$d\dot{Q}_{FWN} = S \cdot \lambda_E \cdot [(\vartheta_{VL} - \vartheta_{EO}) + (\vartheta_{RL} - \vartheta_{EO})] \cdot dt \quad (6)$$

mit

$$S = \left[ \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \cdot a \cdot \tan \left( \frac{a \cdot \lambda_E}{h \cdot \lambda_{WD}} \right) \right] \cdot \frac{2\pi}{\frac{\lambda_E}{\lambda_{WD}} \cdot \ln \left( \frac{d_a}{d_i} \right) \cdot \operatorname{acosh} \left( \frac{2h}{d_a} \right)} \quad (7)$$

erfolgen. Hierbei bezeichnen  $\vartheta_{VL}$  und  $\vartheta_{RL}$  die Temperaturen im Fernwärmenetz,  $\vartheta_{EO}$  die Temperatur an der Erdoberfläche,  $\lambda_E$  und  $\lambda_{WD}$  die Wärmeleitkoeffizienten des Erdreichs und der Wärmedämmung,  $d_a$  und  $d_i$  die Durchmesser der Wärmedämmung außen und innen,  $h$  die Verlegetiefe und  $a$  den Mittelpunktabstand der beiden Rohre.

Für eine Netzlänge von 10 km würden sich bei Normalbetrieb mit Temperaturen von 80/55 °C für einen Netzdurchmesser von DN 250 (Standardrohr Isoplus) und Temperaturen an der Erdoberfläche von 8 °C Verluste in Höhe von etwa 613 kW ergeben. Bei Temperaturen von 85/54 °C im Gesamtnetz, und im Weiteren gleichen Randbedingungen, würden sich Verluste von 634 kW ergeben. Unter der Annahme, dass die Geothermieanlage erst beim Zuschalten der Ergänzungsheizung die Vorlaufftemperatur erhöht, müssten bei einem Nutzungsgrad der Ergänzungsheizung von 90 % ca. 23 kW der Netzverluste über die Ergänzungsheizung gedeckt werden.

Aufgrund der deutlich größeren Oberfläche eines Fernwärmenetzes erhöhen sich die Verluste im Vergleich zu einem Wärmespeicher bei der Speicherung im Fernwärmenetz signifikant. Während im eingehend genannten Beispiel mit einer Länge des Fernwärmenetzes von 10 km und Temperaturen von 85/54 °C die erhöhten Verluste im Vorlauf mit 21 kW berechnet werden können, kann der Verlust eines Wärmespeichers  $dQ_{Sp}$  mit 75 m<sup>3</sup> über

$$dQ_{Sp} = k \cdot A_{Sp} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \cdot dt \quad (8)$$

berechnet werden. Hierbei bezeichnet  $k$  die Wärmedurchgangszahl der Speicherwand (mit Isolierung) nach Gleichung (9),  $A_{Sp}$  die Oberfläche des Speichers,  $\vartheta_i$  die Temperatur im Speicher,  $\vartheta_a$  die Umgebungstemperatur sowie  $dt$  den betrachteten Zeitraum.

Die Wärmedurchgangszahl ( $k$ ) der Speicherwand wird hierbei vereinfacht über eine ebene Wand mit

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (9)$$

berechnet. Hierbei werden für die beiden Wärmeübergänge an der Innen- ( $\alpha_i$ ) und Außenseite ( $\alpha_a$ ) des Speichers typische Werte nach Netz [47] mit  $\alpha_i = 10.000 \frac{W}{mK}$  und  $\alpha_a = 25 \frac{W}{mK}$  angenommen. Mit  $s_n$  wird die Schichtdicke der Speicherwandung bzw. der Isolierschichtdicke bezeichnet,  $\lambda_n$  bezeichnet die jeweils zur Schicht gehörige Wärmeleitfähigkeit des Materials. Die Oberfläche eines  $75 \text{ m}^3$  großen Wärmespeichers ( $A_{Sp}$ ) beträgt bei einer Höhe von  $7,5 \text{ m}$  und einem Durchmesser von  $3,6 \text{ m}$  ca.  $118 \text{ m}^2$ . Bei Temperaturen von  $85 \text{ °C}$  im Speicher ( $\vartheta_i$ ) und  $20 \text{ °C}$  in dessen Umgebung ( $\vartheta_a$ ) belaufen sich die Verluste des mit  $200 \text{ mm}$  isolierten Wärmespeichers auf ca.  $1,1 \text{ kW}$ . Somit erhöht sich der Verlust des Fernwärmenetzes um den Faktor 18 gegenüber der Speicherung in einem Wärmespeicher.

Nachteilig bei der Netzspeicherung ist jedoch dass die Ein- und Ausspeicherung ausschließlich von den Temperaturen im Netz abhängig ist und somit nicht direkt gesteuert werden kann. Ist beispielsweise das Netz auf  $85 \text{ °C}$  aufgeheizt, und wird mit  $80 \text{ °C}$  die geforderte Temperatur am Fernwärmeeintritt noch erreicht, erfolgt trotzdem unweigerlich eine eigentlich nicht benötigte Ausspeicherung aus dem Netzspeicher. Eine aktiv kontrollierbare Ein- und Ausspeicherung von Energie in Fernwärmenetzen analog zu einem konventionellen Heißwasserspeicher ist folglich nicht möglich.

#### 2.5.2.4 Gesamtauswirkungen in der Anlage und Schlussfolgerungen zur Netzspeicherung

Nachfolgend sollen die Auswirkungen einer Erhöhung der Temperatur aufgrund der Zuschaltung der Ergänzungsheizung (Betriebszeit der Ergänzungsheizung  $1,5$  Stunden) über einen Zeitraum von  $3$  Stunden betrachtet werden. Um die Ausführungen zu vereinfachen, umfasst die hierzu betrachtete Anlage dabei das Heizwerk mit allen zugehörigen Komponenten, ein  $10 \text{ km}$  langes Fernwärmenetz und letztlich einen Kunden am Ende des Fernwärmenetzes. Durch die Strömungsgeschwindigkeit von  $1,85 \text{ m/s}$  im Fernwärmenetz erreichen Temperatursprünge im Vorlauf den Abnehmer verlustfrei nach etwa  $1,5$  Stunden. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  schaltet aufgrund der unterschrittenen Temperatur im Vorlauf des Heizwerkes die Ergänzungsheizung zu. Dabei erhöht sich die Temperatur im Vorlauf des Heizwerkes sprunghaft auf  $85 \text{ °C}$ . Auswirkungen an der Hausanschlussstation sind zu diesem Zeitpunkt noch nicht bemerkbar. Das Netz wird in der Folge bei gleichbleibendem Massenstrom über den Zeitraum von  $1,5$  Stunden im Vorlauf mit fossiler Energie beladen.

Erreicht nun nach  $t = 1,5$  Stunden die erhöhte Temperatur von  $85 \text{ °C}$  den Abnehmer, so senkt sich die Rücklauftemperatur nach der HAST um  $1 \text{ K}$  auf  $54 \text{ °C}$ . Durch die höhere Temperaturdifferenz beim Abnehmer schließen die Ventile an der Hausübergabestation (bei gleichbleibender Leistungsanforderung des Abnehmers) und drosseln den Massenstrom dabei von  $90 \text{ kg/s}$  um den Faktor  $0,81$  (Gleichung (3)) auf  $72,9 \text{ kg/s}$ . Da sich die Auswirkungen einer Veränderung des Massenstromes mit Schallgeschwindigkeit in der Gesamtanlage verbreiten, reduziert sich in dieser Situation die Leistung des geothermischen Wärmeübertragers. Dies kann theoretisch als eine Art Verdrängung der Geothermie angesehen werden, jedoch muss dabei auch bedacht werden, dass sich durch die Reduzierung des Massenstromes auch die Ergänzungsheizung unter Umständen nicht frühzeitig zuschaltet. Weiterführend sollen nun die

Auswirkungen eines veränderten Anlagenbetriebs durch eingehend erläuterte Situation nach  $t = 1,5$  Stunden bei veränderten Anforderungen durch den Abnehmer diskutiert werden. Durch die veränderten Anforderungen des Abnehmers variiert in diesen Ausführungen der Massenstrom im Fernwärmenetz. Dadurch kann die geothermische Leistungsgrenze über- oder unterschritten bzw. auch direkt erreicht werden.

Situation 1: Befindet sich die Anlage nach  $t = 1,5$  Stunden deutlich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze (Vorlauftemperatur Heizwerk =  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) so könnte der geothermische Wärmeübertrager die vom Kunden benötigte Leistung bei geringerer Temperaturdifferenz im Fernwärmenetz unter Umständen durch Erhöhung des thermalen Massenstromes eigenständig bereitstellen. Die geothermische Leistung wird in dieser Situation folglich mit der im Netz eingespeicherten, fossilen Leistung substituiert. Die Folge bei Betrieb mit  $89\text{ kg/s}$  (statt  $75\text{ kg/s}$ ) im Fernwärmenetz wäre eine höhere Leistungsaufnahme der Tauchkreiselpumpe um ca.  $130\text{ kW}$ . Diese erhöhte elektrische Leistung ist jedoch gegenüber der substituierten Leistung der Ergänzungsheizung mit ca.  $1350\text{ kW}$  aus dem geothermischen Wärmeübertrager eindeutig vorteilhaft zu bewerten. In dieser Situation wird folglich die geothermische Leistung am Wärmeübertrager zeitversetzt verdrängt.

Situation 2: Direkt an der geothermischen Leistungsgrenze würde sich die Anlage im Normalbetrieb befinden. Die zuvor eingespeicherte Energie der Ergänzungsheizung (abzüglich der Netzverluste) könnte ausgespeichert werden. Elektrische Energie für die Netzpumpen könnte dabei eingespart werden. Insgesamt würde sich als positive Auswirkung die nicht erneute Zuschaltung der Ergänzungsheizung und die damit verbundenen schlechten Wirkungsgrade beim Start zeigen.

Situation 3: Befindet sich die Anlage über der geothermischen Leistungsgrenze, so ist grundsätzlich die Ergänzungsheizung in Betrieb. Eine verbesserte Ausnutzung der geothermischen Leistung ist dabei aufgrund der zum Zeitpunkt  $t = 1,5$  Stunden noch nicht am Wärmeübertrager anstehenden niedrigeren Temperaturen aus dem Fernwärmenetz nicht möglich. Die im Fernwärmenetz eingespeicherte Leistung wird dabei mit der Leistung der Ergänzungsheizung wiederum substituiert. Befindet sich die Ergänzungsheizung unterhalb des Modulationsbereiches kann es an dieser Stelle wiederum zu einer Beladung des Fernwärmenetzes kommen. Neben den gegebenenfalls höheren Netzverlusten entstehen in dieser Situation keine weiteren Nachteile.

Ausgehend vom ursprünglichen Zustand erreicht nun nach  $t = 3$  Stunden die reduzierte Rücklauftemperatur den geothermischen Wärmeübertrager. Beim Abnehmer haben sich zu diesem Zeitpunkt wieder Temperaturen von  $80/55\text{ }^{\circ}\text{C}$  eingestellt. Bezogen auf den Massenstrom im Fernwärmenetz befindet sich die Anlage somit wieder im Normalbetrieb. Um eine Schlussfolgerung zu den Auswirkungen in dieser Situation zu treffen ist auch hier eine Fallunterscheidung notwendig.

Situation 1: Die Anlage befindet sich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze. Der Massenstrom im Fernwärmenetz beträgt  $75\text{ kg/s}$ . Die Temperatur im Vorlauf des Heizwerkes beträgt  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Die niedrige Rücklauftemperatur vor dem geothermischen Wärmeübertrager ( $54\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) benötigt in dieser Situation einen

höheren thermalen Massenstrom um die geforderten 80 °C im Vorlauf zu erreichen. Die Leistungsaufnahme der Tauchkreiselpumpe erhöht sich dabei um etwa 5 kW.

Situation 2: Befindet sich die Anlage direkt an der geothermischen Leistungsgrenze, so führt die niedrigere Temperatur aus dem Fernwärmenetz zu einer früheren Zuschaltung der Ergänzungsheizung. Eine Pufferung der überschüssigen Leistung der Ergänzungsheizung im Netz ist erforderlich. Die zusätzlichen Verluste beim Start der Ergänzungsheizung wirken sich in dieser Situation negativ auf die Effizienz der Anlage aus.

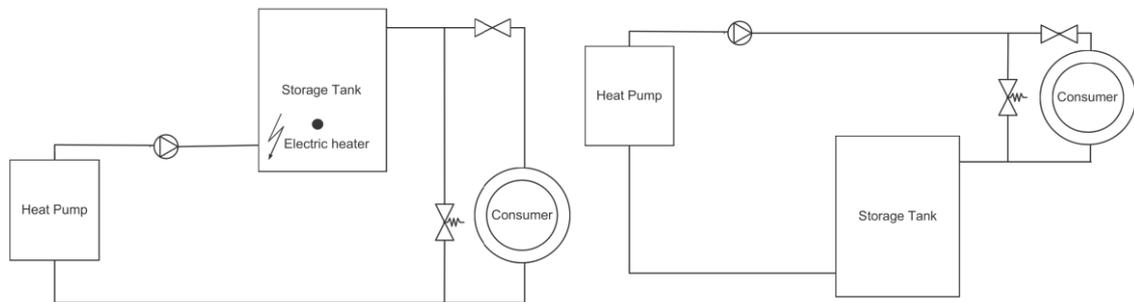
Situation 3: Bei Betrieb der Anlage mit 110 kg/s, Temperaturen beim Abnehmer von 80/55 °C und einer Vorlauftemperatur von 80 °C am Heizwerkaustritt in das Fernwärmenetz kann durch die verbesserte Ausnutzung des geothermischen Potentials eine Reduzierung des Beitrags der Ergänzungsheizung erreicht werden. Bei ansonsten gleichen Randbedingungen können ca. 150 kW fossile Leistung (bezogen auf die „Nutzenergie“ ohne Wirkungsgrad des Kessels) eingespart werden. In dieser Situation entsteht somit ein direkter Vorteil durch die Netzspeicherung.

Zusammenfassend kann also festgehalten werden, dass bei durch die Netzspeicherung bewirkten niedrigeren Temperaturen am geothermischen Wärmeübertrager ( $t = 3,0$  Stunden) Vorteile im Anlagenbetrieb erreicht werden können. Dabei muss die Anlage jedoch über der geothermischen Leistungsgrenze betrieben werden. Befindet sich die Anlage unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze, so entstehen geringfügige Nachteile bei der elektrischen Leistungsaufnahme der Tauchkreiselpumpe. Des Weiteren kann die Zuschaltung der Ergänzungsheizung frühzeitig provoziert werden. Durch die erhöhte Temperaturdifferenz beim Abnehmer reduziert sich bei  $t = 1,5$  Stunden der Massenstrom im Fernwärmenetz, wodurch sich vor allem bei Betrieb der Anlage unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze deutliche Nachteile ergeben, da die zuvor in das Fernwärmenetz fossil eingespeicherte Leistung mit der eigentlich verfügbaren Leistung der geothermischen Wärmeübertrager substituiert wird. Geringfügige Vorteile durch verzögerte Zuschaltung der Ergänzungsheizung ergeben sich direkt an der geothermischen Leistungsgrenze, da in dieser Situation zunächst eine Ausspeicherung der zuvor eingespeicherten Energie erfolgt. Über der geothermischen Leistungsgrenze ist keine wesentliche Beeinflussung des Anlagenbetriebs erkennbar.

Bezüglich der in Kapitel 2.4 genannten Anforderungen an die Hydraulik kann mit den erhöhten Temperaturen im Fernwärmenetz bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung zwar die Verdrängung der Geothermie zum Teil unterbunden werden, jedoch ist eine Regelung der Vorlauftemperatur bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung nicht mehr möglich. Die Speicherung geothermischer Energie im Fernwärmenetz wird aufgrund der nicht regelbaren Ausspeicherung und der unsicheren Auswirkungen auf die Gesamtanlage insgesamt als nicht zielführend bewertet. Vor allem im praktischen Anlagenbetrieb mit überlagernden Anlagenzuständen erscheint eine Prognose der Auswirkungen nicht möglich. Grundlegend sollte daher die Konzeption der Hydraulik bereits auf die Anforderungen der Geothermie zugeschnitten werden. Mit der optimalen Einbindung eines thermischen Speichers kann, neben den signifikant niedrigeren Wärmeverlusten ein definierter Anlagenbetrieb erreicht sowie auch der Anteil der geothermischen Energie gegenüber dem Anteil der Ergänzungsheizung ggf. weiter erhöht werden.

## 2.5.3 Einbindung technischer Speicher

Ein weiterer möglicher Lösungsansatz stellt die Einbindung eines technischen Speichers dar. Technische Speicher werden vor allem in der Wärmepumpentechnik verwendet um die Mindestumlaufwassermenge der Wärmepumpe während deren Mindestlaufzeit sicherzustellen.



**Abbildung 16:** Einbindung technischer Speicher in Wärmepumpensysteme nach Floss [48]. Die linke Darstellung zeigt die serielle Einbindung in den Vorlauf nach der Wärmepumpe, die rechte Darstellung zeigt die serielle Einbindung eines technischen Speichers in den Rücklauf vor der Wärmepumpe.

Abbildung 16 zeigt zwei der in der Wärmepumpentechnik üblichen Einbindungen eines technischen Speichers. Beide Optionen sind generell vergleichbar mit der Einspeicherung von Energie in das Fernwärmenetz. Links ist der technische Speicher in Reihe im Vorlauf eingebunden. Für Wärmepumpen bietet es den Vorteil, dass dabei eine Ergänzungsheizung (in der Darstellung ein elektrischer Heizstab) die Wärmepumpe unterstützen kann. Diese Konfiguration ist in der Geothermie jedoch nicht denkbar, da der Speicher nur als Verzögerungsspeicher wirksam wäre und bei den hohen Massenströmen in der Geothermie somit extrem große Speicher notwendig wären. Des Weiteren ist es bei dieser Einbindung nicht möglich den Speicher von oben zu beladen, was folglich eine Temperaturschichtung und somit effiziente Nutzung des Speichers unterbindet. In der rechten Darstellung ist der Speicher in Reihe im Rücklauf eingebunden. Der Speicher kann hier zwar die überschüssige Wärme des Hauptwärmeerzeugers über den Bypass aufnehmen, jedoch muss für die Einspeicherung der Massenstrom über den Wärmeübertrager erhöht werden. Dies führt ähnlich wie bei der Speichernutzung des Vor- und Rücklaufs des Fernwärmenetzes zu den bereits diskutierten Vor- und Nachteilen bei der Ein- und Ausspeicherung.

Ein technischer Speicher, als eine Art hydraulische Weiche zu der Ergänzungsheizung parallel eingebunden (siehe Abbildung 17), kann das Problem der Verdrängung der Geothermie gänzlich unterbinden. Die Regelung der Vorlauftemperatur über den Fühler T-201 kann dabei über das Dreiwegeregelventil (V-201) im Vorlauf erfolgen. Durch das Dreiwegeregelventil wird der Massenstrom aufgeteilt, so dass die überschüssige Energie bei Betrieb der Ergänzungsheizung in den Speicher eingespeichert wird. Ist der Speicher beladen und wird vom übergeordneten MSR-System die Zuschaltung der Ergänzungsheizung angefordert, so kann die zuvor eingespeicherte Energie zuerst ausgespeichert werden, wodurch sich eine Zuschaltung der Ergänzungsheizung verzögern lässt.

Ausgehend von einer Leistung von 10 MW der Ergänzungsheizung und einer Temperaturdifferenz von 12 K (90 - 78 °C) müsste der Speicher in Abbildung 17 abhängig vom Modulationsbereich der Brenner eine Größe von bis zu 72 m<sup>3</sup> aufweisen, um in der Mindestlaufzeit die Mindestleistung des Kessels vollständig kompensieren zu können. Wird ein Speicher mit dieser Größe eingebunden, so stellt sich die Frage, ob durch eine verbesserte hydraulische Einbindung

zugleich die Speicherung geothermischer Energie zur Lastspitzenabdeckung möglich ist. Die beiden Forderungen nach geregelter Vorlauftemperatur und Unterbindung der Verdrängung der Geothermie können mit der Einbindung eines technischen Speichers bereits erfüllt werden.

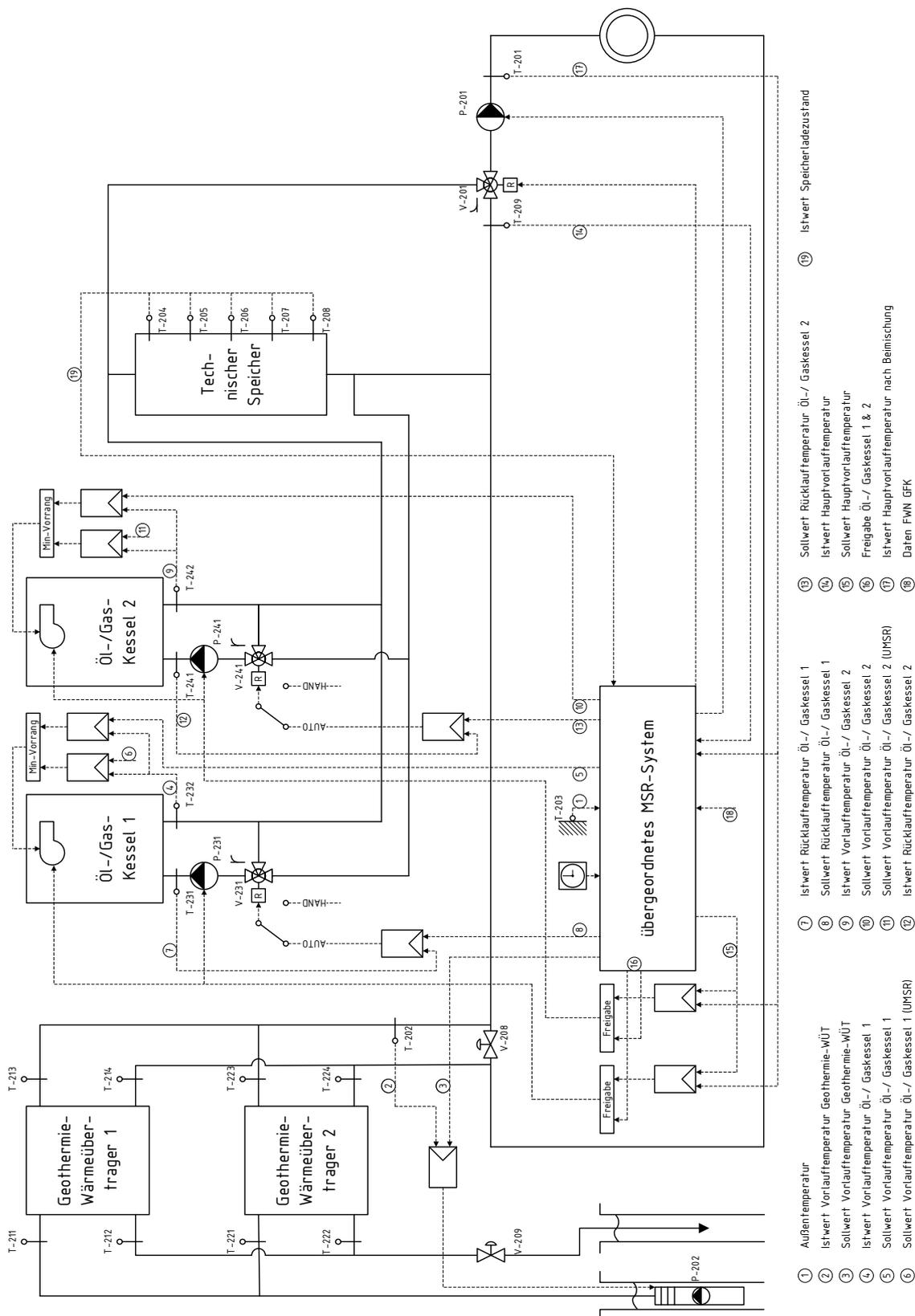


Abbildung 17: Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines technischen Speichers bei der Ergänzungsheizung. Der Speicher wird dabei zwischen Vor- und Rücklauf der Ergänzungsheizung eingebunden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegeregelventil (V-201) geregelt werden.

#### 2.5.4 Parallele Speichereinbindung

Abbildung 18 zeigt die Standardschaltung nach Hammerschmid [22] mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischen Speicher. Werden durch die Wärmeerzeuger und den Speicher höhere Temperaturen bereitgestellt als vom Fernwärmenetz benötigt, so kann durch die Regelung des Dreiwegeregelventils (V661) die Vorlauftemperatur begrenzt werden. Bei der Speicherladung kann die nicht für das Fernwärmenetz benötigte Energie über die jeweiligen Pumpen am Wärmeerzeuger in den Speicher geladen werden. Steigt die Anforderung durch die Verbraucher über die maximale Leistung der Holzessel, so wird nach Freigabe durch die Regelung Energie aus dem beladenen Speicher dem Fernwärmenetz zugeführt. Der Volumenstrom der Pumpen an den Holzesseln ist hierbei bereits auf dem Maximalwert. Der höhere Massenstrom der Netzpumpen entlädt somit den Speicher. Der Speicherladezustand wird über fünf Temperaturfühler (T671 bis T675) im Speicher erfasst und geregelt. Der wesentliche regelungstechnische Unterschied zur hydraulischen Schaltung in Abbildung 14 (Bivalente Mehrkesselanlage in Serienschaltung ohne Speicher) ist, dass der Speicherladezustand anstatt der Vorlauftemperatur (T652) nach beiden Holzesseln zur Führung der beiden Holzessel herangezogen wird. Durch eine Abweichung des Soll-Speicherladezustands vom Istwert kann eine Leistungsanpassung der Wärmeerzeuger erfolgen. Der sinkende Speicherladezustand bewirkt hierbei zunächst eine Erhöhung des Massenstromes über den jeweiligen Wärmeerzeuger. Die Feuerungsleistung des Wärmeerzeugers wird dann letztlich aufgrund der sinkenden Vorlauftemperatur nach dem Wärmeerzeuger angepasst.

Eine weitere Möglichkeit zur parallelen Einbindung eines sensiblen Speichers in einem geothermischen Heizwerk wird in Abbildung 19 dargestellt. Das System der gleichzeitigen Be- und Entladung über die Netzpumpen wurde dabei von Meuer in [49] vorgestellt. Über die Druckseite der Pumpe kann dabei der Speicher beladen werden, über die Saugseite erfolgt die Entladung. Wichtig bei dieser Einbindung ist, dass die Ergänzungsheizung direkt beim Speicher und nicht beim zentralen Vorlauf angebunden wird. Dadurch kann die Verdrängung der Geothermie deutlich reduziert werden. Bei der Beladung des Speichers wird das Durchgangsregelventil (V-307) geöffnet, das Absperrventil (V-304) bleibt geschlossen. Die Verschaltung der Ventile ändert sich entsprechend bei der Entladung des Speichers. Bei der Entladung des Speichers erfolgt die Temperaturregelung am Heizwerkaustrag über die Drosselung des beigemischten Massenstromes über das Dreiwegeregelventil (V-301). Bei der Beladung des Speichers wird im Fernwärmenetz dieselbe Temperatur wie zum Speicher gefahren. Dadurch verändern sich die Betriebsbedingungen im Netz in Abhängigkeit der Temperaturabweichung.

Die Verdrängung der Geothermie kann mit dieser Lösung nicht vollständig unterbunden werden. Bei Betrieb der Ergänzungsheizung bzw. des Speichers für das Fernwärmenetz muss zwangsweise ein (wenn auch gegenüber der aktuellen Konfiguration bei Betrieb der Ergänzungsheizung unter Mindestleistung kleinerer) Teil-Massenstrom über den Bypass vor dem geothermischen Wärmeübertrager abzweigt werden. Dies führt wiederum zur Reduzierung der geothermischen Leistung. In dieser Betrachtung muss beim Wärmespeicher jedoch unterschieden werden, ob dieser vorher über geothermische Energie oder über die Ergänzungsheizung beladen wurde. Erfolgte die Beladung zuvor mit der Ergänzungsheizung, so kommt es bei der Entladung des Speichers zu einer zeitversetzten Verdrängung der Geothermie. Die vorherige Beladung über den geothermischen Wärmeübertrager ist dabei unkritisch zu sehen, denn dabei wird zeitversetzt geothermische Energie durch geothermische Energie substituiert. Die Substitution von geothermischer Energie erfolgt dabei nicht exakt mit derselben Energie die ausgespeichert

wird, da durch die unsymmetrische Aufteilung der Massenströme nur eine anteilige Verdrängung an den geothermischen Wärmeübertragern stattfindet.

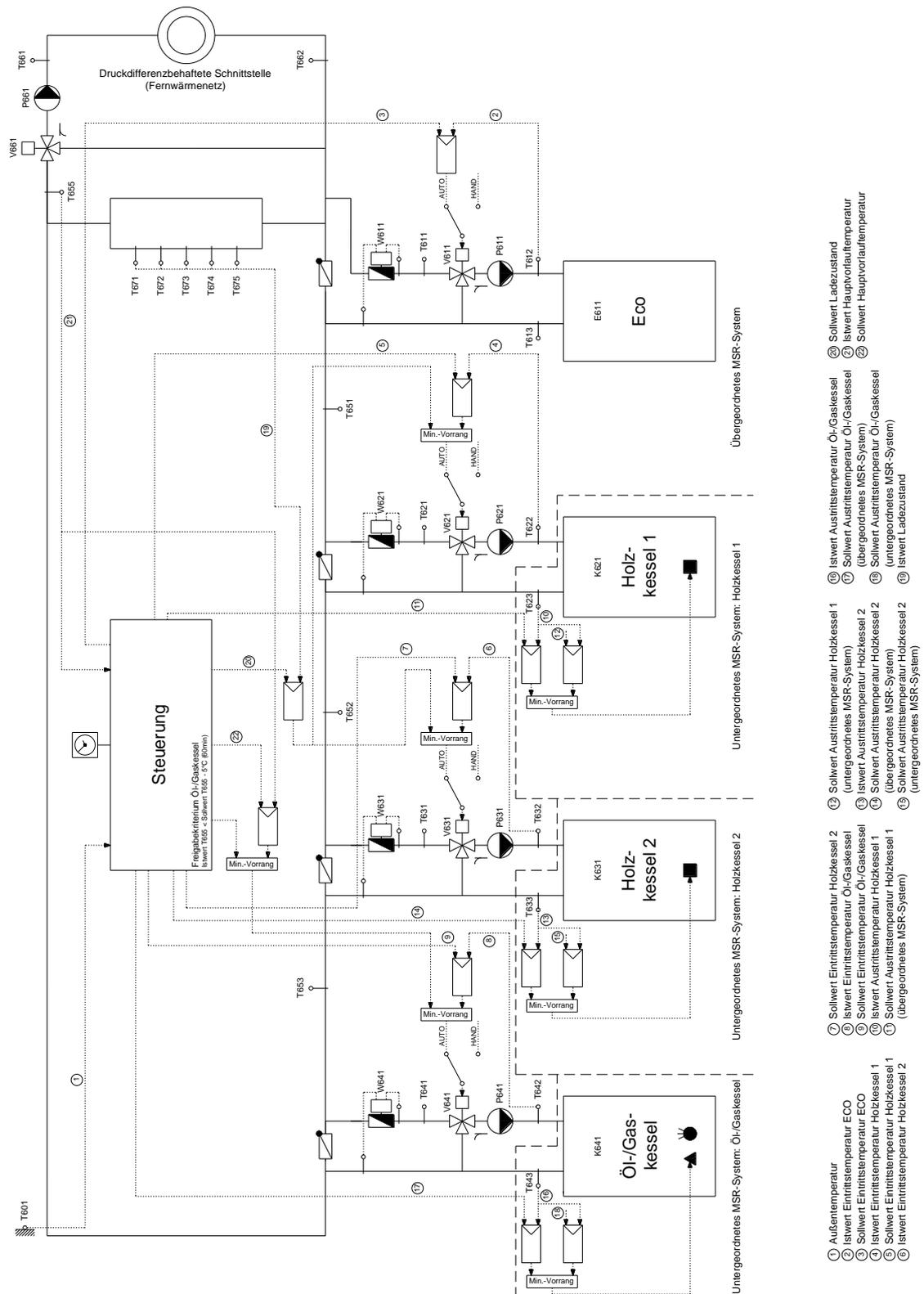


Abbildung 18: Standardschaltung nach Hammerschmid [22] mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischen Speicher. Der parallel eingebundene Wärmespeicher dient zum Ausgleich der Differenzen zwischen Wärmenachfrage und Wärmebereitstellung.

Grundsätzlich muss in dieser Konzeption bei der Speicherladung der Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager erhöht werden. Die Differenz des Massenstromes im Fernwärmenetz zum Massenstrom über den Wärmeerzeuger kann dabei in den Speicher eingebracht werden. Dies stellt einen weiteren Nachteil dar, da der erhöhte Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager zu einer Reduktion der Vorlauftemperaturen zum Speicher führt. Bei der Entladung hingegen reduziert sich der Massenstrom über den Wärmeübertrager um die beigemischte Menge aus dem Speicher. Hierbei erhöht sich, bei gleichzeitig sinkenden exergetischen Verlusten, die Vorlauftemperatur nach dem Wärmeübertrager.

Abbildung 20 zeigt das Ergebnis zu den Voruntersuchungen bezüglich der erreichbaren Temperaturen in einem 100 m<sup>3</sup> großen, ideal geschichteten Speicher (siehe Abbildung 19). Dargestellt ist die Speicherlade- und Entladezeit in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. Links von der Geothermiegrenze kann der Speicher beladen werden, rechts erfolgt die Entladung. Da sich bei der parallelen Beladung die Massenströme im Fernwärmenetz und im Bereich des Wärmeübertragers unterscheiden müssen wird die Beladung mit drei verschiedenen Massenströmen (farbliche Unterscheidung) über den geothermischen Wärmeübertrager dargestellt. Bei den jeweiligen Massenströmen im Fernwärmenetz ergeben sich dadurch drei verschiedene, maximal erreichbare Temperaturen im Speicher. Diese stehen bei verlustfreier Speicherung wiederum für die Entladung zur Verfügung. Durch die unterschiedlichen Temperaturen im Speicher variiert die Entladedauer unter gleichen Randbedingungen.

Die Berechnungen in den Voruntersuchungen zu den jeweiligen Konzepten wurden angelehnt an [1] stationär in verschiedenen Betriebspunkten der Anlage durchgeführt. Die Speicherlade- bzw. Entladedauer eignet sich in diesem Fall, um Aussagen zur Effektivität der Speicherung zu treffen. Je kürzer die Speicherladedauer desto schneller steht der Speicher wieder für die Entladung zur Verfügung. Längere Regenerationszeiten – in denen der Speicher nicht oder nur bedingt wieder für die Entladung zur Verfügung steht – bewirken ebenso längere Laufzeiten für die Tauchkreiselpumpe auf maximaler Drehzahl, welche als Hauptstromverbraucher signifikanten Einfluss auf die Effizienz der Anlage hat. Durch lange Entladedauern kann letztlich die Zuschaltung der Ergänzungsheizung verzögert, und somit deren Anteil an der Energiebereitstellung reduziert werden. Im Umkehrschluss wird dabei der Energieanteil der geothermischen Wärmeübertrager erhöht.

Die stationäre Berechnung einer fiktiven Anlage wurde mit folgenden Randparametern durchgeführt:

- Speicher 100 m<sup>3</sup>, ideal geschichtet
- Rücklauftemperatur Fernwärme: 55 °C
- Vorlauftemperatur Thermalwasser: 85 °C
- Maximaler Thermalwasser-Massenstrom: 75 kg/s
- Sollwerttemperatur Vorlauf Heizwerk: 80 °C
- Berechnung der geothermischen Wärmeübertrager nach Kapitel 5.4
- Maximaler Fernwärmemassenstrom über WÜT: 110 kg/s

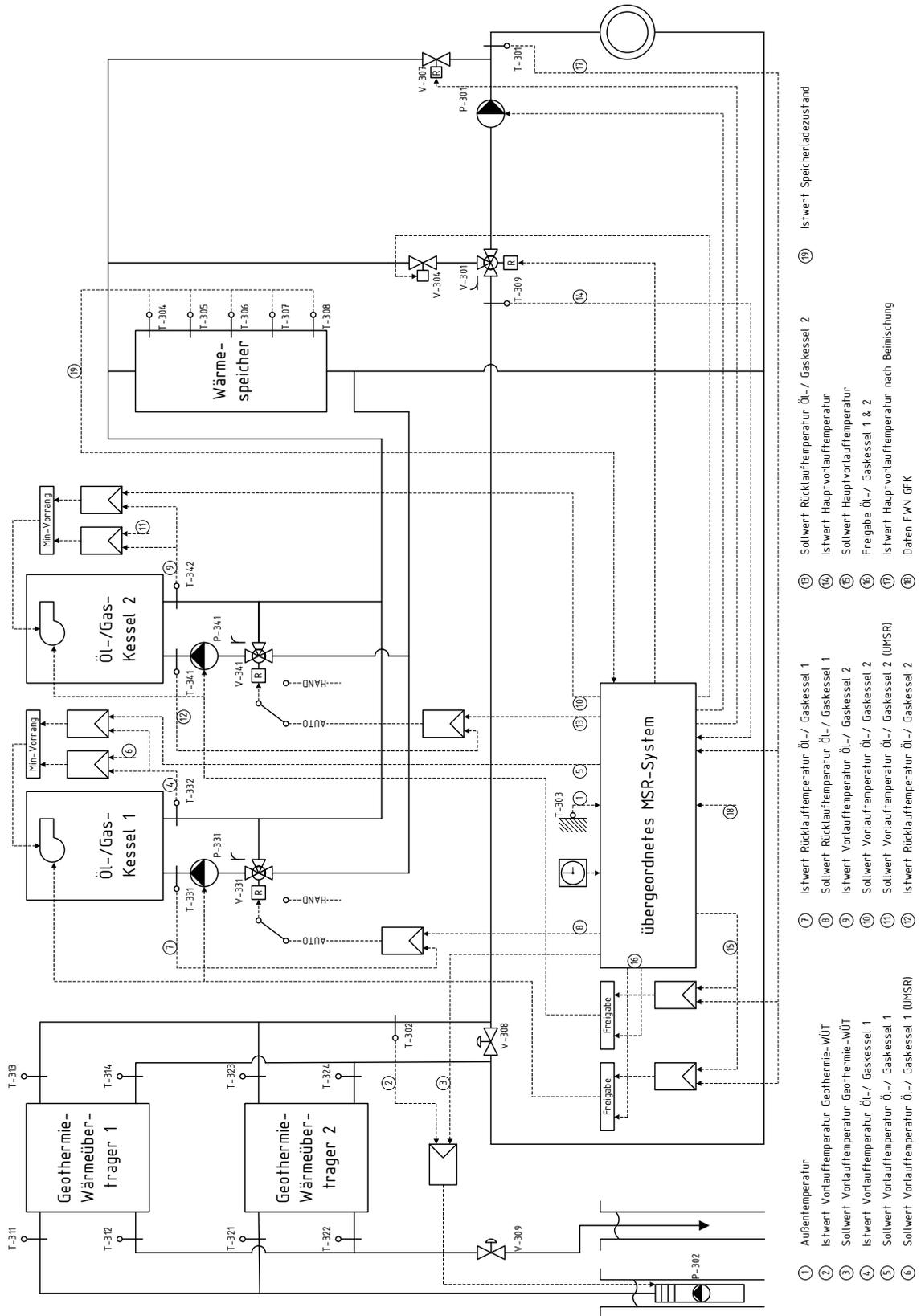


Abbildung 19: Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines parallelen Speichers in einem geothermischen Heizwerk. Der Speicher wird dabei zwischen Vor- und Rücklauf des Heizwerkes und der Ergänzungsheizung eingebunden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegregelventil (V-301) geregelt werden.

Eine Speicherladung kann nach Abbildung 20 bei einem Massenstrom von 60 kg/s im Fernwärmenetz nur erfolgen wenn der Massenstrom über den Wärmeübertrager größer ist (hier dunkelblau dargestellt: „Beladung bei 70 kg/s über WÜT“). Die Speicherladedauer kann bei

dieser Situation mit 2,75 Stunden bestimmt werden. Die maximale Speichertemperatur beträgt dabei 80,5 °C. Höhere Speichertemperaturen können nur mit geringeren Massenströmen über den Wärmeübertrager, also folglich auch bei kleineren Fernwärmemassenströmen erreicht werden. Dabei ergeben sich jedoch auch längere Beladedauern. Wird nun der Speicher mit 80,5 °C bei 90 kg/s im Fernwärmenetz entladen, so kann die Zuschaltung der Ergänzungsheizung um ca. 1,68 Stunden verzögert werden. Bei den genannten 90 kg/s verlängert sich die Entladedauer bei einer Speichertemperatur von 83,6 °C um ca. 22 Minuten. Grundsätzlich kann festgehalten werden, dass bei diesen Randbedingungen erst mit niedrigen Massenströmen über den geothermischen Wärmeübertrager brauchbare Beladetemperaturen und kurze Beladezeiten erreicht werden. Diese Beladetemperaturen haben generell in diesem kleinen Temperaturbereich einen geringen, nach Abbildung 20 mit steigendem Fernwärmemassenstrom bei der Entladung weiter sinkenden Einfluss auf die Entladedauer. Die Speicherladedauer ist mit 2,75 Stunden als verhältnismäßig lange anzusehen, die Speicherentladung mit 1,68 Stunden führt bereits zu einer guten Verzögerung der Ergänzungsheizung.

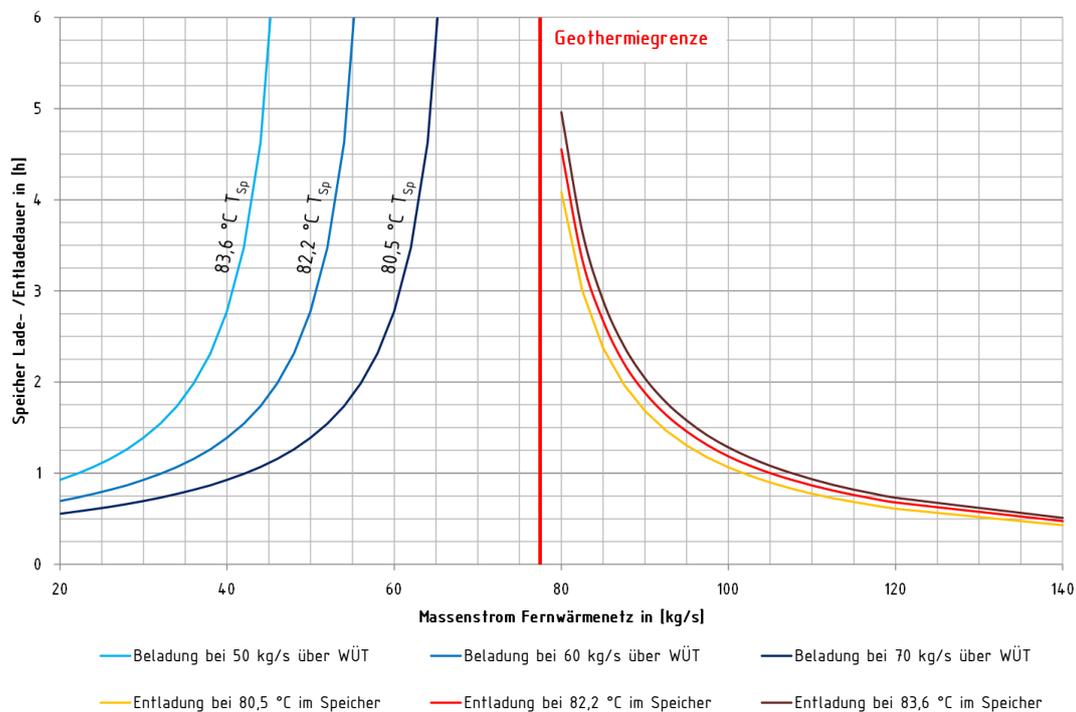


Abbildung 20: Ergebnis zu Untersuchungen der parallelen Speichereinbindung bezüglich der erreichbaren Temperaturen im Speicher, den Speicherladezeiten und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. Die bei der Speicherbeladung in Abhängigkeit des Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager erreichten Beladetemperaturen verursachen unterschiedliche Entladedauern.

### 2.5.5 Serielle Speichereinbindung [12]

Ein weiterer möglicher Lösungsansatz um die Verdrängung der Geothermie zu vermeiden, wurde in Bichler [12] vorgestellt. Im Wesentlichen wird dabei, wie in Abbildung 21 dargestellt, im Bereich der Ergänzungsheizung ein Speicher seriell in den Vorlauf eingebunden. Der Wärmespeicher kann über die entsprechende Verschaltung der Absperrventile über die Geothermie-Wärmeübertrager be- und entladen werden. Bei der Beladung des Speichers sind die beiden Absperrventile V-404 und V-405 geöffnet, die Absperrventile V-402 und V-406 bleiben geschlossen. Bei der Entladung ändert sich die Verschaltung entsprechend. Über das Dreiwegeregelventil V-401 kann bei der Be- und Entladung der Massenstrom über den Speicher

so angepasst werden, dass nach der Beimischung die Vorlauftemperatur im Sollwertbereich liegt.

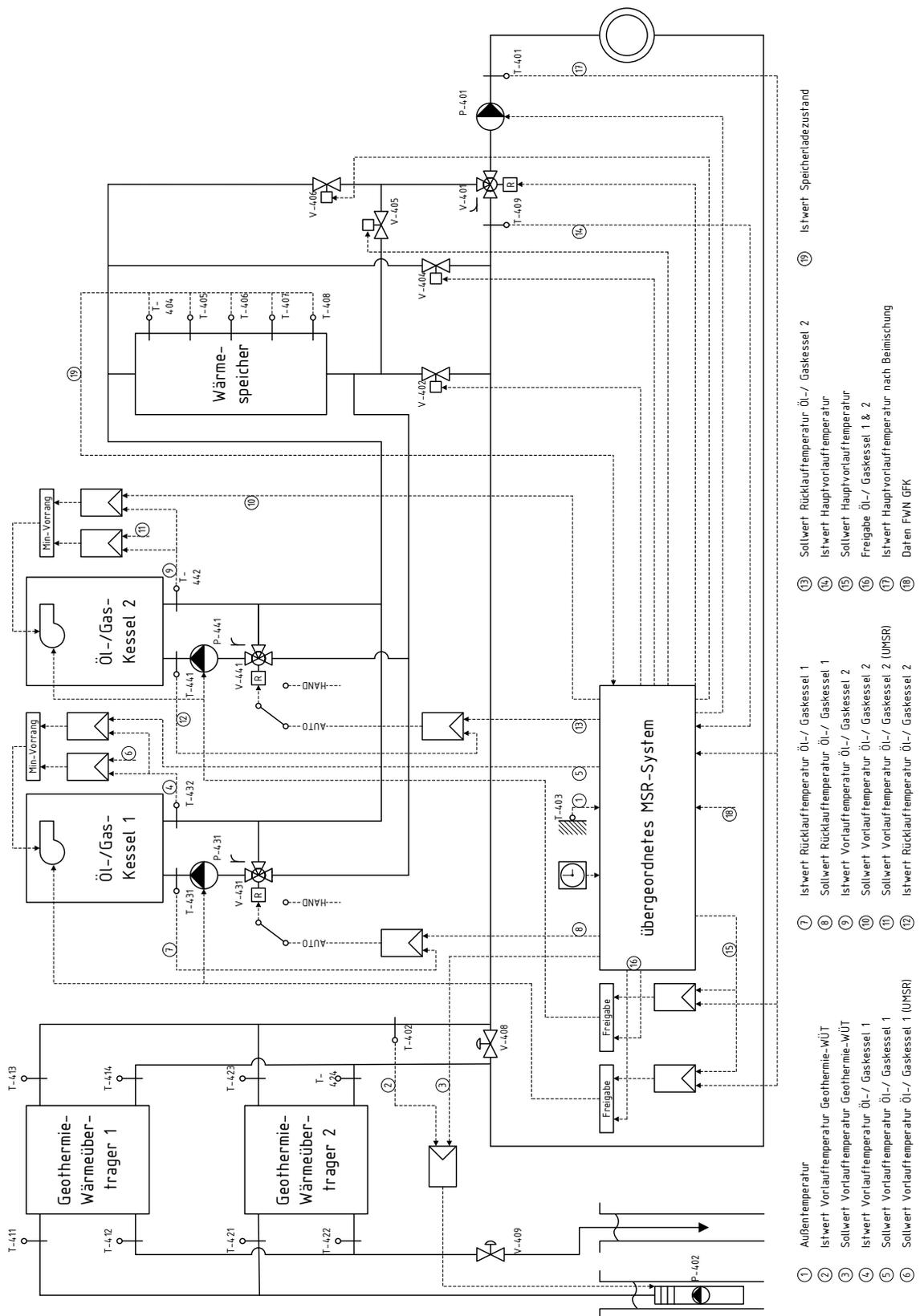
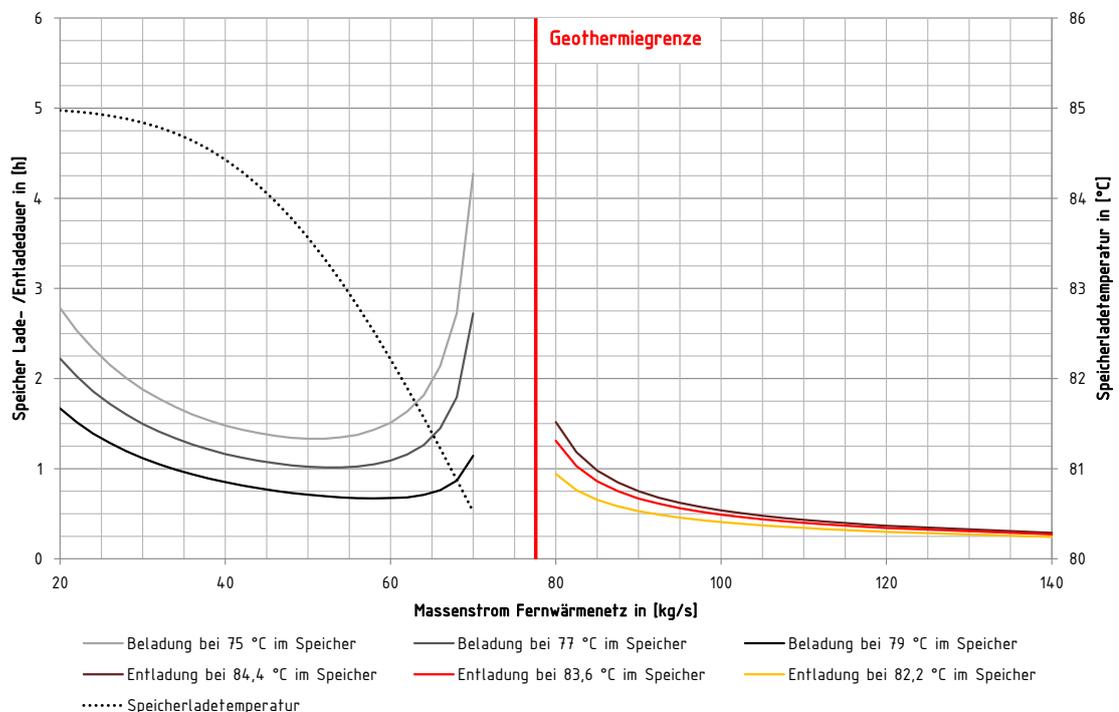


Abbildung 21: Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines in Reihe eingebundenen Speichers in einem geothermischen Heizwerk [12] (modifiziert). Der Speicher wird seriell im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern eingebunden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegregelventil (V-401) geregelt werden.

In geothermischen Heizwerken liefert diese hydraulische Schaltung Vorteile bei der Beladung des Speichers. Die Untersuchungen in Abbildung 22, mit Randbedingungen analog zur parallelen Einbindung aus Kapitel 2.5.4 zeigen, dass in dieser Anlagenkonfiguration sehr kurze Beladeweiten bei hohen Temperaturen im Speicher erreicht werden können. Wird der Speicher beispielsweise mit einer Temperatur nach Entladung von 79 °C bei einem Massenstrom von 60 kg/s im Fernwärmenetz beladen, so beträgt die Beladedauer 0,68 Stunden. Hierbei werden 82,2 °C im Speicher erreicht. Die Beladedauer ist hierbei stark abhängig von der Temperatur im Speicher nach der Entladung. Sinkt diese Temperatur auf 75 °C, so dauert der Beladeprozess bereits 1,5 Stunden. Würde man den Speicher mit dem Fernwärmerücklauf entladen (55 °C im Speicher), so würde die Beladung bei 60 kg/s im Fernwärmenetz bereits 5,73 Stunden in Anspruch nehmen. Die Beimischung aus dem Speicher am Dreiwegregelventil wäre dabei bereits deutlich unterhalb 10 %, wodurch das Ventil V-401 im nicht regelbaren Bereich betrieben wird. Die Folge hieraus wäre eine nicht mehr regelbare, stetig schwankende Vorlauftemperatur während der Beladung. Ein wesentlicher Vorteil dieser Schaltung ist, dass die Verdrängung der Geothermie aufgrund der Zuschaltung der Ergänzungsheizung gänzlich unterbunden werden kann.



**Abbildung 22: Ergebnis zu Untersuchungen der seriellen Speichereinbindung bezüglich der erreichbaren Temperaturen im Speicher, den Speicherladezeiten und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. In Abhängigkeit der Temperaturen vor der Speicherbeladung werden unterschiedliche Beladeweiten erreicht. Zur besseren Vergleichbarkeit der Entladedauern sind die Temperaturen im Wärmespeicher den Temperaturen in Abbildung 20 angepasst.**

Diese hydraulische Einbindung eines thermischen Speichers wird in der Heizungstechnik nicht eingesetzt. Aufgrund der hohen in den unteren Speicherbereich eingebrachten Temperaturen bei der Entladung ist die effektive Speicherkapazität sehr gering. Folglich bleiben die Entladedauern sehr kurz bzw. können akzeptable Entladedauern nur mit extrem großen Speichern erreicht werden. Wird der Speicher bei 90 kg/s im Fernwärmenetz entladen, so beträgt die Entladedauer selbst bei Temperaturen von 84,4 °C im Speicher weniger als 0,75 Stunden. Der Speicher hat aufgrund der hohen Temperaturen nach dem Wärmeübertrager, mit denen er entladen wird eine sehr geringe effektive Speicherkapazität.

Im unteren Bereich des Fernwärmemassenstromes steht generell ein geringer Massenstrom zur Speicherbeladung zur Verfügung. Deshalb steigt die Ladedauer in Abbildung 22 dementsprechend an. Die Charakteristik der Beladekurve im oberen Bereich wird durch den steigenden Massenstrom im Fernwärmenetz bzw. die dadurch sinkende Temperatur nach dem Wärmeübertrager geprägt. Durch die Annäherung der Temperatur nach dem Wärmeübertrager auf den Minimalwert verringert sich der Anteil des Massenstromes der zur Speicherbeladung zur Verfügung steht. Die erreichte Speichertemperatur ist in dieser hydraulischen Konzeption bei maximalem Massenstrom der Tauchkreiselpumpe neben den konstruktiven Eigenschaften des Wärmeübertragers ausschließlich vom Wärmekapazitätsstrom im Rücklauf des Fernwärmenetzes abhängig. Die jeweils erreichte Speichertemperatur kann in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes rechts abgelesen werden. Der Massenstrom über den Wärmeübertrager muss für die Speicherladung in dieser Konstellation nicht erhöht werden. Folglich kann im Gegensatz zur parallelen Einbindung immer die maximal mögliche Speichertemperatur erreicht werden.



## Kapitel 3

### Aufgabenstellung und Methodik

Der aktuelle Stand der Technik für die hydraulische und regelungstechnische Konzeption von geothermischen Heizwerken basiert auf den in Gabathuler [44] und Hammerschmid [22] dargestellten Erfahrungen des Betriebs von Holzheizwerken. Hierbei sind neben dem durch die Hersteller vorgegebenen Mindestmassenstrom für die jeweiligen Wärmeerzeuger Schwankungen des Massenstromes für diese Kesselarten weitgehend irrelevant. Aufgrund der unterschiedlichen Sensibilität welche ein Holzheizkessel bzw. die Niedertemperatur-Geothermie mit den zentralen Wärmeübertragern bei Veränderungen des Massenstromes aufweisen, ist es erforderlich in der Tiefengeothermie neue hydraulische Lösungsansätze zu erarbeiten.

Die Betriebsanalyse in Kapitel 2.3.4 hat gezeigt, dass sich die aktuelle hydraulische Einbindung der verschiedenen Wärmeerzeuger in Verbindung mit der regelungstechnischen Betriebsstrategie speziell bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung nachteilig auf die Effizienz auswirkt. Um diese Verdrängung der Geothermie komplett zu unterbinden, muss ein Wärmespeicher im geothermischen Heizwerk eingesetzt oder das Fernwärmenetz als Wärmespeicher genutzt werden. Die Verdrängung der Geothermie kann über einen Netzspeicher, bei gleichzeitiger Senkung der elektrischen Energie für die Netzpumpen, unterbunden werden. Jedoch die – vor allem im Vergleich zu einem Wärmespeicher – signifikant höheren Netzverluste, die bei der Einspeicherung unregelmäßige Vorlauftemperatur, die schlecht regelbare Speicherung sowie die in Kapitel 2.5.2.4 diskutierte Abhängigkeit der Auswirkungen einer Netzspeicherung vom Anlagenverhalten stellen diese Option aus Sicht des Autors eher als eine vorübergehende oder zusätzliche Lösungsmöglichkeit heraus. Grundsätzlich sollte ein Heizwerk mit der passenden hydraulischen Konzeption in der Lage sein alle auftretenden Betriebszustände eigenständig zu beherrschen. Mit der Einbindung eines technischen Speichers im Heizwerk nach Abbildung 17 können alle technischen Anforderungen an die Hydraulik mit Ausnahme der Speicherung geothermischer Energie erfüllt werden. Vor allem die notwendige Größe eines technischen Speichers und die damit verbundenen Investitionskosten veranlassen hierbei die weitere Betrachtung eines Speichers zur aktiven Ein- und Ausspeicherung geothermischer Energie. Kann mit einem Heißwasserspeicher neben der Verdrängung der Geothermie der Anteil der Ergänzungsheizung durch Substitution mit geothermischer Energie reduziert werden, so kann auch die Wirtschaftlichkeit eines Wärmespeichers erhöht werden.

Für die Speichereinbindung eines sensiblen Wärmespeichers bietet der Stand der Technik (ausgenommen im Bereich der Wärmepumpen bei den technischen Speichern) die parallele Einbindung an. Die parallele Einbindung zeigt in den Untersuchungen (Abbildung 20) neben den niedrigen erreichbaren Temperaturen im Speicher auch verhältnismäßig lange Beladezeiten. Des Weiteren kann die Verdrängung der Geothermie mit der parallelen Einbindung nicht unterbunden werden. Zu nennende Vorteile bei der parallelen Einbindung sind beispielsweise die langen Entladedauern sowie die Regelung der Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz. Die serielle

Speichereinbindung verhält sich diesbezüglich teilweise gegenläufig. Sehr kurze Ladedauern bei hohen Temperaturen im Speicher bringen Vorteile bei der Beladung gegenüber der parallelen Einbindung. Die hohen Temperaturen bei der Beladung können erreicht werden, da bei dieser Schaltung keine Änderung des Massenstromes zur Beladung des Wärmespeichers notwendig ist. Im Gegensatz zur parallelen Einbindung kann bei der Reiheneinbindung die Verdrängung der Geothermie gänzlich unterbunden werden. Die sehr kurzen Entladezeiten sprechen jedoch gegen einen Einsatz dieser Speichereinbindung in geothermischen Heizwerken.

Mit den Optimierungsansätzen nach dem dargestellten Stand der Technik können die gleichzeitig zu erfüllenden **Forderungen** nach **geregelter Vorlauftemperatur** im Fernwärmenetz, der **Unterbindung der Verdrängung der Geothermie** (= Erzeugerbetrieb unabhängig von Übergabezwängen) sowie die **Speicherung geothermischer Energie** nicht zufriedenstellend erfüllt werden. Daher stellt sich weiterführend die Frage wie der hydraulische und regelungstechnische Aufbau eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau konzeptioniert werden kann, um die erforderlichen Betriebsmodi abzudecken, sowie alle an die Hydraulik gestellten Anforderungen zu erfüllen.

Die Zielsetzung der weiteren Arbeit leitet sich aus der Forschungsfrage ab. Es gilt eine Hydraulik zu erarbeiten, welche neben den für den Betrieb notwendigen Modi die diskutierte Problemstellung der Verdrängung der Geothermie weitgehend unterbinden kann. Weiterführend soll eine effiziente Speicherung der geothermischen Energie zur Substitution der fossilen Ergänzungsheizung sowie auch die optimale Regelung der Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz ermöglicht werden. Die erarbeitete Hydraulik wird dann im weiteren Verlauf in Voruntersuchungen analog zu den bisherigen Auswertungen der hydraulischen Optimierungen analysiert, um mögliche Potentiale, Probleme und Risiken aufzudecken.

Um fundierte Aussagen zu den verschiedenen Anlagenkonzepten (Stand der Technik, parallele Hydraulik und hybride Speichereinbindung) zu treffen, werden in **Kapitel 5** individuelle, modular aufgebaute Simulationsmodelle für alle in dieser Arbeit vorgestellten Konzeptionen entwickelt. Eine thermisch-energetische Simulation soll dazu dienen das hydraulische und regelungstechnische Lastverhalten der analysierten Anlagen exemplarisch abzubilden. Hierbei wird das erstellte Modell an die Betriebsbedingungen einer Anlage aus [12] angepasst. Die thermodynamische und physikalische Modellierung der Komponenten wird dabei detailliert vorgestellt. In **Kapitel 6** werden nach der Validierung der Simulationsmodelle die aus der Simulation vorliegenden Lastkurven, Lastgänge und Ergebnisse diskutiert und auf Plausibilität geprüft. Die abschließende Validierung des Simulationsmodells erfolgt anhand der monatlichen Betriebsdaten und ausgewählten Lastgängen eines Heizwerkes.

Im Anschluss an die Validierung wird die Sensitivität verschiedener, durch den Betrieb der Anlagen beeinflussbarer Parameter im Heizwerk mit einer Sensitivitätsanalyse für die jeweiligen Simulationsmodelle geprüft. Die Sensitivitätsanalyse ist dabei ein Indikator für die Wichtigkeit verschiedener Parameter und die daraus folgende Beeinflussung der Komponenten untereinander. In der Sensitivitätsanalyse werden die Auswirkungen auf die Effizienz der Anlage durch die verschiedenen Parametervariationen durch Darstellung der Energiewerte für die Ergänzungsheizung, die geothermischen Wärmeübertrager und die Stromverbraucher (Tauchkreiselpumpe, Netzpumpen und sonstiges) aufgezeigt. Des Weiteren werden für eine erste Identifizierung einer optimierten Anlagenkonfiguration zur jeweiligen hydraulischen Konzeption die Energiekosten und die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen basierend auf den ermittelten Energiewerten dargestellt. Die optimierten Anlagenkonzepte werden abschließend mit

## *Aufgabenstellung und Methodik*

Speichergrößen zwischen 25 und 300 m<sup>3</sup> über ein Jahr simuliert. Eine Konzeptionsempfehlung wird aus den Ergebnissen der Wirtschaftlichkeit sowie der Bewertung der CO<sub>2</sub>-Emissionen über den Betrachtungszeitraum von 20 Jahren bei Umsetzung der verschiedenen hydraulischen Konzepte als Option für den Grundausbau im ersten Jahr bzw. zur Betriebsoptimierung nach erreichter maximaler Anschlussrate gegeben.



## Kapitel 4

# Optimierung der hydraulischen und regelungstechnischen Konzeption

### 4.1 Hybride Speichereinbindung [1]

Das Ziel, alle Anforderungen an die Hydraulik zu erfüllen soll mit der in Abbildung 23 dargestellten Hydraulik erreicht werden. In diesem hydraulischen Ansatz werden die jeweiligen Vorteile der parallelen- und seriellen Einbindung verbunden. In der parallelen Einbindung wird der Speicher über die geöffneten Absperrventile V-502 und V-506 entladen. Alle weiteren Durchgangsventile bleiben bei der Entladung geschlossen. Die anschließende Beladung erfolgt hierbei zweistufig. Zunächst wird der Speicher über die Verrohrung auf der Druckseite der Netzpumpen mit Hilfe der Energie der geothermischen Wärmeübertrager auf ein mittleres Temperaturniveau, welches der Untergrenze des Fernwärmeverlaufs entspricht, geladen. In dieser ersten Beladungsphase, im weiteren Verlauf dieser Arbeit als Low-Ex-Speicherladung bezeichnet, ist das Absperrventil V-502 geöffnet sowie das Durchgangsregelventil V-507 für die Regelung des Massenstromes in den Speicher in Betrieb. Der über die Netzpumpen erzeugte Druck muss dabei über die Regelung des Hubes von Ventil V-507 abgebaut werden. Die abzubauen Druckdifferenz entspricht etwa dem Differenzdruck des Fernwärmenetzes. Übersteigt diese Druckdifferenz die Maximalwertangaben zum Druckverlust über das Durchgangsregelventil, so muss ein Druckregulierventil vor dem Durchgangsregelventil V-507 integriert werden. Übersteigt der maximale, absolute Überdruck an dieser Stelle den maximalen Auslegungsdruck der Komponenten im Heizwerk, so muss nach dem Druckregulierventil zusätzlich ein Sicherheitsdruckbegrenzer (ohne Hilfsenergie) mit einem Sicherheitsventil installiert werden. Mit dieser Kombination können die Komponenten im Heizwerk gegen unzulässigen Überdruck geschützt werden.

Bei der Low-Ex-Speicherladung bleibt nach dem Unterschreiten der geothermischen Leistungsgrenze die Tauchkreislumpumpe auf maximaler Drehzahl. Gleichzeitig erhöhen die Netzpumpen den Massenstrom bis nach dem Wärmeübertrager die Untergrenze der Sollwerttemperatur des Heizwerkvorlaufes (z. B. 79 °C) erreicht wird. Die Differenz aus dem vom Fernwärmenetz benötigten Massenstroms und dem von den Netzpumpen geförderten Massenstrom wird dabei über das Durchgangsregelventil V-507 und Absperrventil V-502 über den Wärmespeicher geführt. Über diese Maßnahme kann der Speicher in kurzer Zeit auf ein mittleres Temperaturniveau regeneriert werden. Als zweite Stufe der Regeneration erfolgt die Hochladung des Speichers auf maximal mögliche Temperaturen über eine serielle Einbindung analog zu Abbildung 21. Diese zweite Ladestufe wird als High-Ex-Speicherladung bezeichnet. Dabei werden in Abbildung 23 die Absperrventile V-504 und V-505 geöffnet.

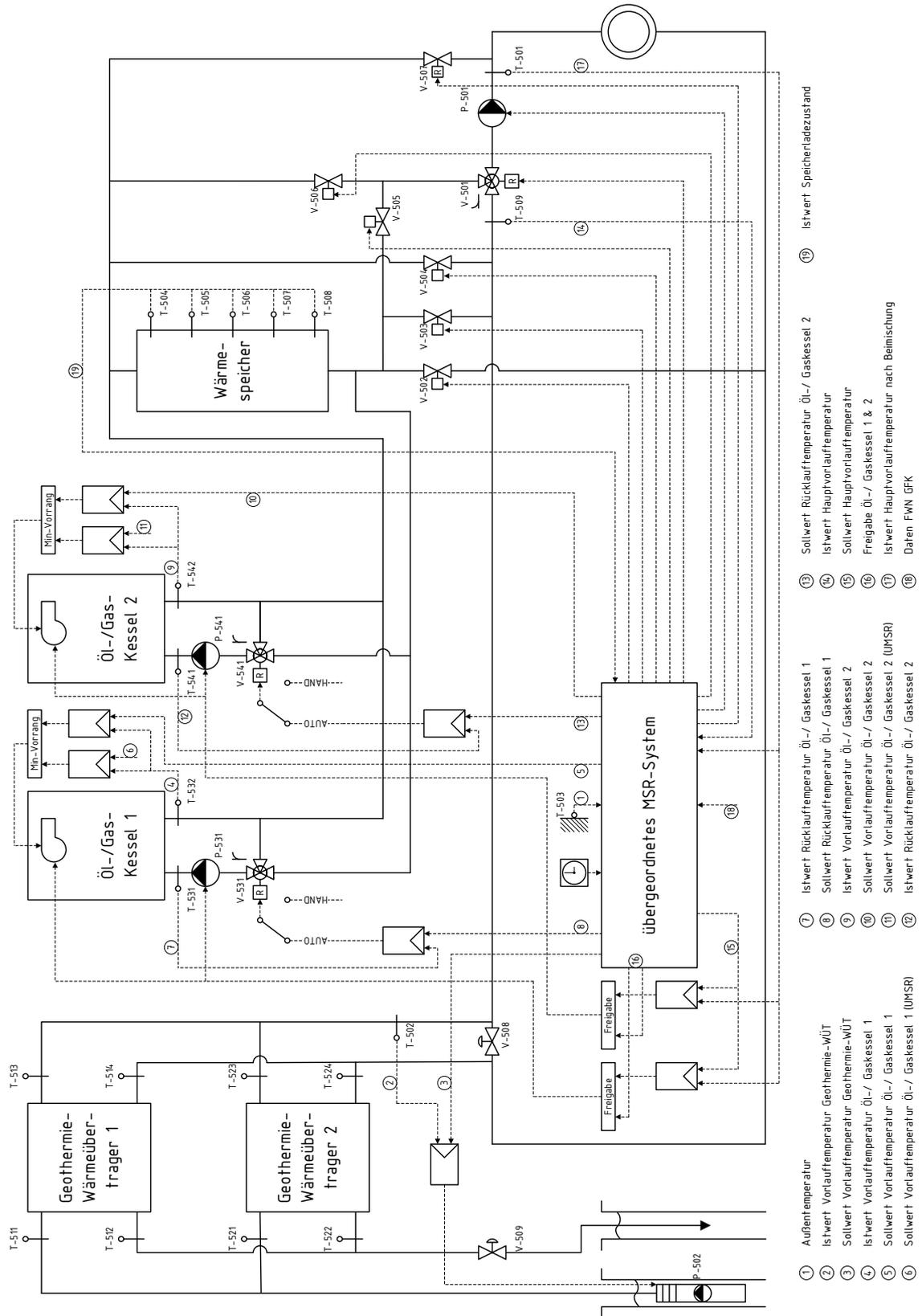


Abbildung 23: Optimierungsansatz der hybriden Speichereinbindung mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischem Speicher nach Bichler [1], modifiziert. Der Speicher wird dabei parallel zwischen Vor- und Rücklauf der Ergänzungsheizung als auch seriell eingebunden. Dadurch können alle zuvor in den Kapiteln 2.5.3 – 2.5.5 diskutierten Schaltungsvarianten realisiert werden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegregelventil (V-501) geregelt werden.

Die Regelung der Vorlauftemperatur erfolgt hierbei über das Dreiwegregelventil V-501 im Vorlauf. Die Entladung des Speichers kann über die Verbindung zum Fernwärmerücklauf erfolgen, wodurch eine parallele Einbindung des Speichers über die geöffneten Absperrventile V-502 und V-506 hergestellt wird. Auch hier kann durch die Regelung des beigemischten Massenstromes aus dem Speicher über das Dreiwegregelventil V-501 die Vorlauftemperatur des Heizwerkes geregelt werden. Analog zur Diskussion der Eigenschaften der parallelen Speichereinbindung (vgl. Kapitel 2.5.4) muss auch hier angemerkt werden, dass in Abhängigkeit der zuvor eingespeicherten Energie (über Ergänzungsheizung oder über die geothermischen Wärmeübertrager) eine anteilige Verdrängung der Geothermie bei der Entladung über die parallele Speichereinbindung (V-503 und V-506 geöffnet) erfolgen kann. Jedoch ist im Vergleich zur parallelen Einbindung die Verdrängung der Geothermie bei direktem Betrieb der Ergänzungsheizung hydraulisch unterbunden.

## 4.2 Voruntersuchungen

### 4.2.1 Lade- und Entladezeiten der hybriden Speichereinbindung [1]

Die Voruntersuchung der hybriden Speichereinbindung mit Randbedingungen analog zu Kapitel 2.5.4 zeigt, dass in wesentlich kürzeren Ladezeiten höhere verfügbare Temperaturen im Speicher erreicht werden können. Dies begründet sich mit deutlich höheren Massenströmen in den Speicher und dem direkten Beginn der Beladung unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze. Wird der entladene Speicher bei 60 kg/s im Fernwärmenetz durch die Low-Ex-Speicherladung auf ein mittleres Temperaturniveau von 79 °C gebracht, so benötigt die erste Stufe der Regeneration 1,5 Stunden. Die Dauer der seriellen Speicherladung (High-Ex-Speicherladung) auf maximale Temperaturen beträgt hierbei 0,68 h, so dass der Speicher insgesamt in 2,18 Stunden wieder vollständig regeneriert ist. Insgesamt kann der Speicher also gegenüber der parallelen Einbindung 36 Minuten schneller regeneriert werden. Bei einem Fernwärmemassenstrom von 60 kg/s und Thermalwassertemperaturen von 85 °C beträgt die Vorlauftemperatur nach dem Wärmeübertrager ca. 82,2 °C. Der mit 82,2 °C beladene Speicher kann nun bei entsprechender Schaltung der Absperrventile V-502 und V-506 in 1,88 h Stunden parallel entladen werden. Aufgrund der seriellen Hochladung des Speichers werden höhere Temperaturen im Speicher erreicht. Somit kann die Entladedauer bei 90 kg/s im Fernwärmenetz gegenüber der parallelen Einbindung um 12 Minuten verlängert werden.

Die Beladedauer bei der hybriden Einbindung ist im Bereich des Fernwärmemassenstromes über 55 kg/s bei höheren Temperaturen im Speicher immer kürzer als bei der parallelen Einbindung (Vgl. Abbildung 20). Aufgrund der erreichten höheren Temperaturniveaus im Speicher werden in diesem Bereich durch längere Entladezeiten in jedem Fall Vorteile erreicht. Die Beladedauer bei 50 kg/s beträgt bei der hybriden Einbindung 1,69 Stunden. Hierbei werden Temperaturen von 83,6 °C im Speicher erreicht. Die Beladedauer bei der parallelen Einbindung mit 50 kg/s im Fernwärmenetz und 60 kg/s über die geothermischen Wärmeübertrager beträgt bei Temperaturen von 80,5 °C im Speicher 1,39 Stunden. Die parallele Beladung kann hier somit etwa 18 Minuten schneller erfolgen. Bei der Entladung erhöhen die höheren Temperaturen bei der hybriden Einbindung die Entladedauern auf 2,04 Stunden. Die parallele Entladung mit Temperaturen von 80,5 °C im Speicher beträgt 1,68 Stunden. Insgesamt betrachtet kann die hybride Einbindung durch die längeren Entladezeiten von 21,5 Minuten somit einen geringen Vorteil erzielen. Auch unter dem Aspekt der erhöhten Komplexität der hybriden Speichereinbindung verringern sich unterhalb von 50 kg/s die Vorteile der hybriden Speichereinbindung deutlich. Jedoch zeigen die Auswertungen der Betriebsdaten der Heizwerke,

dass im für den Speicher relevanten Zeitraum von November bis März der Anteil der potenziellen Stunden für die Speicherladung über 50 kg/s bei über 90 % liegt.

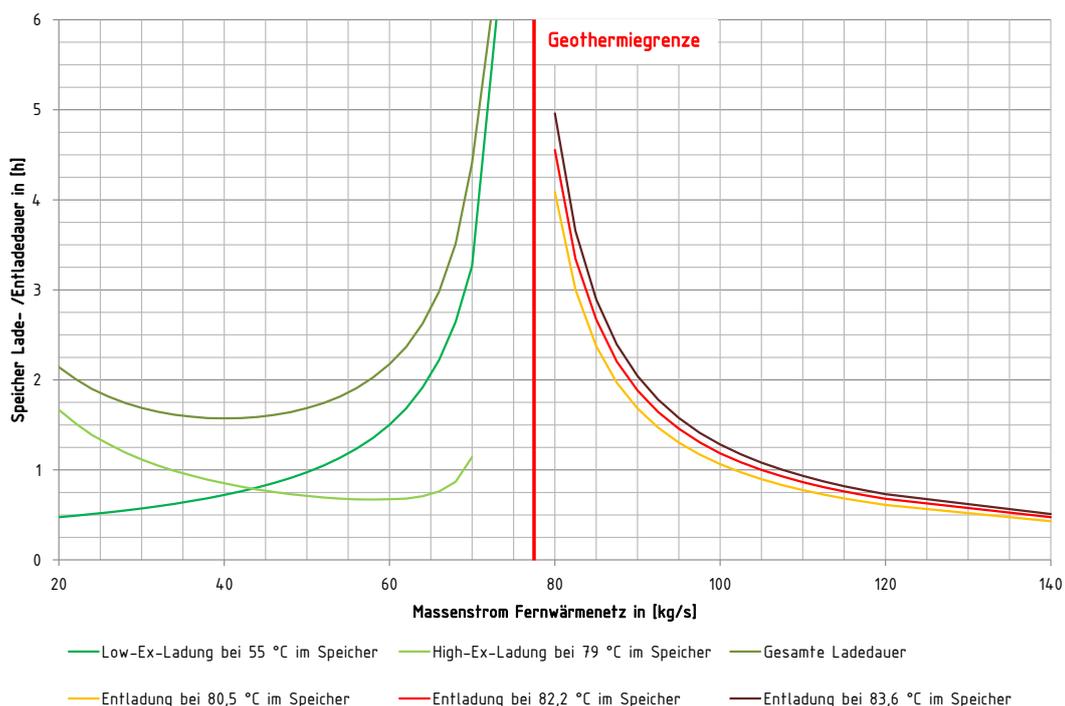


Abbildung 24: Ergebnis zu den Untersuchungen der hybriden Speichereinbindung bezüglich den Speichertlade- und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. Gezeigt sind die verschiedenen Kurven für die Low-Ex- und High-Ex-Ladung sowie die gesamte Ladedauer. Zur besseren Vergleichbarkeit der Entladedauern sind die Temperaturen im Wärmespeicher den Temperaturen in Abbildung 20 angepasst.

#### 4.2.2 Substitutionspotentiale der hybriden Speichereinbindung

Das Einsparpotential durch den thermischen Wärmespeicher bei der hybriden Einbindung in das System soll nachfolgend an einem konkreten Anlagenbeispiel auf Minutenbasis bestimmt werden. Für die Voruntersuchung wird ein einfaches Modell des Speichers mit einer Schicht und ebenfalls vereinfacht modellierten Speicherverlusten herangezogen. Die Modellierung des thermischen Wärmespeichers im Simulationsmodell ist detaillierter und wird im Kapitel 5.9 näher diskutiert.

Analog zu Kapitel 2.3.4 wird für die einfache Modellierung die theoretische Leistungsgrenze der Geothermie in Abhängigkeit der Rücklaufftemperatur des Heizwerkes bestimmt. Abweichungen von dieser Temperatur in den jeweiligen Stundenwerten werden anschließend mit 314 kW/K angepasst. Wie bei den vorhergehenden Untersuchungen wird der Speicherinhalt zunächst mit 100 m<sup>3</sup> festgelegt. Der Speicher hat dabei einen inneren Durchmesser von 5 m. Die Isolierschicht beträgt 20 cm. Die Abkühlung des Speichers  $dQ_{Sp}$  kann dabei über die Bilanzgleichung (8) in Verbindung mit

$$dQ_{Sp} = m_{Sp} \cdot c_p \cdot d\vartheta \tag{10}$$

hergeleitet werden. Durch einsetzen, umformen und integrieren erhält man

$$\int dt = -\frac{m_{Sp} \cdot c_p}{k \cdot A_{Sp}} \cdot \int \frac{d\vartheta}{(\vartheta_i - \vartheta_a)}$$

$$-t \cdot \frac{m_{Sp} \cdot c_p}{k \cdot A_{Sp}} = \ln(\vartheta_i - \vartheta_a) + C.$$

Mit

$$C = \frac{m_{Sp} \cdot c_p}{k \cdot A_{Sp}} \cdot \ln(\vartheta_0 - \vartheta_a)$$

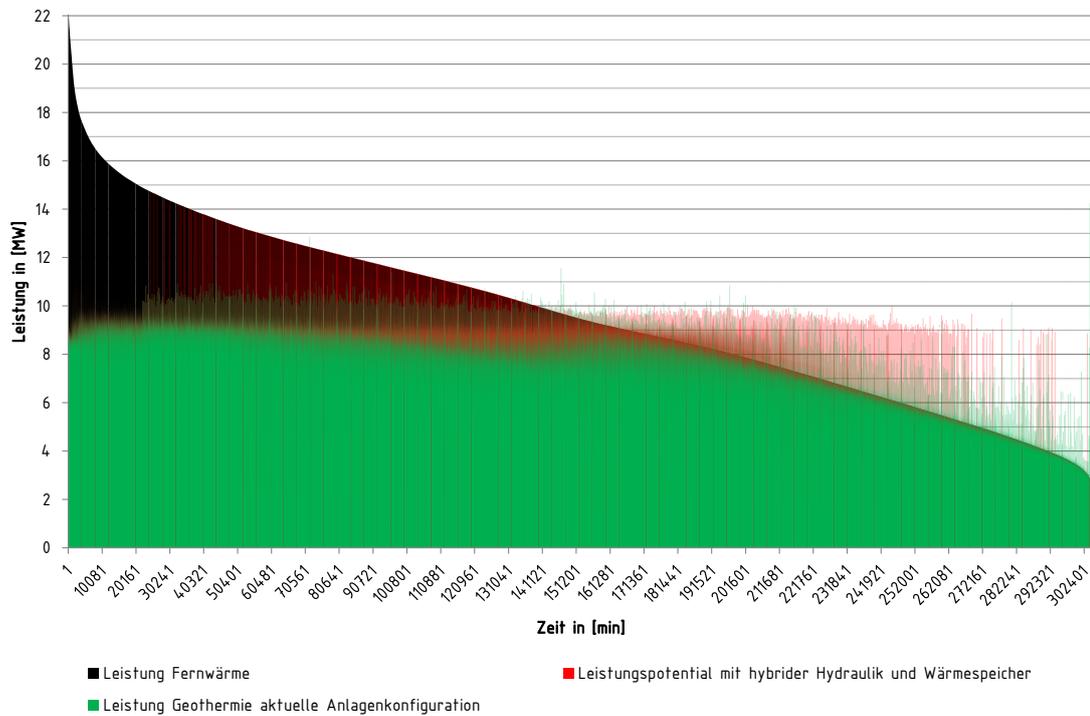
zum Zeitpunkt  $t=0$  ergibt sich durch einsetzen und umformen die Temperatur im Speicher  $\vartheta_i$  mit

$$-t \cdot \frac{k \cdot A_{Sp}}{m_{Sp} \cdot c_p} = \left[ \ln \frac{(\vartheta_i - \vartheta_a)}{(\vartheta_0 - \vartheta_a)} \right]$$

$$\vartheta_i = (\vartheta_0 - \vartheta_a) \cdot e^{-t \cdot \frac{k \cdot A_{Sp}}{m_{Sp} \cdot c_p}} + \vartheta_a. \quad (11)$$

Hierbei wird für  $\vartheta_0$  die Temperatur zum Zeitpunkt  $t = 0$ ,  $\vartheta_a$  die Umgebungstemperatur,  $t$  die Zeitdifferenz,  $A_{Sp}$  die Oberfläche des Wärmespeichers,  $m_{Sp}$  die Masse des Speichermediums und  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums angesetzt. Die Wärmedurchgangszahl  $k$  der Speicherwand wird nach Gleichung (9) berechnet. Hierbei werden für die beiden Wärmeübergänge an der Innen- und Außenseite des Speichers typische Werte nach Netz [47] mit  $\alpha_i = 10.000 \text{ W/mK}$  und  $\alpha_a = 25 \text{ W/mK}$  angenommen. Der Speicher wird als ideal geschichteter Speicher in die Berechnung eingebracht. Die maximal auftretende Temperatur im Speicher beträgt  $83 \text{ }^\circ\text{C}$ , die minimale Temperatur beträgt  $52 \text{ }^\circ\text{C}$ . Daraus ergibt sich eine maximale Speicherkapazität mit  $3,5 \text{ MWh}$ . Sofern geothermisches Potential zur Speicherladung verfügbar und die Temperatur nach dem Wärmeübertrager höher als die Speichertemperatur ist, kann der Speicher beladen werden. Steigt die Leistung des Fernwärmenetzes bei beladenem Speicher über die fiktive Leistungsgrenze der Geothermie, so wird der Speicher entladen.

Abbildung 25 zeigt die sortierten Leistungen im Heizwerk von Januar bis April, sowie Oktober bis Dezember eines Kalenderjahres. Hierbei wird der durch die hybride Speichereinbindung gesteigerte geothermische Anteil rot dargestellt. In dieser Darstellung verdeutlicht sich, dass wie bereits zuvor erläutert die Speicherladung zumeist über  $6 \text{ MW}$  erfolgt.  $6 \text{ MW}$  entsprechen in dieser Anlage etwa  $50 \text{ kg/s}$  (vgl. Abbildung 9). Das vereinfachte Modell zeigt, dass die hybride Speichereinbindung in dieser Konstellation durch die unterbundene gegenseitige Beeinflussung (Verdrängung der Geothermie)  $1,2 \text{ GWh/a}$ , sowie weitere  $0,5 \text{ GWh/a}$  durch die Substitution von geothermischer Energie mit fossiler Energie für die Ergänzungsheizung einsparen kann. Insgesamt kann die Nutzung geothermischer Energie um  $1,7 \text{ GWh/a}$  gesteigert werden. Bei einem Nutzungsgrad der Ergänzungsheizung von  $\eta = 0,9$  und einem Energiepreis von  $55 \text{ €/MWh}$  würde die finanzielle Einsparung bei der Ergänzungsheizung somit ca.  $100.000 \text{ €/a}$  betragen. Der größte Anteil der gesteigerten Stromkosten durch die hybride Speichereinbindung, welcher sich durch die veränderten Massenströme und die zusätzlichen Druckverluste ergibt, ist durch den Betrieb der Tauchkreiselpumpe bedingt. Eine vereinfachte Berechnung hierzu ergab einen Mehraufwand von  $25 \text{ MWh}$ . Die Mehrkosten für elektrische Energie für den Betrieb der Tauchkreiselpumpe würden somit ca.  $3.500 \text{ €/a}$  betragen.



**Abbildung 25:** Verschiedene Messwerte im Zeitraum von Oktober bis April zu thermischen Leistungen im Heizwerk (Geothermie, Fernwärme) sowie das berechnete Leistungspotential mit hybrider Speichereinbindung und Wärmespeicher nach der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung sortiert. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Links von der geothermischen Leistungsgrenze stellen die roten Balken die über den Wärmespeicher substituierte Leistung der Ergänzungsheizung dar. Rechts von der geothermischen Leistungsgrenze stellen die roten Balken die in den Speicher geladene geothermische Leistung dar.

#### 4.2.3 Voruntersuchungen zur Be- und Entladevorrichtung eines Wärmespeichers

Neben der in Kapitel 4.1 diskutierten hydraulischen Einbindung des Speichers in ein System ist auch die Be- und Entladevorrichtung des Speichers ein wichtiger Aspekt für das thermische Verhalten von Wärmespeichern. Bei der hybriden Speichereinbindung bewirken höhere Massenströme in den Speicher kürzere Ladezeiten. Die Entlade-Massenströme bei der hybriden Einbindung bleiben (abhängig von der Entladetemperatur) in der Regel unterhalb der Massenströme der parallelen Einbindung (siehe Abbildung 26). Durch die Verkürzung der Beladezeiten kann es bei gleichen Konstruktionseigenschaften der Speicher-Beladeeinrichtung jedoch zu einer vergrößerten Mischzone bei der Beladung kommen.

Nach Lohse et al. [50] sind bei der Planung eines thermischen Warmwasserspeichers zunächst Randbedingungen wie z. B. Abmessungen, Betriebstemperaturen und auftretende Volumenströme zu bestimmen. Während für kleinere Systeme zumeist Standardlösungen verfügbar sind, muss für große Speicher je nach Einsatzbedingungen eine mehr oder weniger aufwendige Planung des Be- und Entladesystems erfolgen [50]. Lohse et al. zeigt in [50] dazu eine Auswahlmatrix für die Eignung verschiedener Be- und Entladesysteme in Abhängigkeit der Randbedingungen des umgebenden Anlagensystems. Be- und Entladesysteme mit fixer Beladehöhe eignen sich hiernach bei näherungsweise konstanten Vor- und Rücklauftemperaturen. Lohse et al. [50] verweist dabei auf die geringen Temperaturspreizungen bei Kaltwasserspeichern. Der Verlauf der Rücklauftemperatur bei geothermischen Heizwerken (nach Abbildung 6) bleibt im für

Wärmespeicher relevanten Bereich über der geothermischen Leistungsgrenze annähernd konstant.

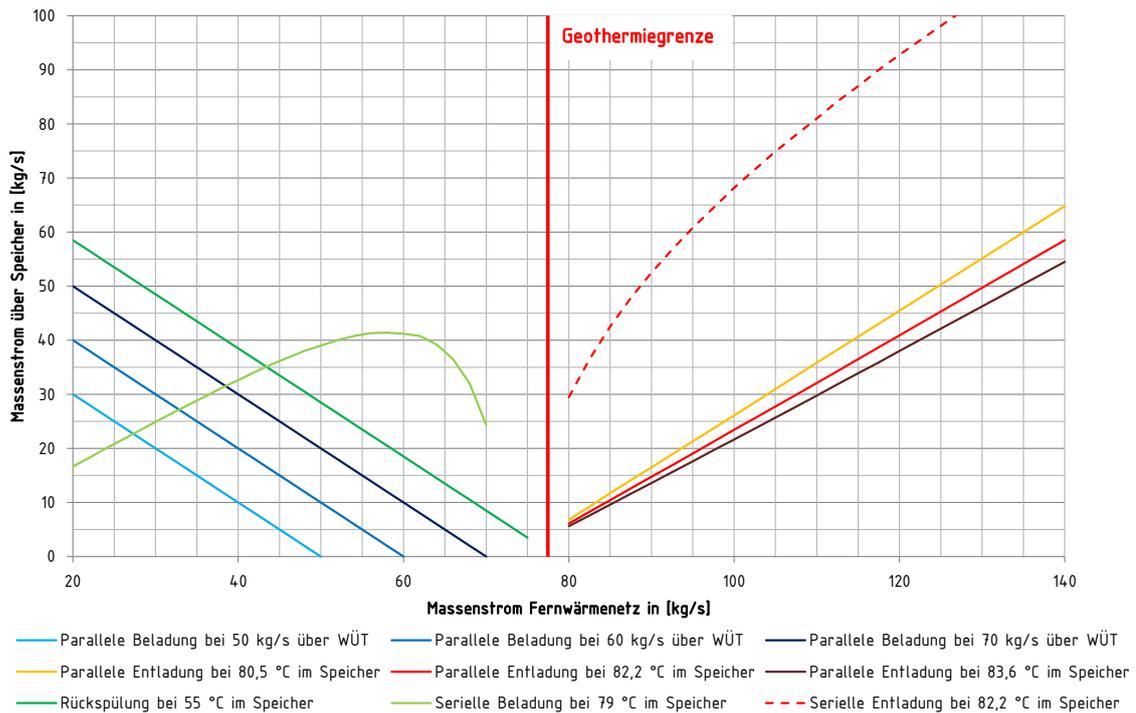


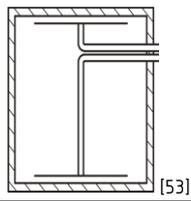
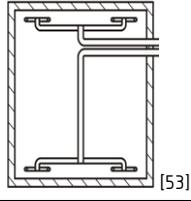
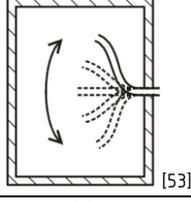
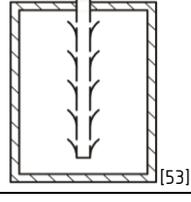
Abbildung 26: Massenströme bei der Beladung des Wärmespeichers bei unterschiedlichen hydraulischen Einbindungsvarianten.

Die Speicherladetemperatur unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze bei der hybriden Einbindung kann in Abhängigkeit der eintretenden Wärmekapazitätsströme und den konstruktiven Eigenschaften des Wärmeübertragers deutlich variieren. Jedoch zeigen die Auswertungen des Jahresverlaufes, dass die Speicherladung zumeist im direkten Bereich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze erfolgen würde, so dass die Temperaturschwankungen bei der Beladung auch hier als näherungsweise konstant angenommen werden können. Bei den Be- und Entladungssystemen mit fixer Höhe unterscheidet Lohse et al. [50] bei den Randbedingungen in der umgebenden Anlage zwischen konstanten und variablen Volumenströmen. Aus Sicht der verschiedenen geothermischen Konzepte kann hier nach Tabelle 3 davon ausgegangen werden, dass die Volumenströme bei der Be- und Entladung eines Wärmespeichers deutlich variieren. Die Low-Ex-Ladung variiert im relevanten Bereich des Fernwärmemassenstromes über 50 kg/s zwischen 4 und 28 kg/s, die High-Ex-Ladung arbeitet im Bereich von 25 – 42 kg/s. Somit ergeben sich nach Tabelle 3 die Beladetasse sowie die horizontalen Verteilrohrsysteme als prinzipiell geeignetes Be- und Entladesystem für Wärmespeicher unter den Randbedingungen in geothermischen Heizwerken. Da zu den horizontalen Verteilrohrsystemen noch keine aussagekräftigen Untersuchungen vorliegen, wird im weiteren Verlauf der Arbeit der Einsatz der Beladetasse im Wärmespeicher zur Bestimmung der Mischzonengröße diskutiert.

Durch den Einsatz eines radialen Diffusors (Beladetasse) kann das einströmende Fluid abgebremst und möglichst turbulenzarm in horizontaler Richtung in einen Wärmespeicher eingeleitet werden. Die Beladetasse selbst (Abbildung 27) besteht aus zwei kreisrunden, parallel angeordneten Platten, bzw. aus einer Prallplatte und dem Speicherdeckel als obere Platte. Die Höhe des Plattenspaltes wird als  $h_T$ , der Durchmesser der Platten mit  $d_T$  bezeichnet.

Die Be- und Entladung erfolgt über ein Anschlussrohr mit dem Innendurchmesser  $d_A$ . In Abbildung 27 strömt das Beladefluid vertikal in die Beladetasse ein und wird an dem unteren Prallblech, bei gleichzeitiger Dämpfung des Einstromimpulses, in horizontale Richtung umgeleitet. Durch die kreisrunde Form des Diffusors erhöht sich in Richtung des Tassenaustritts der Ausströmquerschnitt. Daraus folgt, dass sich die Austrittsgeschwindigkeit signifikant reduziert [51–53].

**Tabelle 3: Eignung der Typen von Be- und Entladesystemen für die Beladung eines Wärmespeichers bei unterschiedlichen Randbedingungen nach Lohse et al. [50] (modifiziert). Dabei wird unterschieden zwischen unterschiedlichen Beladehöhen sowie unterschiedlichen Randbedingungen (Volumenstrom bzw. Temperatur) bei der Beladung.**

Belade- höhe	Typ	Schematische Darstellung	Randbedingungen			
			T = konst.		T = variabel	
			$\dot{V} =$ konst.	$\dot{V} =$ variabel	$\dot{V} =$ konst.	$\dot{V} =$ variabel
fix	Beladetasse (radialer Diffusor)		+	+	$\pm$	$\pm$
	horizontale Verteilerrohr- systeme		+	+ <sup>1</sup>	$\pm$	$\pm$ <sup>1</sup>
variabel	Mechanische Belader		$\pm$	$\pm$	+	+ <sup>1</sup>
	Strömungs- mechanische Belader		$\pm$	-	+	$\pm$

<sup>1</sup>Hierbei ist die konkrete Verteilung des Volumenstroms auf die einzelnen Auslassöffnungen zu prüfen.

Die Untersuchungen von Zachár et al. [51] zeigen bereits, dass die Anwendung von Prallplatten als Diffusoren die Schichtung in Wärmespeichern positiv beeinflusst. Zachár et al. schlussfolgert in [51], dass gegenüber einer vertikalen Einströmung mit den Diffusoren höhere Volumenströme bei ähnlichen Schichtungseigenschaften im Wärmespeicher möglich sind. Ebenso wird gezeigt, dass die Schichtung im Speicher sich mit steigendem Plattendurchmesser verbessert, jedoch die untersuchten Größen in [51] nicht ausreichen, um eine gute Schichtung bzw. kleine Mischzone im Speicher zu erreichen.

Grundlegend wird die in Gleichung (73) diskutierte Mischzone nach den Untersuchungen von Göppert et al. [53] durch zwei wesentliche Effekte beeinflusst. Zum einen soll die Strömungsgeschwindigkeit beim Austritt aus der Beladetasse in den Speicher möglichst gering

sein, da eine zu hohe Ausströmgeschwindigkeit aus der Beladetasse eine konvektiv erzwungene Vermischung mit dem Speichermedium hervorruft. Andererseits sollte die konvektiv erzwungene Strömung auch nicht bereits zu früh in der Beladetasse „abreißen“, da bei zu geringer Geschwindigkeit des einströmenden Fluids die Auftriebskräfte aufgrund des Dichteunterschieds zwischen zuströmendem Medium und Speicherinhalt bei großen Temperaturdifferenzen dominieren [53]. Dies führt zu einer Ansaugung des kälteren Mediums aus dem Speicher, welches sich dabei mit dem zuströmenden Fluid vermischt. Abbildung 28 oben zeigt die Geschwindigkeitsverhältnisse in der Beladetasse bei isothermer Einströmung mit  $d_T = 1$  m,  $d_A = 0,2$  m, und einer Einströmgeschwindigkeit  $w_{ein}$  von 0,088 m/s. Es ist deutlich zu erkennen, dass aufgrund der Umlenkung an der Prallplatte höhere Geschwindigkeiten als im Zulaufrohr entstehen. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit in Verbindung mit dem steigenden Massenstrom (durch „mitreißen“ des an den Strahl angrenzenden Speichermediums vergrößert sich der Massenstrom) erzeugt einen Unterdruck an der Prallplatte. Dadurch legt sich der Strahl an der unteren Platte an. Dieses Phänomen ist auch als Entrainment-Effekt, Einsaugeffekt oder Coanda-Effekt bekannt. Je weiter das im Plattenspalt strömende Fluid an den Rand der Beladetasse kommt, desto langsamer wird die Strömungsgeschwindigkeit. In der rechten Darstellung mit  $d_T/h_T = 20$  kommt es am Rand der Beladetasse zu einer Ablösung der Strömung von der unteren Platte, während es in der linken Darstellung mit  $d_T/h_T = 6$  aufgrund der hohen Ausströmgeschwindigkeiten zu Vermischungen mit dem Medium nahe der Beladetasse kommt. Analog zu den Untersuchungen von Zachár et al. [51] und Huhn [52] zeigt Göppert et al. [53] in diesen isothermen Betrachtungen, dass unter sonst gleichbleibenden Randbedingungen mit steigendem  $d_T/h_T$ -Verhältnis die Ausströmgeschwindigkeit aus der Beladetasse in den Speicher absinkt. Abbildung 28 unten zeigt die Stromlinien sowie die Geschwindigkeitsverteilung in einem radialen Diffusor bei einem Temperaturunterschied von 30 K zwischen zuströmendem Fluid und dem Speicherfluid. Die weiteren Randbedingungen bleiben analog zu den oberen beiden Darstellungen gleich. Im Vergleich der beiden rechten Darstellungen mit  $d_T/h_T = 20$  ist zu erkennen, dass sich aufgrund des höheren Temperaturunterschieds in der unteren Darstellung die Strömung früher von der unteren Platte löst und nach der Ablösung höhere maximale Geschwindigkeiten erreicht. Würde die Strömung direkt am Rand der Beladetasse abreißen, so würde das zuströmende Fluid schräg in den Speicher einströmen. Der Vergleich der beiden unteren Darstellungen zeigt deutlich, dass außerhalb des Kernstromes des zuströmenden Mediums Strömungswirbel entstehen. Die Strömungswirbel nehmen mit sinkendem  $d_T/h_T$ -Verhältnis zu, und führen am unteren Rand der Beladetasse zu einer Ansaugung von kälterem Speicherwasser. Dies vermischt sich dabei mit dem zuströmenden Fluid.

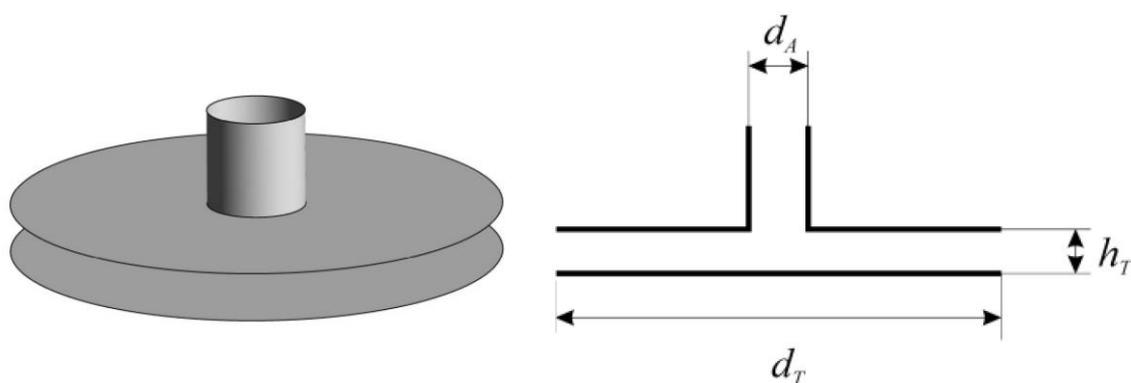


Abbildung 27: Modell einer Beladetasse mit dem Anschlussrohr von oben (linke Darstellung), sowie den Bezeichnungen der relevanten Größen (rechte Darstellung) nach Göppert et al. [53].

Mit den Untersuchungen von Göppert et al. [53] und Zachár et al. [51] kann also grundlegend nachgewiesen werden, dass die Dimensionierung der Beladetasse einen wesentlichen Einfluss auf die Mischzone hat. Göppert et al. [53] gibt dabei an, dass sich die Beladetassen mit  $d_T/h_T = 20$  im von ihm untersuchten Bereich von Richardson  $< 20$  (vgl. Gleichung (72)) am besten Verhalten. Die Randbedingung mit  $d_A = 0,2$  m ist dabei der Situation in der Geothermie ähnlich. Durch die enorme Bandbreite der Massenströme in und aus dem Speicher wird jedoch der maximal untersuchte Bereich der Einströmgeschwindigkeit sowie die maximal angegebenen Richardson-Zahlen deutlich überschritten. Göppert et al. [53] zeigt jedoch auch, dass unter isothermen Randbedingungen eine Erhöhung der Einströmgeschwindigkeiten bei  $d_A$  zu einer abgesenkten Austrittsgeschwindigkeit aus der Beladetasse führt.

Neben den Bedingungen in der Beladetasse hat Göppert et al [53] ebenfalls die Zustände im Speicher diskutiert. Es wurde festgestellt, dass die Einbauhöhe der Beladetasse bei der Beladung des Speichers möglichst weit oben am Speicher angeordnet sein sollte.

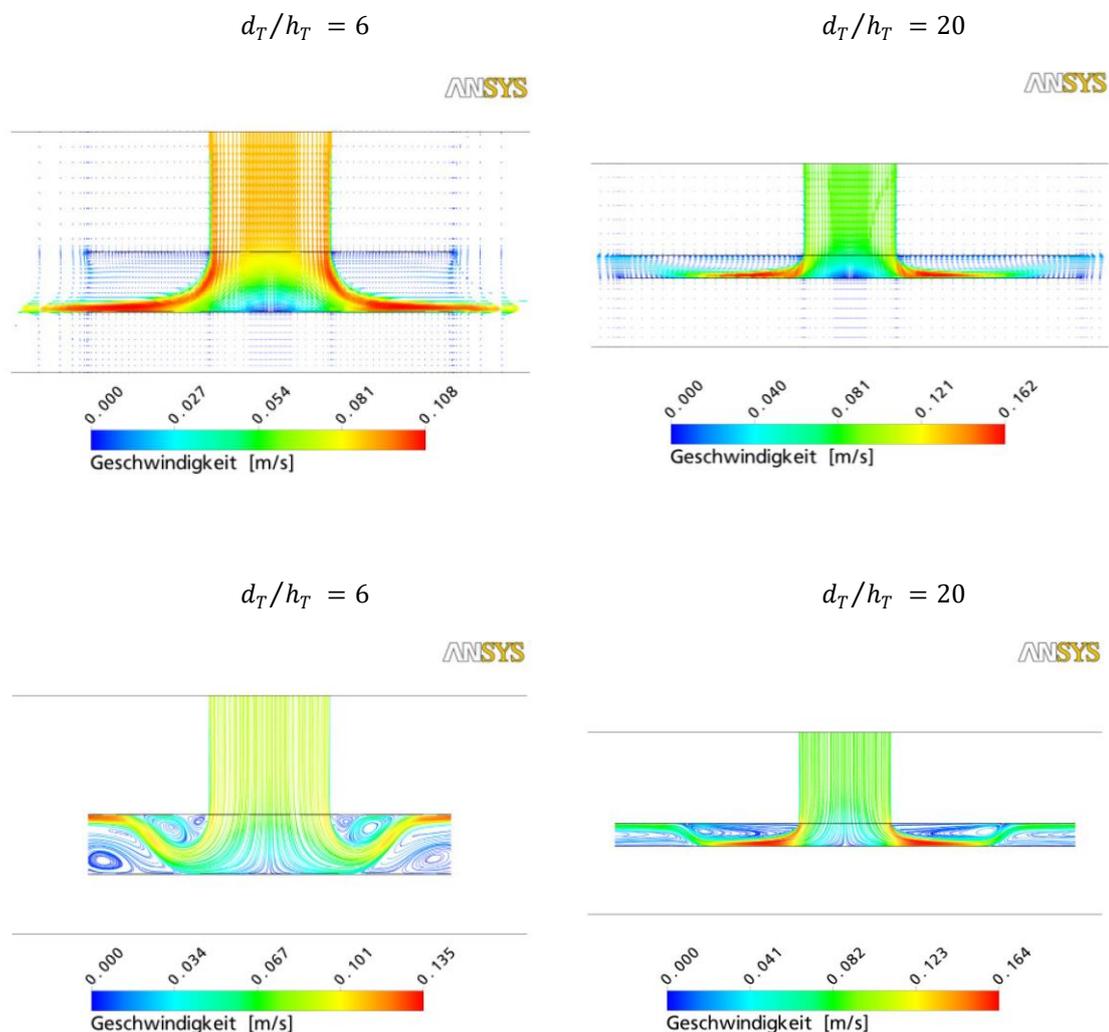


Abbildung 28: Geschwindigkeitsverteilung (unten mit Strömungslinien) in einer Beladetasse unter isothermen (oben) und nicht isothermen (unten, 30 K) Verhältnissen mit  $d_A = 0,2$  m,  $w_{ein} = 0,088$  m/s,  $d_T = 0,6$  m und  $h_T = 0,1$  m (links),  $d_T = 1,0$  m und  $h_T = 0,05$  m (rechts) [53].

Huhn untersucht in [52] die Einströmung im Wärmespeicher mit verschiedenen Einströmvorrichtungen in Abhängigkeit der Richardson-Zahl experimentell und mit CFD-Simulation. Huhn [52] verwendet zur Bestimmung der Größe der Mischzone zwei verschiedene

Methoden, die 90/10 %-Methode und die Gradienten-Methode ([52]). Neben der tangentialen und vertikalen Einströmung (ohne Prallplatte) wird dabei ebenfalls die Einströmung über eine Beladetasse in einen Wärmespeicher analysiert. Die besten Ergebnisse in den Ausführungen von Huhn in [52] erreichen die Beladetassen mit schmalen Plattenspalten. Die in [52] dargestellten Zusammenhänge zeigen ebenfalls, dass sich erst ab Richardson-Zahlen  $> 1$  und horizontaler Einströmung in den Wärmespeicher eine gute Schichtung einstellt. Als Abschätzung zur Größe der Mischzone bei der Einströmung mit Beladetassen gibt Huhn [52] in Abhängigkeit der Richardson-Zahl ( $Ri > 1$ ) als erste Näherung die Gleichung

$$\psi_{MZ} = 0,13 \cdot Ri_{ideal}^{-0,15} \quad (12)$$

vor. Da bei einer Auslegung eines Wärmespeichers weder die realen Austrittsgeschwindigkeiten aus der Austrittsöffnung bekannt sind, noch zwischen der realen und der idealen Richardson-Zahl ein proportionales Verhältnis herrscht, wird in Gleichung (12) die ideale Richardson-Zahl (siehe Gleichung (72)) zur Bestimmung der Mischzone herangezogen [52]. Huhn weist in [52] darauf hin, dass neben weiteren Unsicherheiten (z.T. schlechte Korrelation der simulierten Werte mit den experimentellen Ergebnissen) sowie der nicht gesicherten Wirkungsweise der Beladetasse eine Abweichung von  $-40\%$  bis  $+100\%$  einkalkuliert werden muss. Die Angabe in Gleichung (12) orientiert sich an der Gradienten-Methode in Verbindung mit den von Huhn angegebenen Konstruktionshinweisen für Prallbleche. Huhn empfiehlt für eine gute thermische Schichtung, Vermeidung von Mischung bei der Einströmung, minimaler Entropieproduktion und minimaler Exergieverluste in [52] nachfolgende Konstruktionsmerkmale (siehe Gleichung (13) - (15)). Dabei muss die ideale Richardson-Zahl  $> 4,1$  sein [52].

$$1. \quad \frac{d_{Platte}}{d_{Speicher}} \leq 0,5 \quad (13)$$

$$2. \quad \frac{h_T}{d_A} = 0,25 \quad (14)$$

$$3. \quad \frac{d_T}{h_T} \geq 10 = 2,5 \cdot d_A \quad (15)$$

#### 4.2.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerung zu den Voruntersuchungen der hybriden Speichereinbindung

Grundlegend zeigt die hybride Speichereinbindung durch die Verknüpfung der verschiedenen Vorteile der hydraulischen Konzepte nach dem Stand der Technik ein vielversprechendes Potential zur Optimierung. Durch die höheren Massenströme bei der Speicherbeladung in Verbindung mit den höheren erreichbaren Temperaturen sowie den dadurch bei der parallelen Entladung resultierenden langen Entladezeiten können die Speichernutzungszyklen optimiert werden. Dabei erscheint die Beladung des Speichers mit einer Beladetasse eine geeignete Lösungsmöglichkeit für die hohen Massenströme in den Speicher zu sein.

Weiterführend zu den aktuellen Betrachtungen wird im weiteren Verlauf der Arbeit ebenfalls entscheidend sein, inwiefern sich die Verdrängung der Geothermie im realen Anlagenbetrieb mit wechselnden Lastfällen durch eine passende Regelungsstrategie unterbinden lässt. Ebenso die Wahl der richtigen Speichergröße sowie der optimalen Betriebsparameter können dabei von entscheidender Bedeutung sein. Die Veränderung eines Parameters kann unter Umständen

Einfluss an mehreren Stellen im Anlagenbetrieb haben, wodurch sich die Komplexität der resultierenden Auswirkungen deutlich erhöht.

## Kapitel 5

# Modellierung der hydraulischen und regelungstechnischen Konzeptionen

### 5.1 Bilanzierungsgrenzen

Die nachfolgend erläuterte thermisch-energetische Systemsimulation begrenzt sich auf die Energiebereitstellung des Heizwerkes und die Fördereinrichtung. Die individuellen Eigenschaften des Fernwärmenetzes, welches neben den thermodynamisch unterschiedlichen Anforderungen der Verbraucher ebenso durch die Anordnung dieser geprägt ist, werden im Simulationsprogramm durch reale Messdaten einer typischen Anlage wiedergegeben. Die Kundenstruktur lässt sich dabei wie folgt unterteilen:

- Groß-/Industriekunden (7%),
- Mehrfamilienhäuser (11%),
- Einfamilien- (30%) und sonstige Häuser (52%).

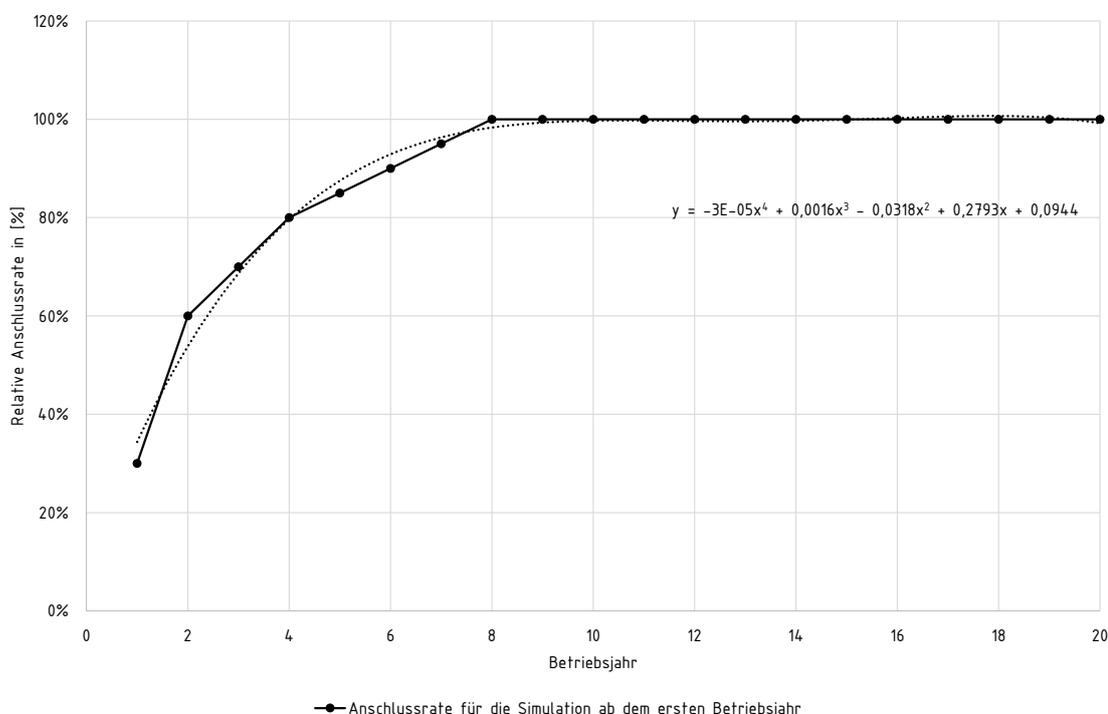
Das Zeitintervall der Messdaten (Minuten) bestimmt dadurch auch das Zeitintervall für die Simulation. Durch die Vorgabe des Massenstromes des Fernwärmenetzes und der dazugehörigen Rücklaufftemperatur findet keine individuelle Abbildung der Netzspeicherkapazität bei abweichenden Vorlauftemperaturen in der Simulation statt. Die Anlage in der durchgeführten Systemsimulation regelt exakt auf die gewünschte Vorlauftemperatur. Dadurch kann kein aktiver Einfluss auf die Verbraucher und deren Regelverhalten, welches wiederum die Rücklaufftemperatur und den Massenstrom des Fernwärmenetzes beeinflussen kann, genommen werden.

### 5.2 Grundlagen zur Modellierung

Die nachfolgende Modellierung der Komponenten des geothermischen Heizwerkes orientiert sich an den realen Gegebenheiten eines Heizwerkes im süddeutschen Molassebecken. Grundlegend hängt es dabei von der individuellen Ausbaustrategie des Anlagenbetreibers ab, welche Anlagengröße in Abhängigkeit der geothermisch verfügbaren Leistung bzw. den Gegebenheiten für Fernwärmeanschlüsse als Ziel definiert wird. Vor allem in den ersten Jahren nach Inbetriebnahme eines Heizwerkes steigt die Anschlussleistung deutlich an (ca. Faktor 2, vgl. Abbildung 29), bis letztlich nach ca. 8 Jahren die Zielgröße für das Heizwerk im Grundausbau erreicht wird. Typische Anlagengrößen im südbayerischen Molassebecken werden nach 7 – 10 Jahren mit einer Anschlussleistung von ca. 40 MW und einem Gleichzeitigkeitsfaktor mit etwa 0,5 betrieben. Daraus ergibt sich eine für das Heizwerk zu bereitstellende Wärmeleistung mit 20 MW. Unter der Annahme von Vorlauf-/ Rücklaufftemperaturen mit 80/ 55 °C beläuft sich der maximale Massenstrom im Fernwärmenetz auf ca. 191 kg/s. Der für die Systemsimulation extern vorgegebene Massenstrom und die zugehörige Rücklaufftemperatur im Fernwärmenetz entstammen den realen Messdaten aus einem Heizwerk im südbayerischen Molassebecken. Die

Anlagengröße des Heizwerkes mit Fernwärmenetz befindet sich dabei an einem Punkt an dem eine Erweiterung durch Neuanschlüsse eine Veränderung der Anlage vom Grundausbau (Grund- und Spitzenlast) zu einer Anlage mit Mittellasttechnologie (z. B. Absorptionstechnik oder BHKW) erfordern würde. Unter der Voraussetzung, dass die wenigen Neuanschlüsse mit der Sanierung von Gebäuden im Einzugsbereich keine Veränderung des Wärmebedarfs für das Fernwärmenetz hervorrufen, repräsentieren die gewählten Messdaten somit eine typische Anlagengröße nach ca. 8 Jahren in Abbildung 29.

Typische Thermalwassertemperaturen für geothermische Heizwerke im bayerischen Molassebecken liegen zwischen 75 und 100 °C. Für das Basismodell werden moderate Thermalwassertemperaturen von 85 °C angesetzt. Die Obergrenze der thermalen Fördermassenströme muss beim zuständigen Bergamt bewilligt werden. In den in [12] untersuchten Anlagen betragen die Fördermassenströme ca. 35 – 82 kg/s. Für die Simulation werden 77,5 kg/s für den maximalen Fördermassenstrom angesetzt. Der durch die Eigenschaften der Tauchkreiselpumpe begrenzte, minimale Fördermassenstrom wird mit 45 kg/s angenommen.



**Abbildung 29:** Typische Steigerung der Anschlussrate eines Heizwerkes nach der Inbetriebnahme. Die Steigerung der Anschlussrate wird für die Simulation der verschiedenen hydraulischen Konzepte in Kapitel 6.4 verwendet. Während in den ersten Jahren eine Verdopplung der Anschlüsse erfolgt, wird in den Betriebsjahren 4 – 8 die Anschlussrate deutlich reduziert.

Die Simulation wird eigenständig auf Visual Basic for Application (VBA) in Excel 2010 aufgesetzt. VBA ist eine objekt- und ereignisorientierte Skriptsprache, welche modular programmierbar ist. Durch wiederkehrende Befehlsabfolgen (Schleifen, Verzweigungen, ...) können Routinen automatisiert und somit komplexe Programme erstellt werden. Die Programmierenebene wird standardmäßig mit dem Microsoft-Office-Paket mitgeliefert und ist somit für einen großen Personenkreis zugänglich. Ein Ziel des dieser Dissertation vorangegangenen Forschungsprojekts ([12]) war es die Ergebnisse (u.a. das Simulationsprogramm) einem möglichst breiten Nutzerkreis für die Entwicklungsarbeit zugänglich zu machen. Durch diese Anforderung erscheint daher VBA Excel als sehr gut geeignet.

Für die Programmierung des modular aufgebauten Simulationsprogramms werden mathematisch-physikalische Modelle (z. B. aus dem VDI Wärmeatlas [37]) in VBA geschrieben. Die technischen Randbedingungen der Komponenten, die Berechnung der einzelnen Module und das Zusammenwirken dieser wird nachfolgend erläutert.

Zustandswerte und Stoffdaten für die jeweiligen Berechnungen in den Modulen werden über die temperaturabhängigen Approximationen von Glück [54] für Wasser vorgegeben. Die thermodynamischen Eigenschaften des Thermalwassers werden ebenfalls über diese Approximationen abgebildet. Schlagermann [55] verdeutlicht in seiner Dissertation die Wichtigkeit der detaillierten Abbildung des Thermalwasserkreises. Jedoch liegen dem Autor dieser Arbeit bezüglich der Zusammensetzung der Thermalwässer in den Anlagen keine detaillierten Informationen vor, weshalb an dieser Stelle auf eine detaillierte Modellierung verzichtet wird. Im Weiteren zeigen die Ergebnisse in Kapitel 6 mit den realen Messdaten in den Anlagen eine gute Übereinstimmung.

Die Vorgaben zu regelungstechnisch relevanten Temperaturen und Massenströmen können nachfolgender Tabelle 4 entnommen werden.

**Tabelle 4: Übersicht über verschiedene Temperaturvorgaben für die Simulation. Weiter werden die Möglichkeiten der Zuschaltung des Verteilventils sowie die Schrittweite zur iterativen Berechnung der Massenströme zur Temperaturregelung gezeigt.**

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Soll-Vorlauftemperatur Heizwerk:	$\vartheta_{VL, HW, soll}$	81	°C
Max-Vorlauftemperatur Heizwerk:	$\vartheta_{VL, HW, max}$	81	°C
Min-Vorlauftemperatur Heizwerk:	$\vartheta_{VL, HW, min}$	79	°C
Soll-Vorlauftemperatur Wärmeübertrager:	$\vartheta_{VL, WÜT, soll}$	81	°C
Soll-Vorlauftemperatur Ergänzungsheizung:	$\vartheta_{VL, EH, soll}$	81	°C
Zuschaltung des Verteilventils V-101 Sommer:		Nein	
Zuschaltung des Verteilventils V-101 Winter:		Ja	
Schrittweite für die Iteration der Massenströme zur Temperaturregelung:	SW	10 <sup>-3</sup>	kg/s

### 5.3 Allgemeine Berechnung der Druckverluste

Um eine Flüssigkeit durch eine geschlossene Rohrinstallation zu fördern, ist aufgrund der zwischen Flüssigkeit und Rohrwandung auftretenden Reibung eine Druckdifferenz notwendig. Die gesamte Druckdifferenz setzt sich dabei aus der Summe der Druckdifferenzen für gerade Rohrabschnitte  $\sum dp_{Rohr}$  und für Einzelwiderstände  $\sum dp_{\zeta}$  zusammen.

$$dp_{Rohr,ges} = \sum dp_{Rohr} + \sum dp_{\zeta} \tag{16}$$

Die Druckdifferenz für gerade Rohrabschnitte kann nach Darcy-Weisbach (siehe hierzu z. B. [56]) über Gleichung (17) ermittelt werden:

$$dp_{Rohr} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \tag{17}$$

Hierbei bezeichnet  $l$  die Länge des betrachteten Rohrabschnittes,  $d$  den Innendurchmesser des Rohres,  $\rho$  die Dichte des Fluides und  $w$  die Geschwindigkeit des Fluides. Die zur Lösung der Gleichung benötigte Rohrreibungszahl  $\lambda$  lässt sich nach Gleichung (18) von Colebrook-White [57]

für die turbulente Rohrströmung als Funktion von der Reynolds-Zahl  $Re$ , der Rauigkeit der Rohrwandung  $\varepsilon$  und dem lichten Durchmesser  $d$  des Rohres iterativ (Verfahren nach Regula Falsi oder Newtonsches Tangentenverfahren) berechnen.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,0 \cdot \lg \left( \frac{\varepsilon/d}{3,71} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (18)$$

Der Druckabfall durch Einzelwiderstände ( $dp_z$ ) wie z. B. Bögen, Abzweigungen, Ventile, etc., welche durch Wirbel, Strömungsablösungen und Sekundärströmungen hervorgerufen werden, können mit Gleichung (19) bestimmt werden [26].

$$dp_z = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad (19)$$

Der Widerstandsbeiwert  $\zeta$  setzt sich aus dem Druckverlust durch Wandreibung und dem Druckverlust durch Umlenkung zusammen. Typische Widerstandsbeiwerte werden üblicherweise durch Versuche bestimmt und sind nach [26] im Anhang B3 zu finden.

#### 5.4 Modellierung der geothermischen Wärmeübertrager

Allgemein betrachtet wird in einem Wärmeübertrager das Fluid 1 mit dem Massenstrom  $\dot{m}_1$  und der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{11}$  auf die Austrittstemperatur  $\vartheta_{12}$  abgekühlt, während auf der Sekundärseite das Fluid 2 mit dem Massenstrom  $\dot{m}_2$  und der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{21}$  auf die Austrittstemperatur  $\vartheta_{22}$  erwärmt wird.

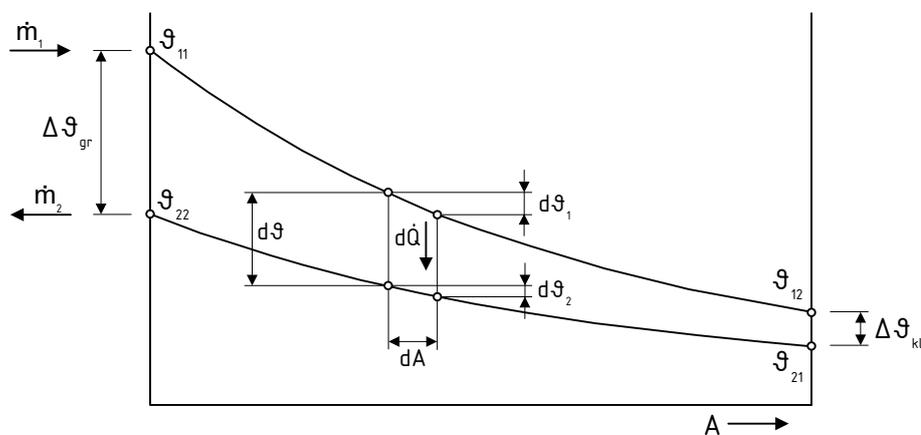


Abbildung 30: Temperaturverläufe und Bezeichnungen für die Modellierung des geothermischen Gegenstrom-Wärmeübertragers.

Die nachfolgende Herleitung der Betriebscharakteristik von Wärmeübertragern in Gleichung (30) und (31) ist angelehnt an die Ausführungen von Polifke [58] und Wagner [59]. Der Wärmestrom  $d\dot{Q}$  durch die Fläche  $dA$  in Abbildung 30 lässt sich dabei mit der Basisgleichung für den Wärmetransport

$$d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot \Delta\vartheta_m \quad (20)$$

beschreiben. Hierbei ist  $k$  der Wärmedurchgangskoeffizient der Platten des Wärmeübertragers. Die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_m$  wird dabei nach Gleichung (2) ermittelt. Unter der Annahme einer verlustfreien Wärmeübertragung kann für das wärmere Fluid mit dem

Massenstrom  $\dot{m}_1$  bzw. das kältere Fluid 2 mit dem Massenstrom  $\dot{m}_2$  die Bilanz für den Wärmestrom mit

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot d\vartheta_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot d\vartheta_2 \quad (21)$$

aufgestellt werden. Die für die Wärmeübertragung nach Gleichung (20) ausschlaggebende Temperaturdifferenz  $d\Delta\vartheta_m$  kann über

$$d\Delta\vartheta_m = d\vartheta_1 - d\vartheta_2 \quad (22)$$

berechnet werden. Durch einsetzen von Gleichung (22) in Gleichung (21) und umformen erhält man

$$d\Delta\vartheta_m = -d\dot{Q} \cdot \left( \frac{1}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} \right). \quad (23)$$

Gleichung (23) eingesetzt in Gleichung (20) führt mittels Integration zu

$$\int_{\Delta\vartheta_{kl}}^{\Delta\vartheta_{gr}} \frac{d\Delta\vartheta_m}{\Delta\vartheta} = -k \cdot \left( \frac{1}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} \right) \cdot \int_0^1 dA =$$

$$\ln \frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}} = -k \cdot A \cdot \left( \frac{1}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} \right). \quad (24)$$

Mit

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \quad (25)$$

und

$$NTU_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_1} \quad (26)$$

ergibt sich nach Umformung

$$\frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}} = \frac{\vartheta_{11} - \vartheta_{22}}{\vartheta_{12} - \vartheta_{21}} = e^{-NTU_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}\right)}. \quad (27)$$

Aus Gleichung (21) kann das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme

$$\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{\vartheta_{22} - \vartheta_{21}}{\vartheta_{11} - \vartheta_{12}} \quad (28)$$

abgeleitet werden, mit welchen sich die Austrittstemperatur

$$\vartheta_{22} = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \cdot (\vartheta_{11} - \vartheta_{12}) + \vartheta_{21} \quad (29)$$

in Abhängigkeit von  $\vartheta_{12}$  berechnen lässt. Durch einsetzen von Gleichung (29) in Gleichung (27) und umformen können die Austrittstemperaturen  $\vartheta_{12}$  und  $\vartheta_{22}$  unabhängig voneinander berechnet werden.

$$\vartheta_{12} = \vartheta_{11} - \frac{1 - e^{-NTU_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}\right)}}{1 - \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \cdot e^{-NTU_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}\right)}} \cdot (\vartheta_{11} - \vartheta_{21}) \quad (30)$$

$$\vartheta_{22} = \vartheta_{21} + \frac{1 - e^{-NTU_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}\right)}}{1 - \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \cdot e^{-NTU_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}\right)}} \cdot \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \cdot (\vartheta_{11} - \vartheta_{21}) \quad (31)$$

Als nicht einfach gestaltet sich an dieser Stelle die exakte Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , welcher unter anderem von der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  abhängig ist. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ist wiederum grundlegend abhängig von der Temperatur, dem Druck, der Geschwindigkeit, der Wärmeleitzahl, der Dichte, der Art des Mediums, der spezifischen Wärme, der Viskosität, der Geometrie und den hydrodynamischen Verhältnissen im Wärmeübertrager [60]. Aufgrund der vielen verschiedenen, individuellen Abhängigkeiten lässt sich die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  nicht allgemeingültig herleiten. Die Hersteller von Plattenwärmeübertragern führen daher in der Regel eigenständig Untersuchungen durch, um daraus charakteristische Nusselt-Gleichungen abzuleiten über welche sich die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ermitteln lässt. Da jedoch für die in den geothermischen Anlagen eingesetzten Wärmeübertrager keine herstellereigenen Nusselt-Gleichungen vorliegen, wird der eingesetzte Plattenwärmeübertrager näherungsweise über die Berechnungsmethodik und die ermittelten Koeffizienten aus dem VDI-Wärmeatlas [37] (Kapitel Mm 1) berechnet.

Für die Berechnung des Wärmeübertragers mit Winkel-Wellen-Prägung nach [37] (siehe Abbildung 31) müssen zunächst die geometrischen Randbedingungen wie Wellenprägung  $\hat{a}$ , der Prägewinkel  $\varphi$ , die Wandstärke der Platten  $s_w$  sowie die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_w$  bekannt sein. Aus diesen Kenngrößen kann der hydraulische Durchmesser

$$d_h = 4 \cdot \hat{a} / \Phi \quad (32)$$

bestimmt werden. Hierbei ist  $\Phi$  die Länge der sinusförmigen Welle, welche näherungsweise nach [37] über

$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + X^2/2}\right) \quad (33)$$

berechnet werden kann. Die Wellenzahl  $X$  ergibt sich aus

$$X = 2\pi \cdot \hat{a} / \Lambda, \quad (34)$$

wobei nach [37] für technische Platten ein typischer Wert für  $\Lambda/\hat{a} = 2\pi$  (daraus folgt  $X = 1$ ) angesetzt werden kann. Dadurch ergibt sich eine Oberflächenvergrößerung von 22 %.

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  beschreibt den Wärmeübergang für Konvektion und Wärmeleitung zwischen den beiden Fluiden mit der Trennplatte des Wärmeübertragers. Dieser setzt sich in Gleichung (35) aus der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_W$  und der Schichtdicke  $s_W$  der Trennwand, den beiden konvektiven Wärmeübergangswiderständen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  und einem Verschmutzungsfaktor  $R_f$  (siehe hierzu Tabelle 5 sowie Anhang B4) zusammen.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_2} + R_f} \quad (35)$$

Der konvektive Wärmeübergangswiderstand wird dabei über

$$\alpha = \frac{Nu \times \lambda_{Fl}}{d_h} \quad (36)$$

für die jeweilige Seite an der Trennwand bestimmt. Hierbei ist die Wärmeleitfähigkeit des Fluids  $\lambda_{Fl}$  temperaturabhängig zu bestimmen,  $d_h$  bezeichnet den Durchmesser des Plattenspalt. Die Ermittlung der Nusselt-Zahl  $Nu$  kann nach [37] mittels der für technische Plattenwärmeübertrager modifizierten Leveque-Gleichung (37) berechnet werden.

$$Nu = c_q \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{1/6} \cdot [\xi \cdot Re^2 \cdot \sin(2\varphi)]^q \quad (37)$$

Nach Auswertung der empirischen Daten von Heavner et al. [61] können nach Martin [62] die Konstanten  $c_q = 0,122$  und  $q = 0,374$  angesetzt werden [37]. Das Verhältnis der temperaturabhängigen Viskosität  $\eta/\eta_w$  kann aufgrund der verhältnismäßig geringen Temperaturdifferenzen mit 1 angesetzt werden.

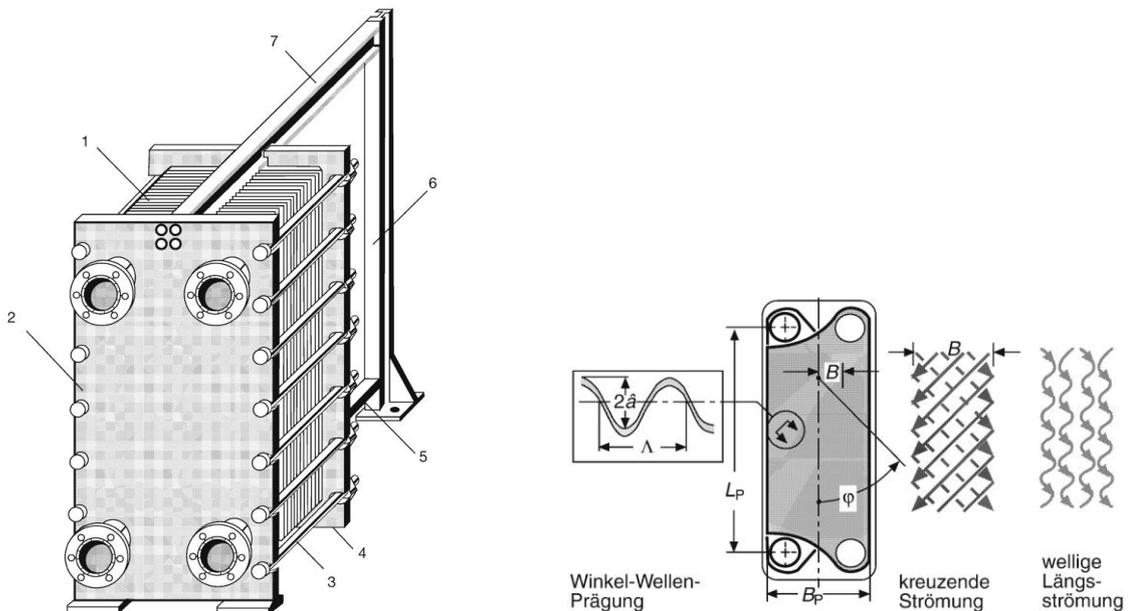


Abbildung 31: Links: Plattenwärmeübertrager (1 Plattenpaket, 2 Stativplatte, 3 Zuganker, 4 Spannplatte, 5 Führungsstange, 6 Stütze, 7 Träger) [37]  
Rechts: Platte mit Winkel-Wellen-Prägung, Winkel  $\varphi$  und zwei Strömungsformen [37].

Die Reynolds-Zahl  $Re$  kann in Abhängigkeit des hydraulischen Durchmessers  $d_h$ , der Strömungsgeschwindigkeit im Kanal  $w$  (Herstellerangabe) und der Viskosität des Fluids  $\nu_{Fl}$  berechnet werden.

$$Re = \frac{w \times d_h}{\nu_{Fl}} \quad (38)$$

Die berechnete Reynolds-Zahl gibt Auskunft darüber, ob die Strömung im Wärmeübertrager laminar oder turbulent ist. Nach Angabe im VDI-Wärmeatlas [37] beginnt die turbulente Strömung bei  $Re = 2000$ . Der Einfluss von Prägungswinkel und Durchsatz auf den Wärmeübergang kann dabei für die beiden Grenzfälle (glatte Längsströmung und wellige Längsströmung) nach [37] über die Gleichungen (39), (40), (41) und (42) berechnet werden.

$$\text{Glatte Längsströmung, laminar: } \xi_0 = \frac{64}{Re} \quad (39)$$

$$\text{Glatte Längsströmung, turbulent: } \xi_0 = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2} \quad (40)$$

$$\text{Wellige Längsströmung, laminar: } \xi_{1,0} = \frac{597}{Re} + 3,85 \quad (41)$$

$$\text{Wellige Längsströmung, turbulent: } \xi_{1,0} = \frac{39}{Re^{0,289}} \quad (42)$$

Um die gesuchte Nusselt-Zahl nach Gleichung (37) zu berechnen wird  $\xi$  über

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos\varphi}{\sqrt{b \cdot \tan\varphi + c \cdot \sin\varphi + \xi_0(Re)/\cos\varphi}} + \frac{1 - \cos\varphi}{\sqrt{\xi_1(Re)}} \quad (43)$$

ermittelt. Die beiden Konstanten  $b$  und  $c$  können einem Vergleich von veröffentlichten Druckverlustdaten ( $\Lambda/\hat{\alpha} \approx 4 - 8$ ) nach [37] mit  $b = 0,18$  und  $c = 0,36$  angesetzt werden.

**Tabelle 5: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation der geothermischen Wärmeübertrager.**

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Anzahl der Wärmeübertrager:		2	Stück
Wärmeübertragungsfläche:	$A_{w\ddot{U}T}$	4,00	m <sup>2</sup>
Eintrittstemperatur Fernwärme:	$\vartheta_{21}$	variabel	°C
Eintrittstemperatur Thermalwasser:	$\vartheta_{11}$	85	°C
Massenstrom Fernwärme:	$\dot{m}_{2,W\ddot{U}T}$	13–110	kg/s
Massenstrom Thermalwasser:	$\dot{m}_{1,W\ddot{U}T}$	45–77,5	kg/s
Material der Winkel-Wellen-Platten:		Titan	-
Wandstärke der Platten:	$s_w$	0,8	mm
Wärmeleitfähigkeit der Platten:	$\lambda_w$	25	W/m <sup>2</sup> /K
Wellenprägung der Platten:	$\hat{\alpha}$	2,0	mm
Prägewinkel der Platten:	$\varphi$	60	°
Verschmutzungsfaktor:	$R_f$	1/1600	m <sup>2</sup> K/W
Druckverlust:		siehe Gleichung (60)	

Bei der Bemessung des geothermischen Wärmeübertragers unterliegt die grundlegende Betrachtung den Gegebenheiten zwischen steigenden Investitionskosten für größere Wärmeübertragerflächen bei gleichzeitig sinkenden Betriebskosten. Die Auslegung des Wärmeübertragers erfolgt üblicherweise in Abhängigkeit der Höhe und des Verlaufs der Jahresdauerlinie bzw. der erwünschten Vorlauftemperatur nach dem Wärmeübertrager. Ist die Größe des Wärmeübertragers festgelegt so geben die Hersteller der Plattenwärmeübertrager vor bei welchem Massenstrom über den Wärmeübertrager die aufzuwendende Pumpenergie gegenüber der Temperaturerhöhung unwirtschaftlich wird (siehe hierzu Kapitel 2.2.2 und Kapitel 6.1.5). Angelehnt an die Auslegung der Wärmeübertrager in den in [12] untersuchten Anlagen werden für die Wärmeübertrager in der Simulation der fiktiven Anlage die Randbedingungen nach Tabelle 5 veranschlagt.

## 5.5 Modellierung der Ergänzungsheizung

Das Ziel der Kesselmodellierung ist es die Einwirkung des Kessels auf das Gesamtsystem bezüglich der Modulationseigenschaften (Mindestleistung) durch die Vorgabe weniger Parameter aus den Herstellerunterlagen abzubilden. Die nach dem geothermischen Wärmeübertrager fehlende thermische Leistung  $\dot{Q}_{EH,soll}$  zur Erreichung der gewünschten Vorlauftemperatur  $\vartheta_{EH,soll}$  wird über

$$\dot{Q}_{EH,soll} = \dot{m}_{2,W\ddot{U}T} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{EH,soll} - \vartheta_{22}) \quad (44)$$

bestimmt. Hierbei wird mit  $\dot{m}_{2,W\ddot{U}T}$  der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager angesetzt. Die Ermittlung des über die Ergänzungsheizung geleiteten Massenstroms  $\dot{m}_{2,EH}$  erfolgt nach der Mischtemperatur im Vorlauf des Heizwerkes über

$$\vartheta_{VL,EH} = \frac{\vartheta_{22} \cdot (\dot{m}_{2,W\ddot{U}T} - \dot{m}_{2,EH}) \cdot c_{p,22} + \vartheta_{EH,VL} \cdot \dot{m}_{2,EH} \cdot c_{p,EH,VL}}{(\dot{m}_{2,W\ddot{U}T} - \dot{m}_{2,EH}) \cdot c_{p,22} + \dot{m}_{2,EH} \cdot c_{p,EH,VL}} \quad (45)$$

Dabei wird im Programm der Massenstrom  $\dot{m}_{2,EH}$  iterativ angepasst, bis die Temperatur nach der Beimischung den vorgegebenen Sollwert erreicht hat.

Der Gesamtwirkungsgrad der Ergänzungsheizung setzt sich aus den thermischen Wärmeverlusten an die Umgebung und dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad zusammen (Gleichung (46)).

$$\dot{Q}_{EH,Verluste} = U \cdot A_{EH} \cdot \left( \frac{\vartheta_{22} + \vartheta_{VL,EH}}{2} - \vartheta_{\infty} \right) + (1 - \eta_{EH,Feu}) \cdot \dot{Q}_{EH,ist} \quad (46)$$

Hierbei ist  $U$  der Wärmedurchgangskoeffizient der Kesselwandung (vgl. Gleichung (9)),  $A_K$  die Oberfläche der Ergänzungsheizung,  $\vartheta_{22}$  die Eintrittstemperatur in die Ergänzungsheizung,  $\vartheta_{VL,EH}$  die Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung,  $\dot{Q}_{EH,ist}$  die aktuelle Leistung der Ergänzungsheizung und  $\vartheta_{\infty}$  die Umgebungstemperatur. Der feuerungstechnische Wirkungsgrad der Ergänzungsheizung  $\eta_{EH,Feu}$  kann aus den Herstellerunterlagen ermittelt werden. Zu Beginn des Brennerstarts wird der Brenner nicht unter den Normbedingungen, bei welchen der feuerungstechnische Wirkungsgrad vom Hersteller ermittelt wird, betrieben. Den schlechteren Feuerungsbedingungen bei Brennerstart wird über

$$\eta_{EH,Feu,Start} = 0,0009 \cdot t_{LZ}^3 - 0,0287 \cdot t_{LZ}^2 + 0,3055 \cdot t_{LZ} - 0,121 \quad (47)$$

Rechnung getragen. Der laufzeitabhängige ( $t_{LZ}$ ; Vorgabe in Minuten) Algorithmus wird in den ersten 10 Minuten nach Brennerstart zur Berechnung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades angesetzt und auf einen Minimalwert von 50 % begrenzt. Die Vorgehensweise zur Berechnung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades spiegelt den realen Betrieb nicht eindeutig wieder. Im realen Betrieb würde der Brenner nach dem Start bei entsprechender Leistung die gewünschte Vorlauftemperatur nur verzögert erreichen. Der schlechtere Wirkungsgrad würde sich nicht in einer höheren Endenergiezuführung zum Kessel bemerkbar machen. Im simulierten Betrieb wird die gewünschte Temperatur ohne Verzögerung erreicht. Der schlechtere Wirkungsgrad führt dabei zu einer höheren Endenergiezuführung.

Die thermischen Verluste der Ergänzungsheizung an die direkte Umgebung in Gleichung (46) werden über die Oberfläche  $A_{EH}$  des Kessels, den Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$  und die Temperaturdifferenz zwischen Kesselmittemperatur und Umgebungstemperatur berechnet. Der Wärmedurchgangskoeffizient  $U$  wird dominiert von der Isolierschicht und kann analog zum Wärmedurchgangskoeffizienten des geothermischen Wärmeübertragers in Gleichung (35) ermittelt werden. Die jeweiligen Übergangswiderstände innen und außen  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  werden mit insgesamt  $0,15 \text{ m}^2\text{K/W}$  angenommen. Die Oberfläche der Ergänzungsheizung kann dabei mit Hilfe der Abmessungen aus den Herstellerunterlagen ermittelt werden. Die Kesselmittemperatur entspricht dem arithmetischen Mittel zwischen der Ein- und Austrittstemperatur des Kessels. Trägheitseffekte bei der Aufwärmung aufgrund der kapazitiven, thermischen Masse des Kessels werden in der Berechnung vernachlässigt, da der Kessel im Normalbetrieb über den Vorlauf der Wärmeübertrager auf Temperatur gehalten wird und durch die dabei dauerhafte Durchströmung mit Fernwärmewasser in kurzer Reaktionszeit zum System schalten kann.

Nachfolgende Kriterien sind für die Simulation ausschlaggebend, um den Start der Ergänzungsheizung hervorzurufen, bzw. den Betrieb aufrecht zu erhalten.

1. Der Kessel geht in Betrieb, wenn
  - a. die Temperaturanforderung im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern nicht erreicht wird und
  - b. gleichzeitig die Verzögerungszeit des Kessels überschritten ist. Die integrierte Abweichung der Temperatur über die Zeit wird als  $K_s$ -Wert mit einer maximalen Obergrenze vorgegeben (siehe Tabelle 6).
2. Der Betrieb des Kessels wird aufrechterhalten, wenn
  - a. dieser zum Zeitpunkt  $t = -1$  in Betrieb war und
  - b. die vorgegebene Mindestlaufzeit noch nicht erreicht hat.
3. Der Betrieb des Kessels wird aufrechterhalten, wenn dieser
  - a. zum Zeitpunkt  $t = -1$  in Betrieb war,
  - b. die vorgegebene Mindestlaufzeit erreicht hat,
  - c. jedoch die Temperaturanforderung im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern nicht erreicht wird.

Treffen nachfolgend aufgelistete Kriterien zu, so kann der Betrieb des Kessels in der Simulation unterbrochen werden bzw. bleibt der Kessel ausgeschaltet.

1. Der Kessel geht nicht in Betrieb, wenn

- a. die Temperaturanforderung im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern erreicht wird und
- b. gleichzeitig der Kessel vorher nicht in Betrieb war.
- 2. Der Kessel geht nicht in Betrieb, wenn
  - a. die Temperaturanforderung im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern erreicht wird und
  - b. der Kessel vorher nicht in Betrieb war,
  - c. und gleichzeitig der Ks-Wert nicht erreicht ist.
- 3. Der Kessel geht nicht in Betrieb, wenn
  - a. unabhängig von den Temperaturwerten der Kessel vorher nicht in Betrieb war und gleichzeitig
  - b. der Ks-Wert nicht erreicht ist.
- 4. der Kessel beendet den Betrieb, wenn
  - a. Die Temperaturanforderung im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern erreicht wird und
  - b. die aktuelle Laufzeit die Mindestlaufzeit des Kessels übersteigt.

Neben den Zu- und Abschaltkriterien für die Simulation können die weiteren Randbedingungen der nachfolgenden Tabelle 6 entnommen werden.

**Tabelle 6: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation der Ergänzungsheizung.**

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Maximale Leistung Kessel:	$\dot{Q}_{EH}$	2x 10.000	kW
Mindestleistung Kessel:	$\dot{Q}_{EH,min}$	2.000	kW
Mindestlaufzeit Kessel:	$t_{EH,min}$	25	min
Maximaler Massenstrom Kessel:	$\dot{m}_{2,EH,max}$	$\dot{m}_2$	kg/s
Minimaler Massenstrom Kessel (Warmhaltung):	$\dot{m}_{2,EH,min}$	0,1	kg/s
Maximale Vorlauftemperatur nach Kessel:	$\vartheta_{VL,EH}$	95	°C
Ks-Wert für die Zuschaltung:	Ks	500	Ks
Oberfläche des Kessels:	$A_{EH}$	67	m <sup>2</sup>
Umgebungstemperatur Technikzentrale:	$\vartheta_{\infty}$	20	°C
Isolierschichtdicke Kesselisolierung:	$d_{EH,iso}$	25	cm
Wärmeleitfähigkeit Kesselisolierung:	$\lambda_{EH,iso}$	0,035	W/m/K
Feuerungst. Wirkungsgrad (Herstellerangabe):	$\eta_{FEH}$	92	%

## 5.6 Modellierung der Rohrinstallation und Armaturen

Grundlegende Anforderung bei der Bemessung von Rohrleitungen ist es einen optimalen Durchmesser hinsichtlich der wirtschaftlichen und technischen Strömungseigenschaften zu wählen. Aus wirtschaftlicher Sicht sind die hydraulischen Druckverluste (Kapitel 5.3) – bzw. letztlich der elektrische Aufwand zum Transport des Mediums – gegenüber den thermischen Wärmeverlusten (Kapitel 2.5.2) interessant.

Um aufwändige Berechnungen hinsichtlich der wirtschaftlichen Randbedingungen zu vermeiden gibt es von verschiedenen Herstellern bereits Vorgaben zur Dimensionierung (z. B. [63]), bzw. wird in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers die einzuhaltende Dämmschichtdicke durch die EnEV [64] vorgegeben.

Neben den standardmäßigen Einbauten wie z. B. Ventilen und Absperrklappen werden im Heizwerk auch statische Regulierventile und Regelventile eingesetzt. Regulierventile sind Ventile für den hydraulischen Abgleich eines Heizungssystems, welche z. B. im Auslegungsfall

für ausgeglichene Druckverhältnisse in einer Anlage sorgen. Dreiwegregelventile (3-Weg-Ventile) übernehmen im dynamischen Anlagenbetrieb die Aufgabe der Aufteilung der Massenströme zur Leistungs- / Temperaturregelung in Heizsystemen. Der Massenstrom im Pumpenkreis bleibt dabei konstant. Bei Durchgangsregelventilen (2-Weg-Ventile) erfolgt die Leistungsregelung bei konstanter Temperatur über die Drosselung des Massenstromes. Der Massenstrom im Pumpenkreis ist hierbei variabel. Grundlegend werden die verschiedenen Regelventile in sogenannten hydraulischen Grundsaltungen (siehe hierzu z. B. [39], [40], [65] u. a.) eingesetzt. Die jeweiligen hydraulischen Schaltungen haben grundlegend verschiedene Eigenschaften bezüglich Temperaturen im Vor- bzw. Rücklauf, den Massenströmen im System sowie des voranstehenden Differenzdrucks. Das Hauptaugenmerk aus technischer Sicht ist die Ventilautorität, welche ein Maß zur Abschätzung der Regelgüte darstellt. Diese lässt sich ganz allgemein über

$$a_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_{variabel}} \quad (48)$$

beschreiben. Die Ventilautorität  $a_v$  setzt sich dabei zusammen aus dem Druckverlust über das Ventil  $\Delta p_v$  und dem Druckverlust über die variable Strecke (Abbildung 32: DKA)  $\Delta p_{variabel}$ . Der Druckverlust über das Ventil kann dabei über Gleichung (53), die anzusetzende mengenvariable Teilstrecke nach VDMA 24199 [66] ermittelt werden.

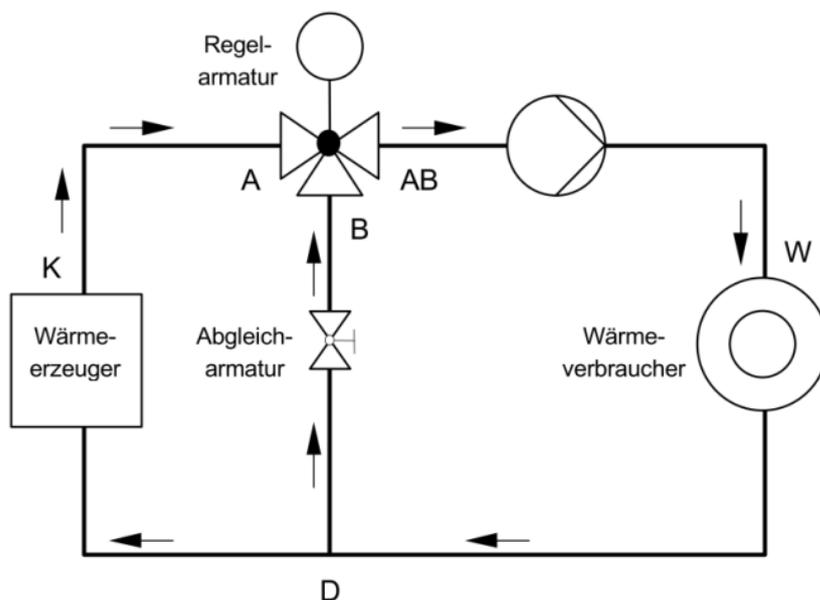


Abbildung 32: Regelung der Vorlauftemperatur mit einer Beimischschaltung inklusive der erforderlichen Armaturen (Regelarmatur und Abgleich- bzw. Regulierarmatur) [40].

Während bei 2-Weg-Ventilen die Angabe der Ventilautorität zur Abschätzung der Regelqualität ausreichend ist, nennt Roos [28] zur Auslegung von Dreiwegeventilen neben der Ventilautorität drei weitere wichtige Parameter für die Beurteilung des Regelverhaltens:

$$a' = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{variabel}} \quad (\neq a_v), \quad (49)$$

$$b = \frac{\Delta p_{konstant}}{\Delta p_{variabel}} \quad (50)$$

und

$$c = \frac{\Delta p_{Bypass}}{\Delta p_{variabel}} \quad (51)$$

Hierbei beschreibt der Parameter  $a'$  das Verhältnis zwischen dem Ventildruckverlust  $\Delta p_V$  und dem mengenvariablen Druckverlust  $\Delta p_{variabel}$  (Strecke DKA in Abbildung 32). Diese stellt den Einfluss der Ventilautorität dar. Parameter  $b$  beschreibt das Verhältnis des mengenkonstanten  $\Delta p_{konstant}$  zum mengenvariablen  $\Delta p_{variabel}$  Druckverlust. Dies berücksichtigt nach Roos [28] den dämpfenden Einfluss des mengenkonstanten Netzteils auf den Summenvolumenstrom. Der Parameter  $c$  beschreibt den Abgleich der Bypassstrecke BD ( $\Delta p_{Bypass}$ ) zum mengenvariablen Druckverlust der Strecke DKA ( $\Delta p_{variabel}$ , siehe Abbildung 32).

Nach verschiedenen Quellen aus der Literatur (z. B.: [28], [40], [67]) sollte die Ventilautorität  $a$  über 0,5 liegen, um eine ausreichende Regelstabilität zu erreichen. Die Grundlage zu dieser Aussage kann anhand der Arbeit von Roos näher diskutiert werden. Roos erläutert in [28] ausführlich warum der Summenvolumenstrom am Regeltor AB (siehe Abbildung 32) durch das Dreiwegeventil bei mittleren Hub über 100 % erreicht. Aus seinen Untersuchungen leitet er nachfolgende Abbildung 33 ab. Diese zeigt, welchen Einfluss der Parameter  $b$ , der Parameter  $c$  sowie der Parameter  $a'$  auf den Summenvolumenstrom des Regeltors AB haben.

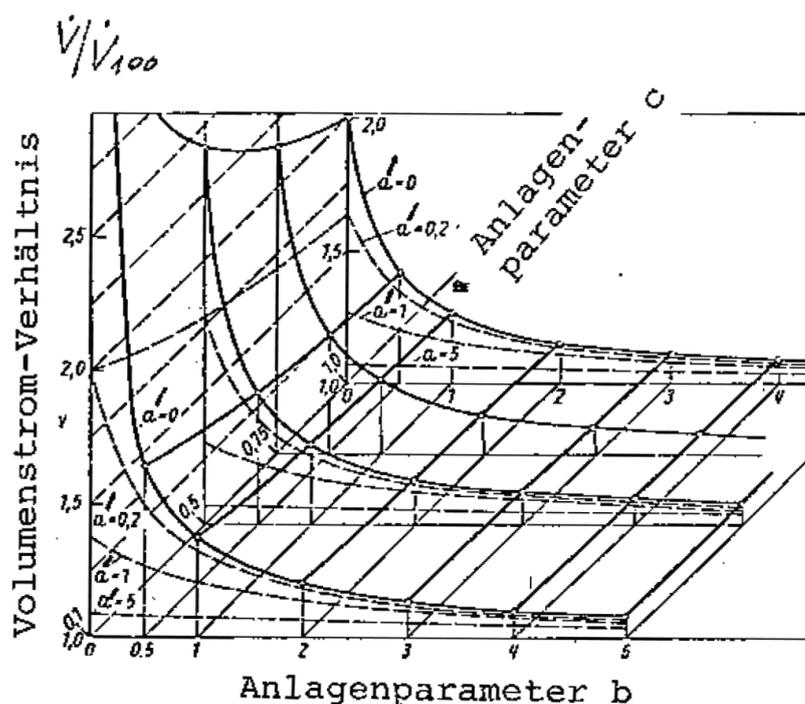


Abbildung 33: Veränderung des Summenvolumenstroms in Abhängigkeit der Parameter  $a'$ ,  $b$  und  $c$  [28].

Roos [28] empfiehlt ein Begrenzen des Überschwingens von 10 %. Dadurch ergeben sich keine zu starken, negativen Auswirkungen auf das Regelverhalten [28]. Nach Abbildung 33 kann bei erfolgtem hydraulischen Abgleich (Parameter  $c = 1$ ) und einem Parameter  $b > 3$  in Verbindung mit der Ventilautorität  $a > 0,5$  (daraus folgt Parameter  $a' = 1$ ) von einer ausreichenden Regelgüte ausgegangen werden. Im Falle  $c = 0,1$  (kein hydraulischer Abgleich des Bypasses) kann aus den Untersuchungen von Roos [28] abgeleitet werden, dass bei  $b > 5$  die Ventilautorität vernachlässigt werden kann. Roos [28] empfiehlt einen Abgleich der mengenvariablen Parallelstrecke BD bei Parameter  $b < 2$ .

Im üblichen Planungsprozess wird ein Heizsystem für den Auslegungsfall bemessen. Dabei wird auch die Ventilautorität  $a_v$  im Auslegungsfall geprüft. Im Betrieb der geothermischen Anlage (Basisfall) ist jedoch das Ventil im Auslegungsfall nicht aktiv. Es kann zur Reduzierung zu hoher Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz im Sommerfall oder auch bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung eingesetzt werden. Dementsprechend muss in diesen Betriebssituationen die Regelgenauigkeit ausreichend sein. Des Weiteren darf der maximale Druckverlust, der durch den Hersteller vorgegeben wird, nicht überschritten werden.

Mit Hilfe der in Abbildung 32 gezeigten einfachen Beimischschaltung soll nachfolgend die Vorgehensweise bei der Bemessung eines Dreiwegemischventils für die Simulation erläutert werden:

1. Mit Hilfe des Auslegungs-Massenstromes über das Ventil kann über Gleichung (52) der vorläufige  $k_{vs}$ -Wert<sup>1</sup> rechnerisch bestimmt werden. Hierbei ist  $\Delta p_0$  der Druckverlust über das Ventil unter Normbedingungen,  $\rho_0$  die Dichte des Mediums unter Normbedingungen sowie  $\Delta p_V$  und  $\rho$  der Druckverlust über das Ventil und die Dichte unter Betriebsbedingungen.

$$k_V = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0 \cdot \rho}{\Delta p_V \cdot \rho_0}} \quad (52)$$

2. Anhand des berechneten  $k_V$ -Wertes<sup>2</sup> kann ein geeignetes Ventil über den vom Hersteller vorgegebenen  $k_{vs}$ -Wert gewählt werden.
3. Mit Hilfe von Gleichung (53)

$$\Delta p_V = \Delta p_0 \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \left(\frac{\dot{V}}{k_V}\right)^2 \quad (53)$$

und einsetzen der Auslegungsparameter kann der resultierende Differenzdruck  $\Delta p_V$  über das Ventil bei gegebenem Volumenstrom  $\dot{V}$  im Auslegungsfall ermittelt werden. Dieser Differenzdruck darf dabei den vom Hersteller vorgegebenen maximalen Differenzdruck des Regelventils nicht übersteigen.

4. Über den berechneten Differenzdruck aus Gleichung (53) können die eingehend genannten Parameter ( $a_v$ ,  $a'$ ,  $b$  und  $c$ ) für die Beurteilung der Regelstabilität überprüft werden. Gegebenenfalls kann bei Abweichungen ein Ventil mit geeigneterem  $k_{vs}$ -Wert gewählt werden.

Die Ventilautorität und die verschiedenen Parameter werden für alle Simulationsmodelle in verschiedenen Betriebssituationen geprüft, so dass eine ausreichende Regelgenauigkeit eingehalten werden kann.

---

<sup>1</sup> Der  $k_V$ -Wert (siehe <sup>2</sup>), der sich bei voll geöffnetem Ventil ergibt (also bei Nennhub), heißt  $k_{vs}$ -Wert. Die Hersteller von Ventilen und Drosselorganen geben diese konstruktionsabhängige Größe für jedes Stellglied an.

<sup>2</sup> Der  $k_V$  -Wert entspricht dem Wasserdurchfluss durch ein Ventil bei einer Druckdifferenz von 1 bar über dem Regeltor.

### 5.6.1 Bereich Fördereinrichtung

Die Rohrinstallation der Fördereinrichtung umfasst den Bereich des Thermalkreises zwischen Förder- und Reinjektionsbohrung inklusive der obertägigen Anlagenperipherie wie z. B. die geothermischen Wärmeübertrager (siehe Abbildung 34, grüner Bereich). Der hydraulische Betriebspunkt der Tauchkreiselpumpe in diesem Bereich wird mittels des geplanten Massenstroms in Verbindung mit der sich durch die Rohrinstallation ergebenden Druckhöhe bestimmt. Die Druckhöhe der Tauchkreiselpumpe, der sogenannte Total Dynamic Head (TDH), setzt sich nach Gleichung (54) aus der geodätischen Höhe ( $h_{geo}$ ), der Druckverlusthöhe der Förderbohrung ( $h_{FB}$ ), der Druckverlusthöhe der Anlagentechnik übertage ( $h_{\ddot{U}}$ ), der notwendigen Ausgasungsdruckhöhe ( $h_A$ ) und der Druckverlusthöhe der Reinjektionsbohrung ( $h_{RB}$ ) zusammen.

$$TDH = h_{geo} + h_{FB} + h_{\ddot{U}} + h_A + h_{RB} \quad (54)$$

Über das Pascal'sche Gesetz

$$dp = \rho \cdot g \cdot h \quad (55)$$

kann aus einer ermittelten Druckhöhe die notwendige Druckerhöhung der Tauchkreiselpumpe  $dp$  berechnet werden. Hierbei ist mit  $\rho$  die Dichte des Mediums,  $g$  die Fallbeschleunigung und  $h$  die entsprechende Förderhöhe einzusetzen.

Der geodätische Anteil der gesamten Druckerhöhung  $dp_{geo}$  aus Gleichung (54) setzt sich aus

$$dp_{geo} = \rho_{Th,VL} \cdot g \cdot dh_{BWS} \quad (56)$$

zusammen. Die Druckhöhe des Betriebswasserspiegels  $dh_{BWS}$  kann dabei in der Praxis aus den Ergebnissen des Pumpversuches nach Abteufung der Bohrung ermittelt werden. Beim Pumpversuch wird über mehrere Tage ein unterschiedlicher Massenstrom aus dem Aquifer gefördert und dabei (u. a.) die Absenkung des Betriebswasserspiegels gemessen. In Anlehnung an die realen Auswertungen wird die dynamische Absenkung des Betriebswasserspiegels der fiktiven Anlage in Abhängigkeit des Massenstromes  $\dot{m}_{Th}$  über

$$dh_{BWS} = 0,02 \cdot \dot{m}_{Th}^2 - 0,1 \cdot \dot{m}_{Th} + 150 \quad (57)$$

in die Simulation integriert. Erfolgt keine Entnahme von Thermalwasser, so stellt sich der Ruhewasserspiegel in der Förderbohrung ein. Dieser liegt im Basismodell bei 150 m unterhalb der Geländeoberkante. Bei einer Förderrate von 75 kg/s sinkt der Betriebswasserspiegel auf 255 m unter Geländeoberkante ab.

Prinzipiell wird ein Bohrloch teleskopartig mit unterschiedlichen Bohrdurchmessern (zumeist drei Größen) von maximal 23" bis 6 1/8" gebohrt. Mit steigender Bohrtiefe wird die Wand eines Bohrloches zunehmend instabil, weshalb zur Stabilisierung ein Casing (Stahl-Futterrohr) eingebracht und mit Zement verpresst wird. Der Druckverlust der Förderbohrung ( $dp_{FB}$ ) wird über

$$dp_{FB} = \sum dp_{\lambda,FB} + \sum dp_{\zeta,FB} \quad (58)$$

berechnet. Der Druckverlust der Rohrreibung  $\sum dp_{\lambda,FB}$  sowie die Druckverluste durch Einzelwiderstände  $\sum dp_{\zeta,FB}$  werden nach den Gleichungen (16) – (19) für die verschiedenen Rohrabschnitte berechnet.

Die Verrohrung erfolgt für das Basismodell mit nahtlosen Stahlrohren nach DIN EN 10 220 (Reihe 1) über die verschiedenen Sektionen. Für den ersten Teilabschnitt bis 1500 m unter Geländeoberkante (GOK) wird ein Rohr mit einem Durchmesser von 10" eingesetzt. Die Länge des zweiten und dritten Teilabschnitts beträgt jeweils 650 m und wird mit Rohren von 8" und 6" verrohrt. Da in dem Untertagebereich keine Einbauten vorkommen, beträgt die Summe aller  $\zeta$ -Werte 0.

Analog zu Gleichung (58) kann der Druckverlust der Übertageinstallation über

$$dp_{\ddot{U}} = \sum dp_{\lambda,\ddot{U}} + \sum dp_{\zeta,\ddot{U}} \quad (59)$$

berechnet werden. Die Rohrdimension der Rohrinstallation Übertage beträgt DN 250. Die Summe aller  $\zeta$ -Werte beträgt 10,95. Als Einbauten der Übertageinstallation werden neben den Rohrbögen und Abzweigungen im Wesentlichen Absperrklappen, Filter, Diffusoren und Wärmemengenzähler installiert. Neben der Rohrinstallation mit den zugehörigen Einbauten findet sich in diesem Bereich auch der geothermische Wärmeübertrager wieder. Der Druckverlust des geothermischen Wärmeübertragers  $dp_{\ddot{U},W\ddot{U}T}$  wird aus den Auslegungsdaten des Herstellers mit verschiedenen Betriebspunkten über

$$dp_{\ddot{U},W\ddot{U}T} = 0,0095 \cdot \dot{m}_{Th}^2 + 0,1308 \cdot \dot{m}_{Th} - 1,3342 \quad (60)$$

ermittelt.

Der Mindestdruck zur Unterbindung einer Ausgasung  $dp_{A,min}$  ist abhängig vom Gasgehalt des Thermalwassers. Hierzu werden üblicherweise im Vorfeld Simulationen der Entgasungsdrücke durchgeführt, um Ausfällungen vor allem im geothermischen Wärmeübertrager zu unterbinden. Dieser notwendige Ausgasungsdruck liegt im Raum München typischerweise zwischen 7 und 11 bar. Übersteigt der notwendige Injektionsdruck  $dp_{RB}$  der Reinjektionsbohrung den geforderten Ausgasungsdruck  $dp_{A,min}$ , so muss eine Reinjektionspumpe das Thermalwasser in die Reinjektionsbohrung fördern. Der Ausgasungsdruck wird in diesem Fall mit  $dp_A = 0$  bar angesetzt. Ist der Reinjektionsdruck kleiner als der geforderte Ausgasungsdruck  $dp_{A,min}$  (7 bar), so ist der Ausgasungsdruck über

$$dp_A = dp_{A,min} - dp_{RB} \quad (61)$$

angesetzt. Der notwendige Ausgasungsdruck wird dabei über ein einstellbares Druckregulierventil (siehe Abbildung 4, V-109) im dynamischen Betrieb der Anlage konstant auf den Ausgasungsdruck gehalten.

Der notwendige Reinjektionsdruck  $dp_{RB}$  hängt neben der Rohrinstallation im Erdreich ebenso von den individuell gegebenen hydraulischen Eigenschaften des Erdreichs ab. Das bedeutet, dass z. B. keine Druckerhöhung für die Verpressung, bzw. auch erst ab einem gewissen thermalen Massenstrom eine Druckerhöhung notwendig sein kann. Aufgrund der hydraulischen

Gegebenheiten der in [12] analysierten Anlagen wird für die Simulation auf eine Reinjektionspumpe verzichtet.

Analog zur Förderbohrung kann die notwendige Druckerhöhung der Reinjektionsbohrung über den Pumpversuch ermittelt werden. Für die Simulation der fiktiven Anlage wird der Druckverlust der Reinjektionsbohrung  $dp_{RB}$  in Abhängigkeit des Volumenstromes  $\dot{V}_{Th}$  über

$$dp_{RB} = 0,004 \cdot \dot{V}_{Th}^2 - 0,03 \cdot \dot{V}_{Th} - 11 \quad (62)$$

berechnet.

Die weiteren, in die Berechnung eingehenden Randbedingungen im Bereich der Fördereinrichtung können dem Anhang B5 in Tabelle 12 entnommen werden.

### 5.6.2 Bereich Heizzentrale

Die Rohrinstallation des Heizwerkes umfasst den Bereich der Wärmebereitstellung im Heizwerk bis hin zum Anschluss des Fernwärmenetzes (siehe Abbildung 34, grauer Bereich).

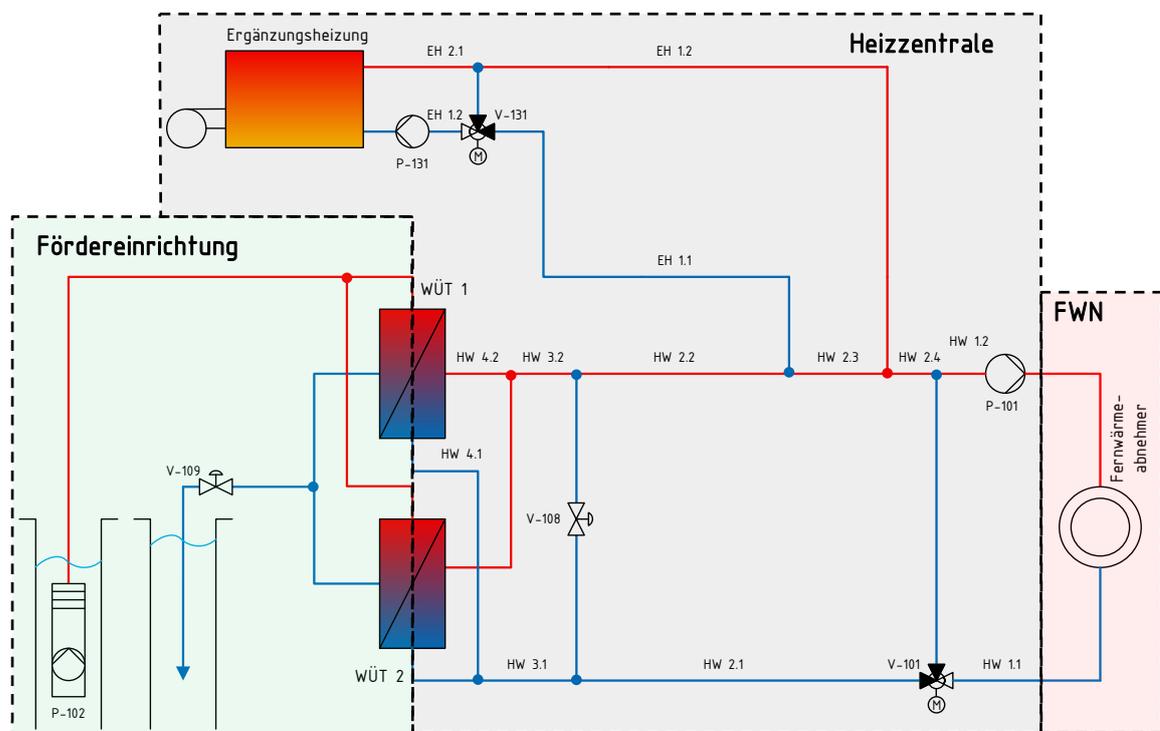


Abbildung 34: Systematische Aufteilung der verschiedenen Anlagenbereiche zur Berechnung der Druckverluste. Im Weiteren ist die Aufteilung der verschiedenen Rohrabschnitte des Heizwerkes zur Berechnung der Druckverluste dargestellt (vgl. Anhang B).

Abbildung 34 zeigt neben der systematischen Aufteilung der verschiedenen Anlagenbereiche ebenfalls die Aufteilung der verschiedenen Rohrabschnitte des Heizwerkes zur Berechnung der Druckverluste. Hierbei erfolgt die grundlegende Aufteilung der Abschnitte in die jeweiligen Pumpenkreise Ergänzungsheizung (EH) und Heizwerk (HW). Die Umwälzung des Bereiches der Ergänzungsheizung wird dabei über P-131 sichergestellt. Die Umwälzung des Bereiches Heizwerk erfolgt über die Netzpumpen (P-101), welche ebenso den Druckverlust des Fernwärmenetzes überwinden müssen. Im Bereich HW kann je nach Betriebssituation (z. B. bei aktivem Ventil V-101) eine Aufteilung des Massenstromes erfolgen, wodurch sich die Druckverhältnisse grundlegend ändern können. Die Berechnung der Druckverluste erfolgt nach Kapitel 5.3 für den

Auslegungsfall mit 200 kg/s. Hierbei wird festgelegt, dass beide Wärmeübertrager gleichmäßig durchströmt werden. Im Weiteren wird davon ausgegangen, dass die Bypassstrecken aller Ventile (z. B. zwischen HW 1.1 und HW 1.2) gegenüber dem eigentlich mengenvariablen Rohrabschnitt (z. B. zwischen HW 2.1 und HW 2.4) hydraulisch abgeglichen sind.

Die Bemessung von Ventilen und Regulierventilen erfolgt in derselben Nennweite wie die der Rohrdimensionen. Die Rohrdimensionen, angenommene Rohrleitungslängen und Zeta-Werte der Abschnitte wurden beziehungsweise zu Abbildung 34 in Tabelle 13 im Anhang B6 festgehalten. Des Weiteren sind in Tabelle 13 im Anhang B6 die Auslegungsparameter der Regelventile V-101 und V-131 zu finden.

### 5.6.3 Bereich Fernwärmenetz

Als Bilanzgrenze für die Simulation wird der Heizwerkausgang definiert. Für die Ermittlung des elektrischen Aufwands für die Netzpumpen sind deshalb lediglich die Druckverluste des ungünstigsten Stranges im Fernwärmenetz zu ermitteln. Die Berechnung der Druckverluste erfolgt im Wesentlichen nach Kapitel 5.3. Thermische Verluste werden aufgrund der genannten Bilanzgrenze nicht berechnet.

Das Fernwärmenetz selbst wird als Zweileitersystem ausgeführt und mit Wasser als Wärmeträgermedium betrieben. Der Trassenverlauf des Strahlennetzes ist in der Praxis angepasst an die geographischen bzw. städtebaulichen Gegebenheiten. Für die Simulation wird deshalb das Netz in fünf verschiedene Abnehmerbereiche unterteilt (siehe Abbildung 35). Die Abnehmerbereiche 1 – 4 stellen dabei jeweils örtlich zusammengefasste Bereiche mit mehreren Abnehmern und insgesamt höherer Leistung dar, während der Abnehmer 5 der hydraulisch ungünstigste Weg zum letzten Wärmeabnehmer ist. Im realen Betrieb unter wechselnden Betriebsbedingungen können auch örtlich zum Heizwerk näher angeordnete Abnehmer den ungünstigsten Druckverlust aufweisen. Dies wird jedoch in der Berechnung durch die Annahme konstanter Leistungsanteile zur Ermittlung des Massenstromes im jeweiligen Abschnitt vernachlässigt.

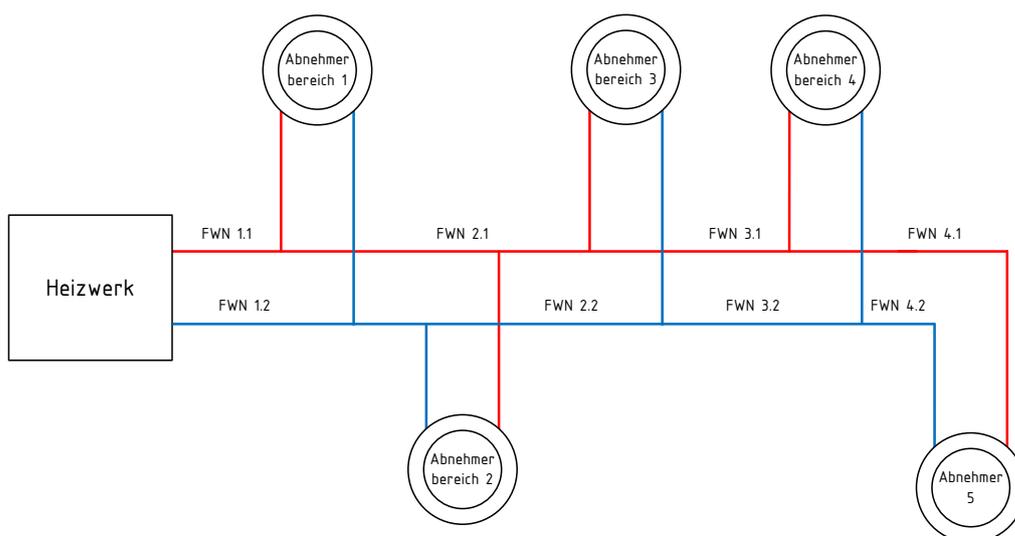


Abbildung 35: Vereinfachter, systematischer Aufbau des Fernwärmenetzes mit verschiedenen Abnehmerbereichen zur Berechnung des Druckverlustes.

Die Bemessung des Fernwärmenetzes wird anhand der Unterlagen des Herstellers Isoplus [63], welche in Abhängigkeit des Massenstromes wirtschaftliche Dimensionen vorgeben, durchgeführt.

Hierbei ergeben sich für die Rohrabschnitte die in Anhang B4 Tabelle 14 dargestellten Dimensionen. Die weiteren Berechnungsparameter wie z. B. Rohrleitungslängen, Zeta-Werte und die bereitzustellende Druckdifferenz an der ungünstigsten Hausanschlussstation sind ebenfalls dem Anhang B4 Tabelle 14 zu entnehmen.

## 5.7 Modellierung der Pumpen

Mit Hilfe des Volumenstroms eines vorgegebenen Anlagensystems kann die zu überwindende Gesamtdruckhöhe und somit die zum Transport des Mediums erforderliche hydraulische Leistung bestimmt werden. Dividiert man die hydraulische Leistung durch den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe (inklusive etwaiger Verluste von Frequenzumformer oder Transformatoren) kann die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{KP}$  einer Kreiselpumpe nach Gleichung (63) berechnet werden.

$$P_{KP} = \frac{\dot{V}_{KP} \cdot dp_{KP}}{\eta_{KP,ges}} \quad (63)$$

Dabei ist  $\dot{V}_{KP}$  der Volumenstrom der betrachteten Kreiselpumpe,  $dp_{KP}$  der Druckverlust der Rohre und Armaturen und  $\eta_{KP,ges}$  der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe. Der Gesamtwirkungsgrad setzt sich dabei aus der Division der hydraulischen Leistung durch die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe zusammen. Dieser wird herstellerabhängig für die jeweilige Pumpe ermittelt. Alle Pumpen werden grundsätzlich mit einem Frequenzumformer ausgestattet, so dass es möglich ist die benötigte elektrische Leistung entsprechend der Anlagenkennlinie anzupassen.

### 5.7.1 Tauchkreiselpumpe

Der elektrische Energiebedarf der Tauchkreiselpumpe beeinflusst die Effizienz der Gesamtanlage maßgeblich. Wie bereits unter Kapitel 2.2.1 diskutiert, besteht der elektrische Teil der Fördereinrichtung aus den Komponenten Tauchkreiselpumpe, Step-up Transformator, Frequenzumrichter und einem Step-down Transformator. Entscheidend bei der Bestimmung des Wirkungsgrades ist hierbei, dass zum einen bei diesem Wechselstromkreis der Leistungsfaktor  $\cos\phi$  sowie die thermischen Verluste des Frequenzumrichters miteinzubeziehen sind. Die Berechnung des  $\eta_{TKP,ges}$  der Fördereinrichtung ist relativ komplex und erfolgte für diese Arbeit durch den Hersteller der Tauchkreiselpumpen Baker Hughes Centrilitf. Beispielhaft wurde für die fiktive Anlage der Gesamtwirkungsgrad (inkl. Trafo) mit Hilfe einer firmeninternen Auslegungssoftware für die Tauchkreiselpumpe 27-675HC35000 mit dem Motor HMI 1000HP 4160V 143A (725 Series) berechnet. Gleichung (64) zeigt die für die Simulation angesetzte Anpassungskurve des Wirkungsgrades  $\eta_{TKP,ges}$  in Abhängigkeit des thermalen Volumenstromes  $\dot{V}_{Th}$  auf Basis der Berechnungen des Herstellers.

$$\eta_{TKP,ges} = -20 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{V}_{Th}^2 + 4,0 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{V}_{Th} + 0,25 \quad (64)$$

### 5.7.2 Pumpen Fernwärmenetz

Die Modellierung des Wirkungsgrades der Netzpumpen kann durch die Betrachtung des Auslegungsfalles der Anlage in Verbindung mit der Bemessung der Anlagenperipherie (Rohrinstallation und Armaturen) und den Auslegungsdiagrammen der Pumpenhersteller erfolgen. Für die Bemessung der Pumpen wird der Auslegungsfall mit einem Massenstrom von 200 kg/s sowie den in Anhang B0 und B7 zu Grunde gelegten Rohrdimensionen, Rohrlängen und Einbauten angesetzt. Es ergibt sich für die Berechnung im Auslegungsfall eine Förderhöhe von 130,5 m.

Eingesetzt zum Transport des Fernwärmewassers wird dafür eine Pumpe des Herstellers Grundfos (NKG 200-150-400/404 3x400 V 60 Hz; Kennlinien siehe Abbildung 36).

Es werden 2 parallele Pumpen eingesetzt. Abbildung 36 zeigt das Kennlinienfeld der parallel eingesetzten Netzpumpen. Neben den verschiedenen Drehzahlbereichen wird die Anlagenkennlinie gezeigt. Unterhalb von 25 % des Drehzahlbereiches kann die Pumpe nicht betrieben werden, weshalb die Vorgabe für die Betriebskennlinie der Pumpe (externe Proportionaldruckregelung; Kurve zweiter Ordnung) die Regelung auf 90 % der Förderhöhe im Auslegungsfall ist. Alternativ bestanden die möglichen Vorgaben in der Auslegungssoftware des Herstellers z. B. in einer linearen Proportionaldruckregelung, Konstantdruckregelung oder Temperaturregelung. Da am hydraulisch ungünstigsten Abnehmer ein Mindest-Differenzdruck zum Betreiben der Hausanschlussstation notwendig ist, eignen sich für Netzpumpen in Heizwerken ausschließlich druckgeregelte Pumpen. Unter den vom Hersteller angebotenen Möglichkeiten ist die gewählte Regelungsart bei den druckgeregelten Pumpen die energetisch beste Wahl.

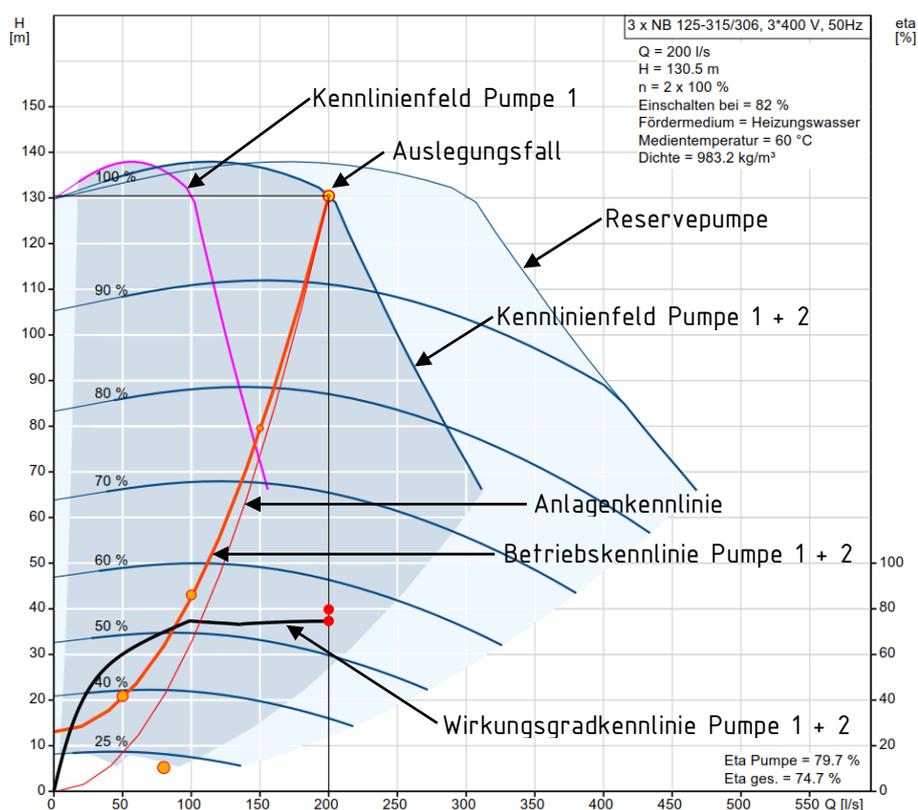


Abbildung 36: Kennlinien der Netzpumpen nach Bemessung in [68]. Dargestellt sind die Kennlinienfelder der parallelen Pumpen mit den verschiedenen Kennlinien zur Auslegung (z. B. Anlagenkennlinie) bzw. der Pumpencharakteristik (z. B. Wirkungsgradkennlinie). Die Wirkungsgradkennlinie wird zur Modellierung der Netzpumpen herangezogen.

Entsprechend dem Kennlinienfeld des Herstellers wird die Wirkungsgradkennlinie  $\eta_{NP,ges}$  über zwei Bereiche modelliert. Im Bereich unter 141 l/s kann der Wirkungsgrad über

$$\eta_{NP,ges,<141} = 0,234 \cdot \ln(\dot{V}_2) - 0,381 \quad (65)$$

modelliert werden. Erreicht der Volumenstrom im Fernwärmenetz  $\dot{V}_2$  141 l/s, so erfolgt ein Sprung in der Wirkungsgradkurve. Der Bereich über 141 l/s kann über

$$\eta_{NP,ges,>141} = -0,51 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}_2 + 0,785 \quad (66)$$

modelliert werden.

### 5.7.3 Pumpe Ergänzungsheizung

Abbildung 37 zeigt das Kennlinienfeld der Pumpe. Da die Pumpe bei der Ergänzungsheizung bei hohen Lastfällen ebenfalls annähernd dieselben Massenströme transportieren soll wie die Netzpumpen muss auch hier eine entsprechend große Pumpe eingesetzt werden. Lediglich die Druckhöhe mit 14,6 m im Auslegungsfall unterscheidet sich dabei deutlich von den Netzpumpen.

Es werden 2 parallele Pumpen eingesetzt, wobei eine davon redundant ist. Auch hier kann über die Auslegungssoftware des Herstellers Grundfos eine geeignete Pumpe (NBG 300-250-350/370, 3x400 V, 60 Hz) ausgelegt werden. Die energetisch günstigste Betriebsart ist die externe Vorgabe eines Proportionaldruckes über eine Anlagenkennlinie zweiter Ordnung. Dabei wird die Druckhöhe auf 90 % der maximalen Förderhöhe im Auslegungsfall reduziert (siehe Betriebskennlinie in Abbildung 37).

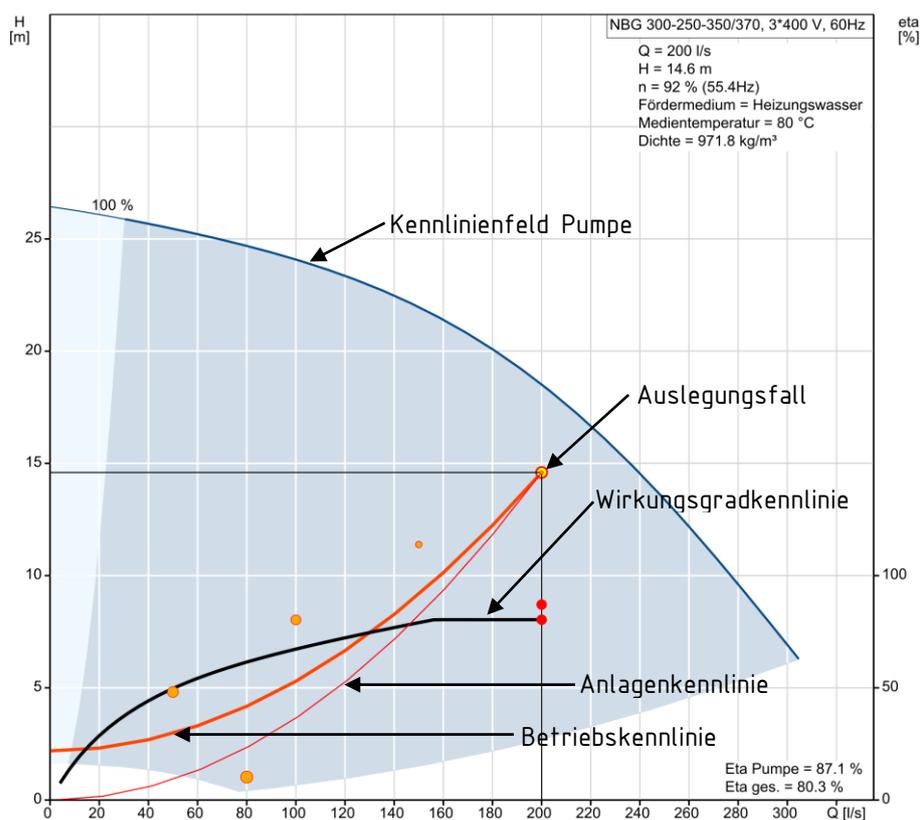


Abbildung 37: Kennlinien der Pumpe der Ergänzungsheizung nach Bemessung in [68]. Dargestellt sind die Kennlinienfelder der Pumpe mit den verschiedenen Kennlinien zur Auslegung (z. B. Anlagenkennlinie) bzw. der Pumpencharakteristik (z. B. Wirkungsgradkennlinie). Die Wirkungsgradkennlinie wird zur Modellierung der Pumpe der Ergänzungsheizung herangezogen.

Entsprechend den Angaben des Herstellers kann der Wirkungsgrad  $\eta_{EHP,ges}$  über zwei Bereiche modelliert werden. Im Bereich unter 157 l/s erfolgt die Abbildung des Wirkungsgrades über

$$\eta_{EHP,ges,<157} = -0,22 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}_2^2 + 0,752 \cdot 10^{-2} \cdot \dot{V}_2 + 0,166. \quad (67)$$

Überschreitet der Volumenstrom zur Ergänzungsheizung  $\dot{V}_2$  157 l/s, so erfolgt ein abflachen der Wirkungsgradkurve. Dieser Bereich kann über

$$\eta_{EHP,ges,>157} = -0,47 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}_2 + 0,812 \quad (68)$$

modelliert werden.

## 5.8 Modellierung sonstiger elektrischer Energiebedarf

Aus den in [12] analysierten Heizwerken wurde ein minimaler, sonstiger elektrischer Energiebedarf im Sommerfall mit 22 kW (ca. 20 kg/s im Fernwärmenetz) aus den Messdaten ausgewertet. Der maximale, sonstige elektrische Energiebedarf beträgt 75 kW. Linear ansteigend mit dem Volumenstrom des Fernwärmenetzes wird für die Modellierung ein vom minimalen elektrischen Energiebedarf ausgehender dynamischer Anteil addiert.

$$P_{el,son} = 0,3 \cdot \dot{V}_2 + 16 \quad (69)$$

## 5.9 Modellierung des Wärmespeichers

### 5.9.1 Allgemeine Modellierungsgrundlagen

Der komplexe Strömungsvorgang in einem Wärmespeicher wird in der Systemsimulation mit einem eindimensionalen Kolbenfluss-Modell abgebildet. Die Dimensionierung des Speichers und des Diffusors erfolgt durch Vorgabe des Speichervolumens nach den in Huhn [52] festgelegten Dimensionierungskriterien (Gleichungen (13)–(15)). Die einzigen Speicheranschlüsse des druckbehafteten Speichers werden dabei zentral durch den Speicherdeckel bzw. den Speicherboden geführt.

Die örtliche Diskretisierung des Speichers erfolgt in 100 gleichmäßigen Schichten (finite Volumen) mit homogener Temperatur in der jeweiligen Schicht. Aus den jeweiligen Temperaturen der unteren bzw. oberen Schichten des Speichers wird die für das System relevante Vor- bzw. Rücklaufemperatur (z. B. zum Wärmeübertrager) berechnet. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt in 60 Sekunden-Intervallen (Vorgabe durch Heizwerkdaten). Die Be- bzw. Entladung des Speichers wird dabei in zwei unterschiedliche Betrachtungsfälle aufgeteilt. Zu Beginn des Vorgangs wird die reine Konvektion berechnet. Im Anschluss daran werden die Wärmeleitung im Speicher sowie die Wärmeverluste nach außen bestimmt.

### 5.9.2 Modellierung der Be- und Entladevorrichtung

Entscheidend für die Effizienz eines Wärmespeichers ist die thermische Schichtung im Speicher. Diese wird allgemein beeinflusst durch die Strömungsgeschwindigkeiten, die Konstruktion und Lage der Ein- und Auslassöffnungen sowie die Temperaturdifferenz zwischen Speicher und einströmendem Fluid [52]. Die thermische Schichtung von Wärmespeichern kann mit strömungstechnischen Kenngrößen beschrieben werden.

Im einfachsten Fall tritt eine erzwungene, kolbenartige Strömung im Speicher auf. Die dabei bestimmenden Kräfte sind die Trägheitskraft des Mediums  $F_a$  sowie die Reibungskraft zwischen Medium und Behälterwand  $F_r$ . Das dimensionslose Verhältnis dieser beiden Kräfte wird durch die Reynolds-Zahl  $Re$  beschrieben. Die Höhe der Reynolds-Zahl zeigt dabei ob eine laminare

Rohrströmung ( $<2300$ ), eine Strömungsform im Übergangsbereich ( $2300 \leq Re \leq 4000$ ) oder eine turbulente Strömungsform ( $>4000$ ) vorherrscht.

$$Re = \frac{F_a}{F_\tau} \approx \frac{\rho \cdot w^2 \cdot L^2}{\rho \cdot w \cdot L \cdot \gamma} = \frac{w \cdot L}{\gamma} \quad (70)$$

Hierbei bezeichnet  $L$  die charakteristische Länge,  $\rho$  die Dichte des Fluides,  $\gamma$  die kinematische Viskosität des Fluides und  $w$  die Geschwindigkeit des Fluides. Die Grashof-Zahl  $Gr$  ist eine Art Reynolds-Zahl für die freie Konvektion. Sie beschreibt das Verhältnis der freien Auftriebsströmung (freie Konvektion) zu der auf das Fluid wirkenden Trägheitskraft (Viskosität). Sie wird in der Wärmeübertragung zur Berechnung der freien, thermischen Konvektion eingesetzt.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta\vartheta \cdot L^3}{\gamma^2} \quad (71)$$

Hierbei bezeichnet  $g$  die Fallbeschleunigung und  $\beta$  den Volumenausdehnungskoeffizient des Fluides. Die Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta$  wird dabei nach Gleichung (72) angesetzt.

Die Richardson-Zahl  $Ri$  wird in Chen [69, 70] untersucht. Sie setzt sich aus der Reynolds-Zahl und der Grashof-Zahl zusammen und beschreibt das Verhältnis von Auftriebskraft zur Trägheitskraft.

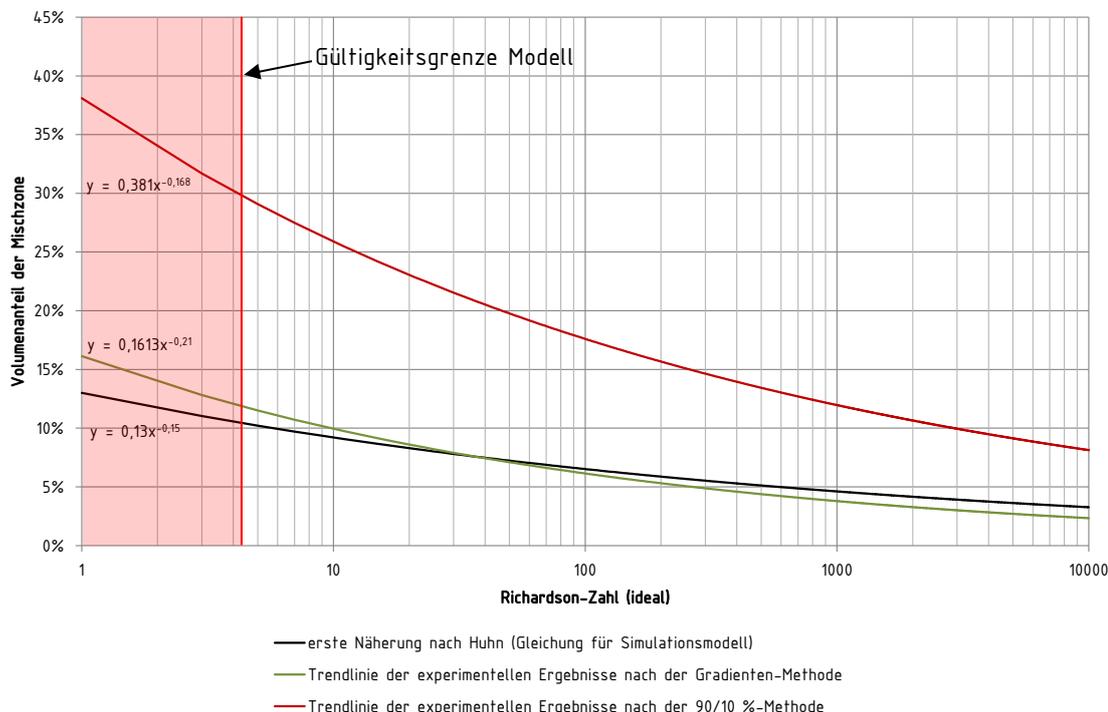
$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g \cdot \beta \cdot (\vartheta_{Sp, ein} - \vartheta_{Sp}) \cdot L}{w^2} \quad (72)$$

Hierbei ist  $\vartheta_{Sp, ein}$  die Eintrittstemperatur in den Speicher,  $\vartheta_{Sp}$  die Temperatur im Speicher und  $w$  die Ausströmgeschwindigkeit in den Speicher. Als Ausströmgeschwindigkeit bei Beladetassen in Wärmespeichern wird die mittlere Geschwindigkeit angesetzt, welche sich mit der gesamten Ausström-Querschnittsfläche am Rand der Beladetasse ergibt. Die charakteristische Länge kann je betrachteter Fallsituation variieren. Huhn [52] setzt als charakteristische Länge die Speicherhöhe an. Huhn [52] und Göppert et al. [53] verwenden die Richardson-Zahl, um Aussagen zur Eindringtiefe der vertikalen Einströmung in den Speicher beim Einsatz von Beladetassen abzuleiten. Hierbei wird in Abhängigkeit der Richardson-Zahl eine sogenannte Mischzone für verschiedene Situationen definiert. Die Mischzone ( $\psi_{MZ}$ ) wird dabei als Verhältnis des durchmischten Volumens  $V_{MZ}$  zum gesamten Speichervolumen  $V_{Sp}$  angegeben [52].

$$\psi_{MZ} = \frac{V_{MZ}}{V_{Sp}} \quad (73)$$

Huhn [52] führte wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben experimentelle und simulationsgestützte Analysen zur Bestimmung des Volumenanteils der Mischzone im Speicher durch. Bei der Darstellung der Ergebnisse lag jeweils ein Mischungszustand vor, bei dem ein Drittel des Speichervolumens zugeströmt war. Abbildung 38 zeigt die aus den Untersuchungen von Huhn resultierenden Trendlinien zur Bestimmung des Volumenanteils der Mischzone bei Einströmung über eine Beladetasse in Abhängigkeit der idealen Richardson-Zahl. Die enorme Spannbreite der Angabe ergibt sich aus der jeweiligen Auswertungsmethode der Mischzone (Gradienten-Methode bzw. 90/10-Methode). Die in Gleichung (12) angegebene Näherung ist ebenfalls dargestellt. Die

zu Gleichung (12) angegebene Abweichung nach oben wäre dabei noch deutlich unter der Trendlinie nach der 90/10 %-Methode. Für die Modellierung der Mischzone im Speicher wird die in Abbildung 38 dargestellte Trendlinie nach Gleichung (12) in Verbindung mit den Auslegungskriterien von Huhn [52] in Kapitel 4.2.3 (Gleichungen (13)–(15)) herangezogen.



**Abbildung 38:** Volumenanteil der Mischzone bei Einströmung über eine Beladefasse als Funktion über der idealen Richardson-Zahl. Experimentelle Ergebnisse aus Huhn [52] nach der Gradienten-Methode (grün), der 90/10 %-Methode (rot) sowie die Angabe zur ersten Näherung (schwarz). Die erste Näherung wird für das Modell zur Berechnung der Mischzonengröße herangezogen. Das Modell ist gültig für Richardson  $> 4,1$ .

Der Beladevorgang des Speichers in geothermischen Heizwerken beginnt unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze. Hierbei wird bei der Low-Ex-Beladung (hybride Speichereinbindung) zunächst mit kleineren Massenströmen und bei gleichbleibenden Ladetemperaturen beladen. Eine Auslegung der Beladefasse bei ca. 5 – 28 kg/s und einer Temperaturdifferenz von 30 K wäre hier sinnvoll. Kleinere Massenströme führen zu höheren Richardson-Zahlen. Die Richardson-Zahlen bei der Low-Ex-Beladung bewegen sich zwischen 10 und 350. Die Mischzonengröße ergibt sich dann nach Abbildung 38 mit ca. 6 – 9 %. Die Mischungszone bei 6 % resultiert bei extrem niedrigen Volumenströmen bei der Beladung. Die Trendlinie nach Gleichung (12) liegt dabei über der Trendlinie nach der Gradienten-Methode. Dies rechtfertigt sich mit den eingehend diskutierten Erkenntnissen aus Göppert et al. [53] in Kapitel 4.2.3, da sich bei den hohen Temperaturdifferenzen die Mischzone aufgrund der Dominanz der Auftriebskräfte im Plattenspalt vergrößert. Die High-Ex-Ladung benötigt deutlich höhere Massenströme von 25 – 42 kg/s. Hierbei herrschen jedoch annähernd isotherme Verhältnisse, so dass der thermische Auftrieb aufgrund der Dichteunterschiede vernachlässigbar sein wird. Die Auslegung der Beladefasse mit  $d_T = 0,52$  m ergibt in Verbindung mit Richardson-Zahlen von 4 – 10 dabei ein anteiliges Volumen der Mischzone von 8 – 10 %. Die Trendlinie der Näherungskurve bewegt sich dabei unterhalb der Trendlinie der Gradienten-Methode. Dies kann als gerechtfertigt angesehen werden, denn auch hier dominieren bei

annähernd isothermen Einströmverhältnissen die hohen Einströmgeschwindigkeiten gegenüber dem Auftrieb in der Beladetasse.

Die Entladung des warmen Speichers über eine unten eingebrachte Beladetasse wurde in den vorliegenden Arbeiten nicht explizit untersucht. Göppert et al. [53] analysiert jedoch die Beladung eines kalten Speichers mit einem warmen Fluid, sowie auch die isotherme Beladung eines Speichers – jeweils mit unten im Wärmespeicher angeordneter Prallplatte und Einströmung entgegen dem Erdbeschleunigungsvektor. Bei der isothermen Einströmung von unten herrschen grundsätzlich die gleichen Bedingungen wie bei der isothermen Einströmung von oben, da der Erdbeschleunigungsvektor keinen Einfluss auf die Strömung besitzt [53]. Strömt nun kaltes Wasser in den warmen Speicher (Entladevorgang), so kann gefolgert werden, dass aufgrund des Dichteunterschieds eine Ablösung der Strömung früher erfolgen kann, jedoch im Gegensatz zur Beladung nun von der oberen Platte. Die Ablösung erfolgt nunmehr nach unten. Das einströmende Fluid strömt in den unteren Speicherbereich, wodurch sich die Schichtungseigenschaften gegenüber der Beladesituation tendenziell verbessern. Für die Entladung des Speichers unter den gegebenen Randbedingungen in tiefegeothermischen Heizwerken wird im Folgenden ebenfalls die Näherung aus Gleichung (12) für die Bestimmung der Mischzone verwendet.

Abschließend soll angemerkt werden, dass für große Wärmespeicher in der tiefen Geothermie mit hohen, stark variierenden Massenströmen eine individuelle Planung der Einströmöffnung unabdingbar ist. Für die nachfolgende Simulation wird, wie bereits erwähnt, Gleichung (12) als erste Näherung herangezogen. Als Information für die weiterführende Auslegung eines Wärmespeichers kann über die Simulation ein Hauptbetriebsbereich der Beladetasse mit gegebenen Betriebsparametern genauer definiert werden. Auf dieser Basis kann eine weitere, detailliertere Betrachtung der Beladeeinrichtung erfolgen.

### 5.9.3 Modellierung der reinen Konvektion im Speicher

Die Berechnung der Konvektion der Schichten im einströmenden Bereich des Diffusors erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird das im Speicher befindliche Wasser durch das einströmende Wasser verdrängt (Kolbenströmung). Die Temperatur in den komplett verdrängten Schichten wird über die Temperatur des einströmenden Wassers bestimmt. Die Temperatur in der Grenzschicht zwischen dem im Speicher befindlichen Wasser und dem neu einströmenden Wasser wird in Abhängigkeit des prozentualen Mischverhältnisses in dieser Grenzschicht berechnet. Im zweiten Schritt werden konvektive Mischvorgänge beim Einströmen in den Speicher nach den Untersuchungen von Huhn in [52] vereinfacht nach Gleichung (12) modelliert. Dadurch ergibt sich eine einheitliche Mischtemperatur über die gesamte Höhe der Mischzone.

Durch die hier praktizierte Verschiebung über mehrere Zellen kann einer numerischen Diffusion („verschmieren“ bzw. überlagern von Temperaturen; siehe hierzu [71]) vorgebeugt werden. Die numerische Diffusion wird mittels der CFL-Zahl (Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl) beschrieben.

$$\text{CFL} = \frac{w \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (74)$$

Die CFL-Zahl beschreibt den Strömungsweg  $w \cdot \Delta t$ , welcher im Speicher zurückgelegt wird im Verhältnis zur örtlichen Diskretisierungslänge  $\Delta x$ . Nimmt die CFL-Zahl dabei Werte größer 1 an, so ist mehr als eine Zelle im Zeitschritt betroffen und Informationen landen im Schichtzwischenraum, werden über Interpolation erfasst und auf die benachbarten Knoten

zerstreut [71]. Nimmt die CFL-Zahl Werte kleiner 1 an, so kann die zufließende Fluidmenge das Schichtvolumen nicht auffüllen, die Information wird ebenfalls auf die benachbarten Knoten zerstreut [71]. In beiden Fällen entsteht numerische Diffusion. Unter der Annahme, dass nach Abbildung 26 bei einem  $100 \text{ m}^3$  Speicher zwischen 2 und  $60 \text{ kg/s}$  zuströmen, beträgt die Geschwindigkeit im Speicher  $0,16 \text{ mm/s}$  bis  $5 \text{ mm/s}$  womit die CFL-Zahl bei einer Schichtdicke von  $0,0825 \text{ m}$  zwischen  $0,12$  und  $3,6$  schwankt. An dieser Stelle wird im Modell durch die direkte Verschiebung im Speicher über mehrere Schichten der numerischen Diffusion vorgebeugt. Die bereits erwähnte Grenzschicht zwischen „altem“ und „neuem“ Speichermedium wird anteilig als Mischtemperatur berechnet. An dieser Stelle wird die numerische Diffusion durch die Berechnung der Mischtemperatur „geglättet“. Die numerische Diffusion steigt mit der Höhe der Temperaturdifferenz der beiden Temperaturen in der Grenzschicht an. Solange die Temperaturdifferenzen bei der Speicherladung hoch sind (1. – 3. Zeitschritt der Speicherladung) entsteht an dieser Stelle die erwähnte „geglättete“ numerische Diffusion. Aufgrund der korrekten Energiebilanz in den Schichten und des im Vergleich zur Speicherladedauer sehr kurzen Auftretens der numerischen Diffusion (ca. 2% der Ladedauer) wird dieser Fehler akzeptiert.

#### 5.9.4 Modellierung der instationären Wärmeleitung im Speicher

Die Wärmeleitung im Speicher wird im Modell berücksichtigt (vgl. [72]). Die partielle Differentialgleichung für die eindimensionale Wärmeleitung ohne innere Wärmequellen ergibt sich nach Abbildung 39 an der Stelle  $i$  mit

$$\dot{Q}_i = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \quad (75)$$

An der Stelle  $i+1$  beträgt der Wärmestrom

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{i+1} &= \dot{Q}_i + \lambda \cdot A \cdot \frac{\partial(d\dot{Q})}{\partial x} dx = -\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \cdot A \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) \cdot dx = \\ &= -\lambda \cdot A \cdot \left( \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \cdot dx \right). \end{aligned} \quad (76)$$

Grundgleichung für ein Temperaturfeld kann dabei mit der einfachen Energiebilanz

$$d\dot{Q} = \dot{Q}_i - \dot{Q}_{i+1} \quad (77)$$

beschrieben werden. Dabei wird die Differenz  $d\dot{Q}$

$$d\dot{Q} = dm \cdot c_p \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = A \cdot dx \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \quad (78)$$

in dem jeweiligen Volumenelement gespeichert. Die gespeicherte Wärmeenergie lässt sich nach einsetzen und umformen in Abhängigkeit der Zeit über die Energiebilanz am Volumenelement

$$d\dot{Q} = \dot{Q}_i - \dot{Q}_{i+1} \quad (79)$$

folglich

$$\frac{d\vartheta}{dt} = a \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \quad (80)$$

berechnen. Hierbei ist die Temperaturleitfähigkeit  $a$  des Speichermediums mit

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (81)$$

definiert.

Die Lösung der eindimensionalen Differentialgleichung in Gleichung (80) kann z. B. über eine Reihenentwicklung nach Taylor oder Fourier analytisch erfolgen. Durch Vorgabe eines endlichen (finiten) Intervalls von  $\Delta i$  und  $\Delta t$  kann für die Betrachtung der Temperatur in diesen Intervallen Gleichung (82) als finite Differenzenform

$$\frac{\Delta_t \vartheta}{\Delta t} = \frac{a}{\Delta x} \cdot \underbrace{\Delta x \cdot \left( \frac{\Delta x \cdot \vartheta}{\Delta x} \right)} \quad (82)$$

Ortsabhängige Änderung der Temperaturdifferenz

abgeleitet werden.

Nach Abbildung 39 ergibt sich die Temperaturdifferenz an der Stelle  $i$  zur Zeit  $t + 1$  mit

$$\Delta_t \vartheta = \vartheta_{i,t+1} - \vartheta_{i,t}, \quad (83)$$

die Temperaturdifferenz an der Stelle  $i$  zur Zeit  $t$  kann mit

$$\Delta_x \vartheta = \vartheta_{i+1,t} - \vartheta_{i,t} \quad (84)$$

beschrieben werden.

Die Änderung des Wärmestroms infolge Wärmeleitung an der Stelle  $i$  wird dabei durch die unterschiedliche Steigung des Temperaturgradienten  $\Delta\vartheta/\Delta t$  vor und nach  $i$  beschrieben:

$$\Delta \dot{Q} = \Delta \dot{Q}_{zu} - \Delta \dot{Q}_{ab} = -\lambda \cdot \Delta A \cdot \underbrace{\left( \frac{\vartheta_{i+1,t} - \vartheta_{i,t}}{\Delta x} - \frac{\vartheta_{i,t} - \vartheta_{i-1,t}}{\Delta x} \right)} \quad (85)$$

Ortsabhängige Änderung der Temperaturdifferenz

Einsetzen der ortsabhängigen Änderung der Temperaturdifferenz aus Gleichung (85) in Gleichung (82) und umformen führt zur Temperaturdifferenz

$$\Delta_t \vartheta = \vartheta_{i,t+1} - \vartheta_{i,t} = 2 \cdot a \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \cdot (\vartheta_{i+1,t} - 2 \cdot \vartheta_{i,t} - \vartheta_{i-1,t}). \quad (86)$$

Ist der Temperaturverlauf zur Zeit  $t$  bekannt, so kann der Temperaturverlauf zur Zeit  $t + 1$  über nachfolgende Gleichung (87) explizit berechnet werden:

$$\vartheta_{i,t+1} = 2 \cdot a \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \cdot (\vartheta_{i+1,t} - 2 \cdot \vartheta_{i,t} - \vartheta_{i-1,t}) + \vartheta_{i,t} \quad (87)$$

Gaderer erwähnt in [73], dass dieses explizite Berechnungsverfahren unter Einhaltung der Bedingung

$$a \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \leq 0,5 \quad (88)$$

stabil bleibt.

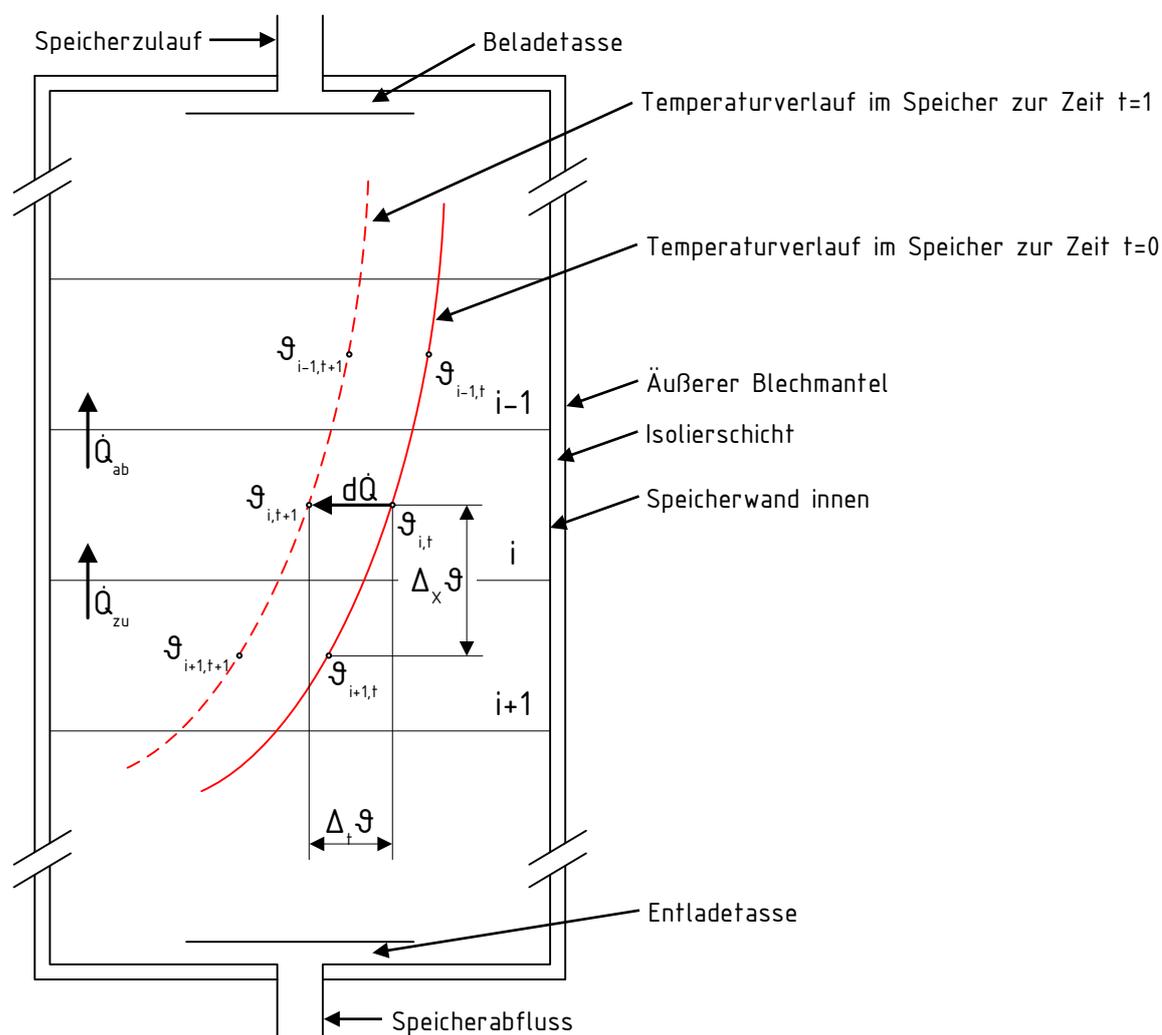


Abbildung 39: Darstellung des Speichersmodells mit der Modellierung der instationären Wärmeleitung im Speicher über finite Differenzen. Die Darstellung zeigt einen qualitativen Temperaturverlauf in exemplarisch dargestellten Schichten und verdeutlicht die zur Berechnung der instationären Wärmeleitung im Speicher verwendete Vorgehensweise.

5.9.5 Modellierung der Wärmeverluste durch die Behälterwand

Die Wärmeverlustleistung durch die Speicherhülle kann über die Grundgleichung

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta \tag{89}$$

berechnet werden. Die Fläche A ergibt sich dabei über Außenseite der Wetterschutzschicht des Wärmespeichers in der jeweiligen Schicht. Bei der Schicht  $i = 1$  und  $i = 100$  ist zusätzlich die Außenfläche des Speicherdeckels bzw. des Speicherbodens anzusetzen. Die erforderlichen k-Werte der jeweiligen Schichten werden nach Gleichung (35) ohne den Verschmutzungsfaktor berechnet. Die örtlichen alpha-Werte zur gegebenen Situation der jeweiligen Schicht werden nach dem VDI-Wärmeatlas [37] Kapitel F (freie Konvektion) und G (erzwungene Konvektion) bestimmt. Hierbei müssen zunächst die temperatur- und druckabhängigen Stoffdaten für die Medien Luft an der Außenseite und Wasser im Speicherinneren bestimmt werden. Um die alpha-Werte nach umgestellter Gleichung (36) zu bestimmen, ist es erforderlich die von den jeweiligen Bedingungen abhängige Nusselt-Zahl (siehe Gleichungen (91)-(98)) zu berechnen. Die gegebenenfalls erforderlichen dimensionslosen Kennzahlen Reynolds-Zahl und Grashof-Zahl können nach den Gleichungen (70) und (71) vorab bestimmt werden. Die Rayleigh-Zahl  $Ra$  bildet sich aus dem Produkt

$$Ra = Pr \cdot Gr . \tag{90}$$

Nachfolgende Tabelle 7 gibt einen Überblick für die zur Berechnung der örtlichen alpha-Werte verwendeten Nusselt-Korrelationen aus dem VDI-Wärmeatlas [37].

**Tabelle 7: Nusselt-Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs für die Wärmeverluste des Wärmespeichers nach VDI-Wärmeatlas [37]. Je nach Anwendungsfall werden verschiedene Nusselt-Korrelationen angesetzt.**

Beschreibung des Anwendungsfalls	Nusselt-Korrelationen	Quelle/ Kapitel
Freie Konvektion, vertikale Fläche	$Nu = \left[ 0,825 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_1(Pr))^{\frac{1}{6}} \right]^2 \tag{91}$ $f_1(Pr) = \left[ 1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{16}{9}} \tag{92}$	[37]/ Fa2
Freie Konvektion, horizontale Fläche – Kühlung an der Unterseite	$Nu = 0,15 \cdot [Ra \cdot f_2(Pr)]^{\frac{1}{3}} \tag{93}$ $f_2(Pr) = \left[ 1 + (0,322/Pr)^{\frac{11}{20}} \right]^{-\frac{20}{11}} \tag{94}$	[37]/ Fa4
Freie Konvektion, horizontale Fläche – Kühlung an der Oberseite	$Nu = 0,6 \cdot [Ra \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{5}} \tag{95}$	[37]/ Fa4
Erzwungene Konvektion, längsangeströmte ebene Platte mit laminarer Grenzschicht	$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \tag{96}$	[37]/ Gd1
Erzwungene Konvektion, längsangeströmte ebene Platte mit turbulenter Grenzschicht	$Nu_{tur} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \tag{97}$	[37]/ Gd1
Erzwungene Konvektion, turbulenter und laminarer Anteil zusammengefasst	$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{tur}^2} \tag{98}$	[37]/ Gd1

Als Anströmlänge bei der freien Konvektion muss bei den vertikalen Flächen die Höhe der Fläche, bei den horizontalen Flächen  $d/4$  angesetzt werden. Die Anströmlänge bei der erzwungenen Konvektion entspricht der Plattenlänge in Strömungsrichtung.

#### 5.9.6 Freie Konvektion im Speicher, Verluste durch Wärmeleitung und Speichereffekte in der Behälterwand, Verluste durch feste Einbauten

Aufgrund der relativ konstanten Be- und Entladetemperaturen an den jeweiligen Ein- bzw. Auströmstellen werden die Verluste durch freie Konvektion im Speichermedium aufgrund unterschiedlicher Dichten nicht berücksichtigt. Des Weiteren werden die Verluste durch Wärmeleitung in der Behälterwand, Speichereffekte in der Behälterwand und festen Einbauten im Speichermodell nicht abgebildet. Nach Nelson et al. [74] sind hierzu unter der Voraussetzung von

$$\frac{d_{sp}}{s_{Wand}} > 100 \quad (99)$$

die internen Verluste durch Wärmeleitung und die kapazitiven Eigenschaften der Behälterwand vernachlässigbar. Dies wird begründet durch den geringen Anteil der gespeicherten Wärme in der Behälterwand, verglichen mit der im Medium gespeicherten Wärme. Wird der Wärmespeicher für die Berechnung nach den Dimensionierungsvorgaben von Huhn in [52] bemessen, so beträgt der Speicherdurchmesser bei einem 25 m<sup>3</sup> Speicher 2,47 m, bei einem 100 m<sup>3</sup> großen Speicher 5,66 m. Analysen zu marktüblichen Speichergößen zwischen 25 und 100 m<sup>3</sup> haben ergeben, dass sich die Wandstärke zwischen 10 und 14 mm bewegt. Es kann folglich davon ausgegangen werden, dass die maximale Dicke der Behälterwand ( $s_{Wand}$ ) 24,7 mm bzw. 56,6 mm nicht übersteigt und somit die Bedingung in Gleichung (99) erfüllt wird.

#### 5.9.7 Regelung der Speicherbe- und entladung

Die Be- bzw. Entladeregelung erfolgt über frei platzierbare obere und untere Temperaturfühler. Die Platzierung wird in den verschiedenen Modellen durch vorab durchgeführte Untersuchungen über die sich ergebenden Temperaturverläufe im Speicher bei verschiedenen Be- und Entladevolumenströmen in Abhängigkeit der Speichergöße untersucht. Die in Tabelle 8 genannten Positionen und Regeltemperaturen werden für die Simulationen verwendet. Eine Ladekurve zur Feststellung des Speicherladezustandes wie z. B. von Gaderer [73] verwendet, eignet sich nur bedingt, da der Speicher mit der Ergänzungsheizung auf ein höheres Temperaturniveau geladen werden kann. Zu Beginn der Simulationen ist der thermische Speicher nicht beladen, die Temperatur im Speicher beträgt durchgängig 55 °C. Für die Simulation der hybriden Speichereinbindung ist es ebenfalls notwendig zwischen der parallelen und seriellen Beladung zu unterscheiden. Dies wird im Modell durch die Abfrage der maximalen Schichttemperatur im unteren Bereich (10 %) des Speichers umgesetzt. Übersteigt die in diesem Bereich befindliche Temperatur einen vorgegebenen Wert (z. B. 70 °C), so wird der Speicher seriell beladen.

5.9.8 Technische Randbedingungen für die Simulation des Wärmespeichers

**Tabelle 8: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation des Wärmespeichers**

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Speichervolumen (Basisvariante):	$V_{Sp}$	100	m <sup>3</sup>
Speichermedium:	-	Wasser	-
Nenndurchmesser Speicheranschluss:	DN	300	-
Position oberer Temperaturregler:		20	%
Position unterer Temperaturregler:		80	%
Min. Regeltemperatur oben:	$\vartheta_{Regel,oben}$	60	°C
Max. Regeltemperatur unten:	$\vartheta_{Regel,unten}$	80	°C
Umgebungstemperatur Technikzentrale:	$\vartheta_{\infty}$	20	°C
Speicherladetemperatur minimal (parallele Einb.):	$\vartheta_{Sp,Lad,min}$	82	°C
Speicherladetemperatur minimal (hybride Einb.):	$\vartheta_{Sp,Lad,min}$	79	°C
Maximale Rücklauftemperatur zu WÜT:	$\vartheta_{RL,WÜT,max}$	60	°C
Schichtdicke der Speicherwand:	$s_{Sp}$	0,012	m
Wärmeleitfähigkeit Speicherwand:	$\lambda_{Sp}$	52	W/m <sup>2</sup> /K
Schichtdicke der Isolierung:	$s_{Iso}$	0,2	m
Wärmeleitfähigkeit Isolierung:	$\lambda_{Iso}$	0,03	W/m <sup>2</sup> /K
Schichtdicke Wetterschutz:	$s_{WS}$	0,001	m
Wärmeleitfähigkeit Wetterschutz:	$\lambda_{WS}$	52	W/m <sup>2</sup> /K

5.10 Modellierung des übergeordneten MSR-Systems

5.10.1 Basismodell

Die Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Modulen sollen anhand des bereits in Kapitel 2.2 gezeigten Anlagenschemas (Abbildung 40) sowie dem nachfolgenden Flussbild (Abbildung 41) diskutiert werden. Abbildung 41 stellt dabei die im Simulationsprogramm integrierte Regelungslogik aus dem in Abbildung 40 dargestellten übergeordneten MSR-System dar.

Bei der Simulation des Basismodells erfolgt die Unterscheidung in drei unterschiedliche Betriebssituationen:

- Situation 1: Im Lastbereich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze kann die Wärmeanforderung des Fernwärmenetzes eigenständig über die geothermischen Wärmeübertrager gedeckt werden. Hierbei kann die Tauchkreiselpumpe den Massenstrom bis zur vorgegebenen Untergrenze modulierend anpassen.
- Situation 2: Im Lastbereich über der geothermischen Leistungsgrenze, jedoch unterhalb dem ansprechen des Druckregulierventils V-108 (in Abbildung 40), ist die Ergänzungsheizung zusätzlich zu den geothermischen Wärmeübertragern aktiv. Die Tauchkreiselpumpe regelt zunächst bis zur geothermischen Leistungsgrenze (Obergrenze Situation 1), ehe unterstützend die Ergänzungsheizung für die Versorgung der Abnehmer zuschaltet.
- Situation 3: Über dem Ansprechdruck des Druckregulierventils V-108 sind beide Wärmeerzeuger aktiv. Eine Unterscheidung zur zweiten Situation ist hierbei notwendig, da über das Druckregulierventil die Massenströme im System verändert werden.

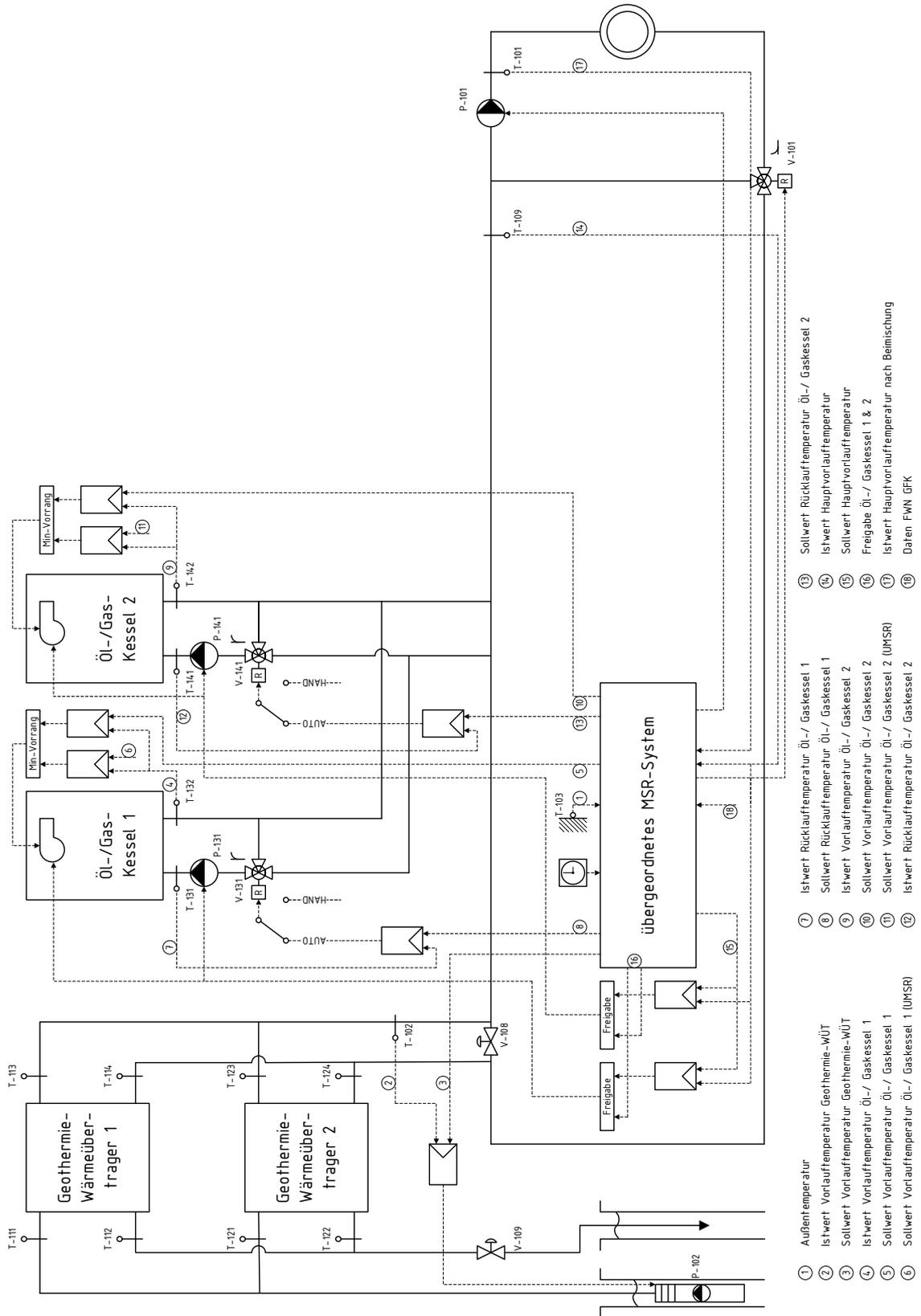


Abbildung 40: Vereinfachte Darstellung des Aufbaus von geothermischen Heizwerken nach aktueller Anlagenkonfiguration im Grundausbau. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption mit dem übergeordneten MSR-System. Die detaillierte Abbildung des übergeordneten MSR-Systems ist in Abbildung 41 dargestellt.

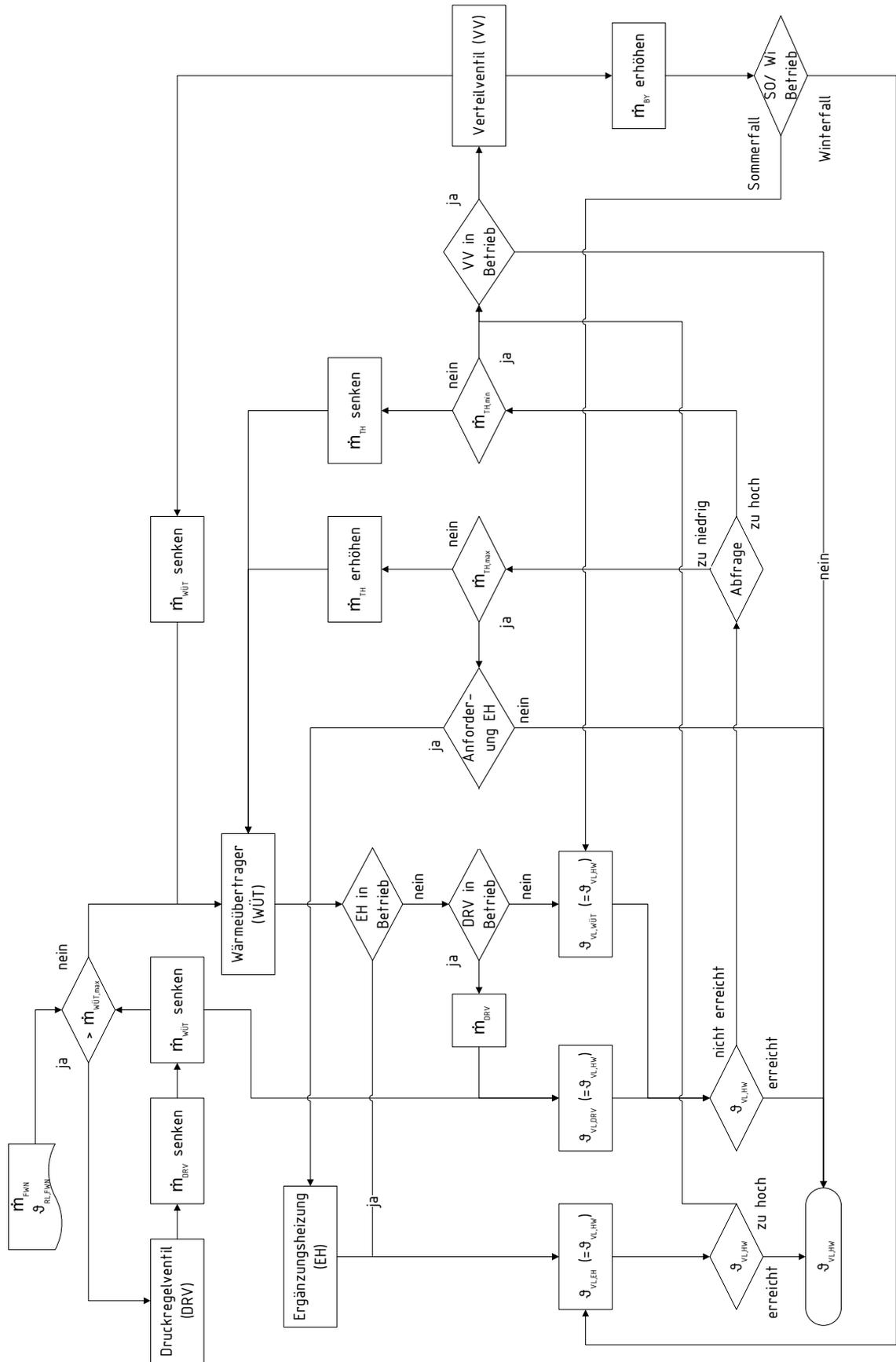


Abbildung 41: Detaillierte Darstellung der Regelungslogik des übergeordneten MSR-Systems aus Abbildung 40 zur Veranschaulichung der Wechselwirkungen der verschiedenen Module für die Simulation des Basismodells.

In allen Situationen erfolgt die Vorgabe des Massenstromes und der Soll-Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz aus den bereits erwähnten Messwertdaten. Können die geothermischen Wärmeübertrager die Anforderung aus dem Fernwärmenetz eigenständig decken, so ist der maximale Massenstrom über den Wärmeübertrager ( $\dot{m}_{WÜT,max}$ ) nicht erreicht. Somit kann nach Abbildung 41 zunächst der geothermische Wärmeübertrager berechnet werden. In diesem Betriebsfall ist weder die Ergänzungsheizung noch das Druckregulierventil in Betrieb. Somit muss letztlich nur geprüft werden, ob die erreichte Temperatur bereits in der vorgegebenen Temperaturhysterese der Vorlauftemperatur des Heizwerkes ( $\vartheta_{VL,HW,soll}$ ) liegt.

Als Startwert für die Berechnung des Wärmeübertragers werden symmetrische Massenströme angesetzt. In der ersten Berechnung ist die Temperaturanforderung im Regelfall nicht erreicht wodurch eine Anpassung des thermalen Massenstromes erforderlich wird. Im Programm erfolgt an dieser Stelle die Abfrage, ob die erreichte Temperatur zu hoch – folglich der Massenstrom der Tauchkreiselpumpe reduziert, oder die erreichte Temperatur zu niedrig – folglich der Massenstrom der Tauchkreiselpumpe erhöht werden muss (vgl. Abbildung 41 Abfrage des Massenstromes der TKP).

Die Anpassung des Massenstromes zum Wärmeübertrager erfolgt iterativ in einer Schrittweite von  $10^{-3}$  kg/s bis der vorgegebene Temperaturbereich, welcher der gewünschten Vorlauftemperatur des Heizwerkes entspricht, erreicht ist. Stößt der Massenstrom der Tauchkreiselpumpe bei der Anpassung jedoch an die vorgegebene obere oder untere Grenze, so werden weitere Berechnungsschleifen aktiv:

- Bei Erreichen der oberen Grenze ( $\dot{m}_{TH,max}$ ) erfolgt die Abfrage der Anforderungskriterien der Ergänzungsheizung (Ks-Wert). Werden diese Anforderungen erfüllt, so erfolgt die Zuschaltung bzw. Berechnung der Ergänzungsheizung (Situation 2).
- Wird die untere Grenze der Tauchkreiselpumpe ( $\dot{m}_{TH,min}$ ) erreicht, so erfolgt bei sich im Betrieb befindlichen Verteilventil eine Absenkung des Massenstromes über den Wärmeübertrager bei gleichzeitiger Erhöhung der Beimischung aus dem Fernwärmerücklauf in den Fernwärmeverlauf (Sommerfall). Die Temperatur kann im Programm in diesem Fall nach einer Sollwertvorgabe für den Sommerfall geregelt werden.

In der zweiten Situation, wenn neben den geothermischen Wärmeübertragern auch die Ergänzungsheizung in Betrieb ist, wird analog zum ersten Fall zunächst der Wärmeübertrager mit der Iterationsschleife (Anhebung des thermalen Massenstromes bis zur vorgegebenen Obergrenze) berechnet. Wird nun die vorgegebene Obergrenze des thermalen Massenstromes erreicht, so erfolgt die Abfrage der Zuschaltkriterien der Ergänzungsheizung (Anforderungen EH). Bei Erfüllung der Anforderungen geht die Ergänzungsheizung in Betrieb und eine neue Vorlauftemperatur ( $\vartheta_{VL,EH}$ ) in Abhängigkeit der Beimischung aus dem Kreis der Ergänzungsheizung kann berechnet werden. Ist die berechnete Vorlauftemperatur zu hoch (dies ist der Fall wenn die Mindestleistung der Ergänzungsheizung unterschritten ist), so erfolgt wiederum die Aktivierung des Verteilventils, um über die Beimischung des Fernwärmerücklaufs die Vorlauftemperatur exakt auf die Sollwertvorgabe zu regeln.

In der dritten Situation ist neben der Geothermie und der Ergänzungsheizung auch das Druckregulierventil in Betrieb. Hierbei wird zu Beginn der gesamten Berechnung bereits geprüft, ob der Massenstrom im Fernwärmenetz den vorgegebenen, maximalen Massenstrom über den Wärmeübertrager ( $\dot{m}_{WÜT,max}$ ) übersteigt. In diesem Fall wird der Massenstrom über das

Druckreguliertventil erhöht, bei gleichzeitiger Absenkung des Massenstromes über den Wärmeübertrager. Die Notwendigkeit des Betriebes der Ergänzungsheizung ist zu diesem Zeitpunkt der Berechnung noch nicht geprüft. Durch die Aktivierung des Druckreguliertventils wird die Temperatur nach dem zusammenführen der beiden Massenströme bestimmt ( $\vartheta_{VL,DRV}$ ). Diese Temperatur kann die vorgegebene Temperaturhysterese der Heizwerkvorlauftemperatur im Regelfall nicht erreichen, womit analog zu Situation 2 nach Erreichen der Obergrenze des thermalen Massenstromes die Zuschaltung der Ergänzungsheizung geprüft wird. Wird die Zuschaltung der Ergänzungsheizung in deren Modulationsbereich angefordert, kann die Ergänzungsheizung auf die gewünschte Heizwerk-Vorlauftemperatur ( $\vartheta_{VL,EH}$ ) regeln. Würde sich die angeforderte Leistung unterhalb der minimalen Leistung der Ergänzungsheizung befinden, so kann die Vorlauftemperatur analog zu Situation 2 über das Verteilventil (Winterfall) geregelt werden.

#### 5.10.2 Anlagenkonzepte mit Speicher

Im Wesentlichen wird bei der Programmierung der Anlagenkonzepte mit Speicher das Verteilventil entfernt und je nach Anlagenkonzept durch verschiedene Regel- bzw. Absperrventile ersetzt sowie ein Speicher mit der entsprechenden Abfrage- und Regelungslogik für die Be- und Entladevorgänge integriert. Die hybride Speichereinbindung wird für die weitere Erläuterung der Anlagenkonzepte mit Speicher herangezogen, da diese alle möglichen Betriebsvarianten für die weiteren Anlagenkonzepte abdeckt. Der Grundbetrieb (Betrieb nur Geothermie, Geothermie und Ergänzungsheizung) ist in allen Konzepten identisch (siehe Kapitel 5.10.1). Anhand der nachfolgenden Abbildung 43 werden unter Bezugnahme zu Abbildung 42 im weiteren Verlauf die Wechselwirkungen zwischen den verschiedenen Modulen diskutiert. Hierbei unterscheiden sich die je nach Anlagenkonzept aktiven Bereiche der Regelungslogik wie folgt:

- Technischer Speicher: Hierbei ist generell die Laderegulierung (blauer und grüner Bereich) nicht aktiv.
- Parallele Speichereinbindung: Ausschließlich der Bereich der High-Ex-Ladung ist nicht aktiv (blauer Bereich).
- Serielle Speichereinbindung: Ausschließlich der Bereich der Low-Ex-Ladung ist nicht aktiv (grüner Bereich).
- Hybride Speichereinbindung: Der gesamte Bereich ist aktiv.

Zu Beginn der Berechnung wird der Wärmeübertrager mit den relevanten Temperaturen auf der Thermal- und Fernwärmeseite berechnet. In dieser Phase der Simulation ist das Druckreguliertventil, die Ergänzungsheizung sowie auch der Wärmespeicher noch nicht in Betrieb. Eine Anforderung dieser Komponenten erfolgt analog zum Basismodell erst im zweiten Iterationslauf. Nach berechneter Vorlauftemperatur nach dem WÜT ( $\vartheta_{VL,WÜT}$ ) und der Abfrage ob diese in den vorgegebenen Grenzen erreicht wurde, erfolgt gegebenenfalls die Anpassung des thermalen Massenstromes zur Regelung der Temperatur nach dem Wärmeübertrager (vgl. Kapitel 5.10.1). Anschließend erfolgt bei den Einbindungen des Speichers mit Lademöglichkeit über den geothermischen Wärmeübertrager die Abfrage ob eine Speicherladung im aktuellen Lastfall möglich ist.

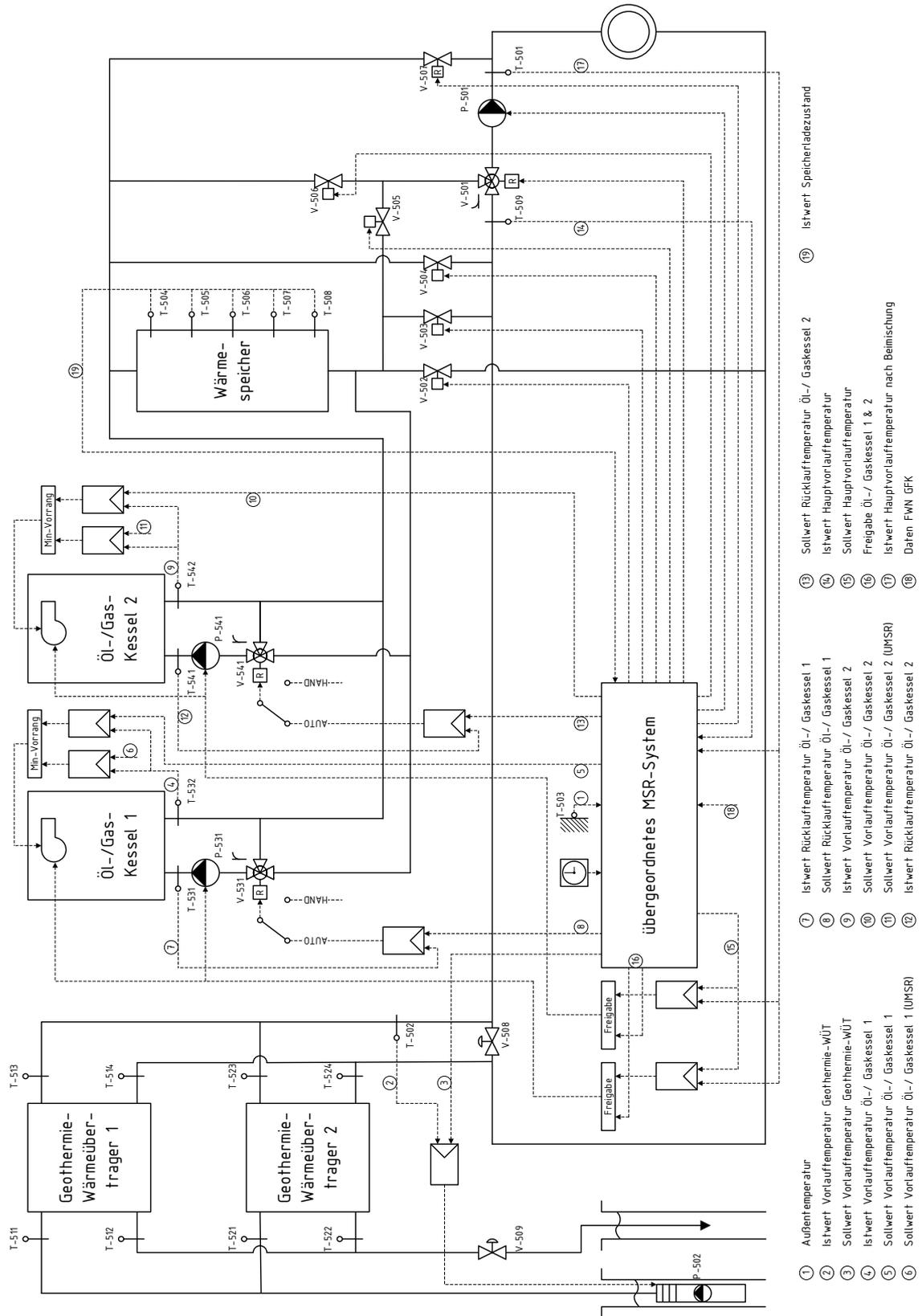


Abbildung 42: Optimierungsansatz hybride Speichereinbindung mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischen Speicher nach Bichler [1], modifiziert. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption mit dem übergeordneten MSR-System. Die detaillierte Abbildung des übergeordneten MSR-Systems ist in Abbildung 43 dargestellt.

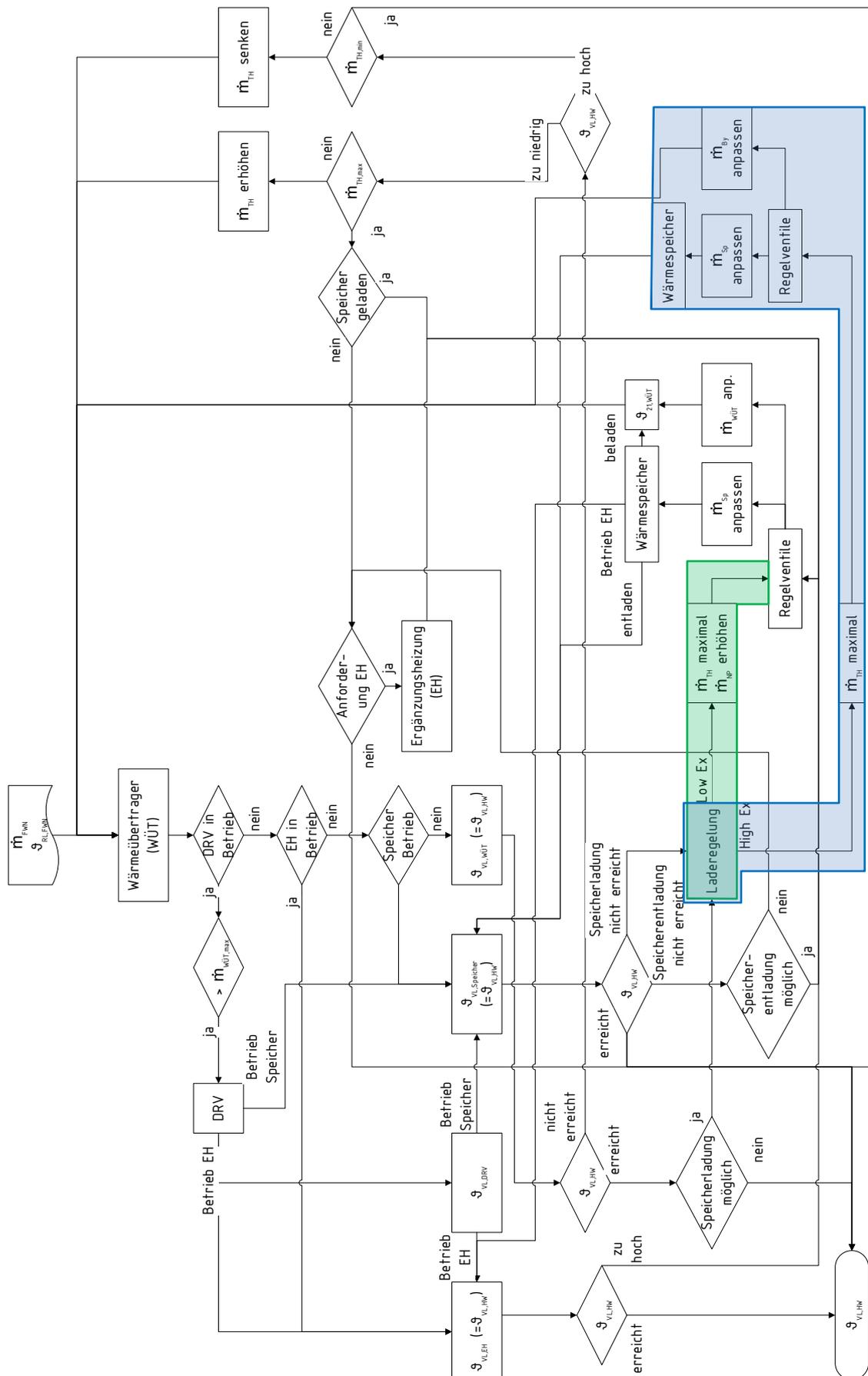


Abbildung 43: Detaillierte Darstellung der Regelungslogik des übergeordneten MSR-Systems aus Abbildung 42 zur Veranschaulichung der Wechselwirkungen der verschiedenen Module für die Simulation der hybriden Speichereinbindung.

Für die Aktivierung der Speicherladung müssen verschiedene Kriterien im Programm erfüllt sein:

- Der maximale Massenstrom der Tauchkreispumpe darf in der ersten Berechnung des Wärmeübertragers nicht erreicht sein.
- Die Temperatur im Speicher (Position unterer Regelfühler) muss unterhalb der maximalen Speicherladetemperatur liegen.
- Die Kriterien für eine grundlegende Speicherladeanforderung aufgrund des aktuellen Anlagenbetriebs müssen erfüllt werden. Hierbei erfolgt eine rückblickende Prüfung der grundlegenden Speicherladeanforderung. Dabei wird ermittelt, ob in einem variabel vorgegebenen Zeitraum (Voreinstellung im Programm: 1 Tag) der Ks-Wert in 10 % des Zeitraumes größer als Null war.

Die Vorgehensweise zur rückblickenden Prüfung der grundlegenden Speicheranforderung sichert den Speicherbetrieb vor alleiniger Deckung der Wärmeverluste in Lastfällen mit geringer Anforderung der Abnehmer (Sommerbetrieb) und fordert die Speicherladung über Geothermie trotzdem möglichst frühzeitig an. Befindet sich die Anlage im Sommer deutlich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze, so ist der elektrische Aufwand zur Beladung des Wärmespeichers gegenüber dem tatsächlichen Nutzen des Speichers zur Deckung des Wärmebedarfs im Fernwärmenetz unverhältnismäßig klein.

Sind alle Kriterien für eine mögliche Speicherladung erfüllt, so wird in einer erneuten Berechnung des geothermischen Wärmeübertragers geprüft, ob der zur Einspeicherung notwendige Temperaturwert erreicht werden kann. Die Laderegelung unterscheidet hierbei, welche Beladevariante gewählt wird (seriell oder parallel) und erhöht die Drehzahl der Tauchkreispumpe und ggf. die Drehzahl der Netzpumpen auf den beabsichtigten Wert.

Bei der parallelen Einbindung des Wärmespeichers regelt die Laderegelung die Netzpumpe entsprechend der zu erreichenden Vorlauftemperatur ( $\equiv$  Speicherladetemperatur). Kann die notwendige Temperatur nicht erreicht werden, so wird die Anlage ohne Speicherladung nur über den geothermischen Wärmeübertrager betrieben. Nach Erreichen der notwendigen Temperatur erfolgt eine Umlenkung des nicht für das Fernwärmenetz benötigten Massenstromes zum Speicher durch Ansteuerung der entsprechenden Regelventile (siehe Abbildung 42, V-507 und V-502). Der Massenstrom zum Wärmeübertrager wird bei diesem Vorgang erhöht. Die Berechnung des Wärmespeichers erfolgt wie in Kapitel 5.9 beschrieben. Der Betrieb des Fernwärmenetzes erfolgt in dieser Phase mit den höheren Speicherladetemperaturen.

Wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben erfolgt in der hybriden Speichereinbindung die Einbindung des Speichers für die Entladung parallel (lange Entladezeiten). Die Einbindung des Speichers für die Beladung in der ersten Beladestufe erfolgt parallel (Low-Ex-Ladung), die zweite Beladestufe erfolgt seriell (High-Ex-Ladung). Die jeweils parallelen Ent- und Beladevorgänge selbst unterscheiden sich dabei nicht zu der Programmierung der parallelen Hydraulik. Bei der seriellen Beladung wird Ventil V-504 und Ventil V-505 geöffnet, die Beimischung zum Vorlauf des Heizwerkes wird über V-501 geregelt. Die wesentliche Änderung zum parallelen Betrieb ergibt sich durch die Laderegelung. Hierbei erfolgt zunächst die Abfrage der Speichertemperaturen im unteren Bereich (10 %). Anhand der maximalen Speichertemperatur dieses Bereichs in Verbindung mit dem aktuellen Lastfall der Anlage (Massenstrom im Fernwärmenetz) erfolgt nun die Entscheidung ob eine High-Ex-Ladung oder eine Low-Ex-Ladung des Speichers erfolgt. Befindet sich der Speicher gerade im entladenen Zustand mit Temperaturen  $> 70$  °C wird – zur Vermeidung der Verdrängung der Geothermie durch hohe

Rücklaufftemperaturen – der Speicher seriell hochgeladen. Sind die Temperaturen im entladenen Zustand  $< 70\text{ °C}$ , so kann die Ladung des Speichers immer über die Low-Ex-Ladung erfolgen. Ist das mittlere Temperaturniveau von  $79\text{ °C}$  mit der parallelen Low-Ex-Beladung am unteren Speicherfühler erreicht, wird die serielle High-Ex-Beladung nachgeschaltet, um den Speicher auf maximale Temperaturen zu laden. Bei der ausschließlich seriellen Einbindung des Speichers entfällt die Wahlmöglichkeit zwischen den beiden Varianten. Ein Abbruch des parallelen Beladevorgangs erfolgt wenn bei zu hohen Temperaturen aus dem unteren Bereich des Speichers die Rücklaufftemperaturen zum Wärmeübertrager einen unzulässig hohen Wert ( $60\text{ °C}$ ) erreichen.

Bei Betrieb der Anlage über der geothermischen Leistungsgrenze wird die Solltemperatur des Heizwerk-Vorlaufs unterschritten. Analog zum Basismodell wird an dieser Stelle die Abfrage zur Tauchkreislumpumpe gestartet. Wird die Tauchkreislumpumpe auf maximaler Drehzahl betrieben und erreicht gleichzeitig der aufsummierte  $K_s$ -Wert den vorgegebenen Maximalwert, so erfolgt die Abfrage ob der Speicher entladen werden kann. Hierbei muss gleichzeitig die Meldung „Speicher geladen“ aktiv sein. Diese Meldung wird im Programm aktiviert, wenn aus dem vorhergehenden Zeitschritt der entsprechende Regelfühler (oberer Regelfühler) Temperaturwerte oberhalb der Soll-Vorlauftemperatur des Heizwerkes meldet. An dieser Stelle wurde der obere Temperaturfühler für die Aktivierung der Speicherentladung gewählt, um möglichst schnell den Speicherinhalt für das Fernwärmenetz nutzbar zu machen. Ist der Speicher nicht geladen, so erfolgt die Abfrage der Anforderungskriterien der Ergänzungsheizung. Steht der Speicher für die Versorgung des Fernwärmenetzes zur Verfügung, so werden entsprechend die Ventile zur Entladung des Speichers (Abbildung 42, V-502 und V-506 bzw. V-503 und V-505) angesteuert.

Der Massenstrom aus dem Rücklauf des Fernwärmenetzes wird bei der parallelen Einbindung über V-502 unten in den Speicher geführt. Dabei reduziert sich der Massenstrom zum Wärmeübertrager, wodurch eine statische Nachrechnung des Wärmeübertragers mit neuen Massenströmen notwendig ist. Bei der seriellen Entladung (serielle Speichereinbindung) wird der Vorlauf nach dem geothermischen Wärmeübertrager über Ventil V-503 in den unteren Bereich des Speichers gelenkt. Der wärmere Speicherinhalt wird über Ventil V-505 dem Vorlauf bei Ventil V-501 beigemischt. Die Beimischung des warmen Speicherinhalts zum Vorlauf des Heizwerkes regelt iterativ das Ventil V-501 im Vorlauf des Heizwerkes bis die gewünschte Sollvorlauftemperatur erreicht ist.

Kann der Bedarf des Fernwärmenetzes jedoch nicht allein über die geothermischen Wärmeübertrager bzw. den Wärmespeicher gedeckt werden, so erfolgt die Abfrage der Zuschaltkriterien für die Ergänzungsheizung. Werden die Anforderungen (siehe Kapitel 5.5) erfüllt geht der Kessel in Betrieb. Auch hier erfolgt die Berechnung der Beimischung zum Vorlauf des Heizwerkes iterativ bis die vorgegebene Soll-Vorlauftemperatur erreicht ist. Bei Betrieb der Ergänzungsheizung auf / unterhalb der Mindestleistung erfolgt die Beladung des Speichers mit nicht für das Fernwärmenetz benötigter Energie. Die gespeicherte Energie steht dann bei erneuter Zuschaltung der Ergänzungsheizung bzw. wenn der Speicher geladen ist in den folgenden Zeitschritten für die Entladung zur Verfügung.

Grundsätzlich geht das Druckregulierventil bei der ersten Berechnung im parallelen Betrieb noch nicht in Betrieb, da bei Betrieb des Nebenkreises der Ergänzungsheizung der Massenstrom zum Wärmeübertrager reduziert wird. Übersteigt nach der Reduzierung der Massenstrom zum Wärmeübertrager noch den vorgegebenen Maximalwert, so erfolgt die Berechnung des

Druckreguliertils im Nachgang. Anders als bei der parallelen Einbindung erfolgt bei der seriellen und hybriden Einbindung des Wärmespeichers ebenso wie bei der Einbindung eines technischen Speichers die Berechnung des Druckreguliertils sobald der maximale Massenstrom über das Druckreguliertil überschritten wird.

Nicht zuletzt den sich überlagernden Betriebsfällen geschuldet müssen die verschiedenen Regelstrategien in Abhängigkeit der Speichertemperaturen in die Programmierung eingebracht werden. Ein Speicher mit oben für das Fernwärmenetz unbrauchbaren Temperaturen ( $< 79\text{ °C}$ ), sowie gleichzeitig hohen Temperaturen im unteren Teil des Speichers ( $> 70\text{ °C}$ ) sollte unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze direkt auf die serielle Beladung über Geothermie umschalten. Je nachdem ob vorher die Beladung des Speichers z. B. mit Energie aus der Ergänzungsheizung erfolgt ist, kann dadurch verhindert werden, dass geothermische Energie am Wärmeübertrager verdrängt bzw. mit schlechterer Fördereffizienz übertragen wird. Die niedrigen Temperaturen oben im Speicher würden in einer solchen Situation eine direkte Entladung des Speichers in das Fernwärmenetz blockieren. In der parallelen Hydraulik bleibt in dieser Situation nur die erneute Beladung des Speichers mit der Ergänzungsheizung übrig, welche jedoch aus energetischen Gründen nicht sinnvoll ist. In der hybriden Speichereinbindung können durch die serielle Beladung an dieser Stelle Vorteile im Anlagenbetrieb erzielt werden, da der Rücklauf wieder dem Vorlauf des Heizwerkes beigemischt wird. Eine Verdrängung der Geothermie kann somit ausgeschlossen werden.

# Kapitel 6

## Ergebnisse und Diskussion

### 6.1 Basismodell

In den Untersuchungen zum Basismodell wird im ersten Schritt anhand einer punktuellen Berechnung, Simulationen von Lastgängen, Temperatur-, Massenstrom- und Leistungsverläufen sowie monatlichen und jährlichen Simulationen die Plausibilität der Simulationsergebnisse geprüft. Nach der Validierung und Plausibilitätsprüfung des Modells werden im zweiten Schritt verschiedene, relevante Parameter variiert und eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt.

Bei der punktuellen Berechnung wird der in Kapitel 5 beschriebene Auslegungsfall berechnet. Im Anschluss daran wird ein Lastgang simuliert, in dem das geothermische Heizwerk im Auslegungsfall kontinuierlich den Massenstrom im Fernwärmenetz von 20 kg/s bis 200 kg/s erhöht. Die Temperatur im Fernwärmerücklauf beträgt dabei konstant 55 °C. Mit Hilfe der beiden ersten Simulationen soll der Betrieb bzw. das Lastverhalten analog zur Analyse des Regel- und Betriebsverhaltens aus Kapitel 2.3 verifiziert werden. Weiterführend erfolgt die Simulation von einzelnen Tagesverläufen. Diese verschiedenen Tage repräsentieren dabei unterschiedliche Lastfälle (hohe Auslastung, stark wechselnde Auslastung bzw. niedrige Auslastung) der Anlage. Die jeweiligen Temperatur-, Massenstrom- und Leistungsverläufe werden dabei den realen Messwerten gegenübergestellt und Abweichungen diskutiert. Abschließend erfolgt eine weitere Validierung anhand einer monatlichen und einer Jahressimulation. In der monatlichen Simulation werden analog zu der Messdatenauswertung in Kapitel 2 die Messwerte des Monats März mit den Simulationsergebnissen in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz verglichen. In der jährlichen Simulation sollen die monatlich kumulierten Energiewerte der einzelnen Komponenten den Messergebnissen gegenübergestellt und die prozentuale Abweichung diskutiert werden.

Nach abgeschlossener Validierung des Modells zeigt die weiterführende Sensitivitätsanalyse mit der Variation ausgewählter Parameter die Veränderung der Energieanteile der verschiedenen Wärmeerzeuger bzw. Energieverbraucher. Als Auswertungskriterien für die Sensitivitätsanalyse zu dieser Arbeit werden neben den energetischen Werten der verschiedenen Komponenten die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen und die variablen Energiekosten bezogen auf die bereitgestellte Energie am Heizwerkausgang herangezogen. Die Definition der Kriterien ist im Anhang A nachzulesen.

#### 6.1.1 Auslegungsfall

Der Auslegungsfall wurde in Kapitel 5.2 mit einer Leistung von 20 MW und einem Massenstrom von 191 kg/s definiert. Um Reserven in der Anlage vorzuhalten, wurde im Anschluss die Bemessung der Komponenten mit 200 kg/s im Fernwärmenetz durchgeführt.

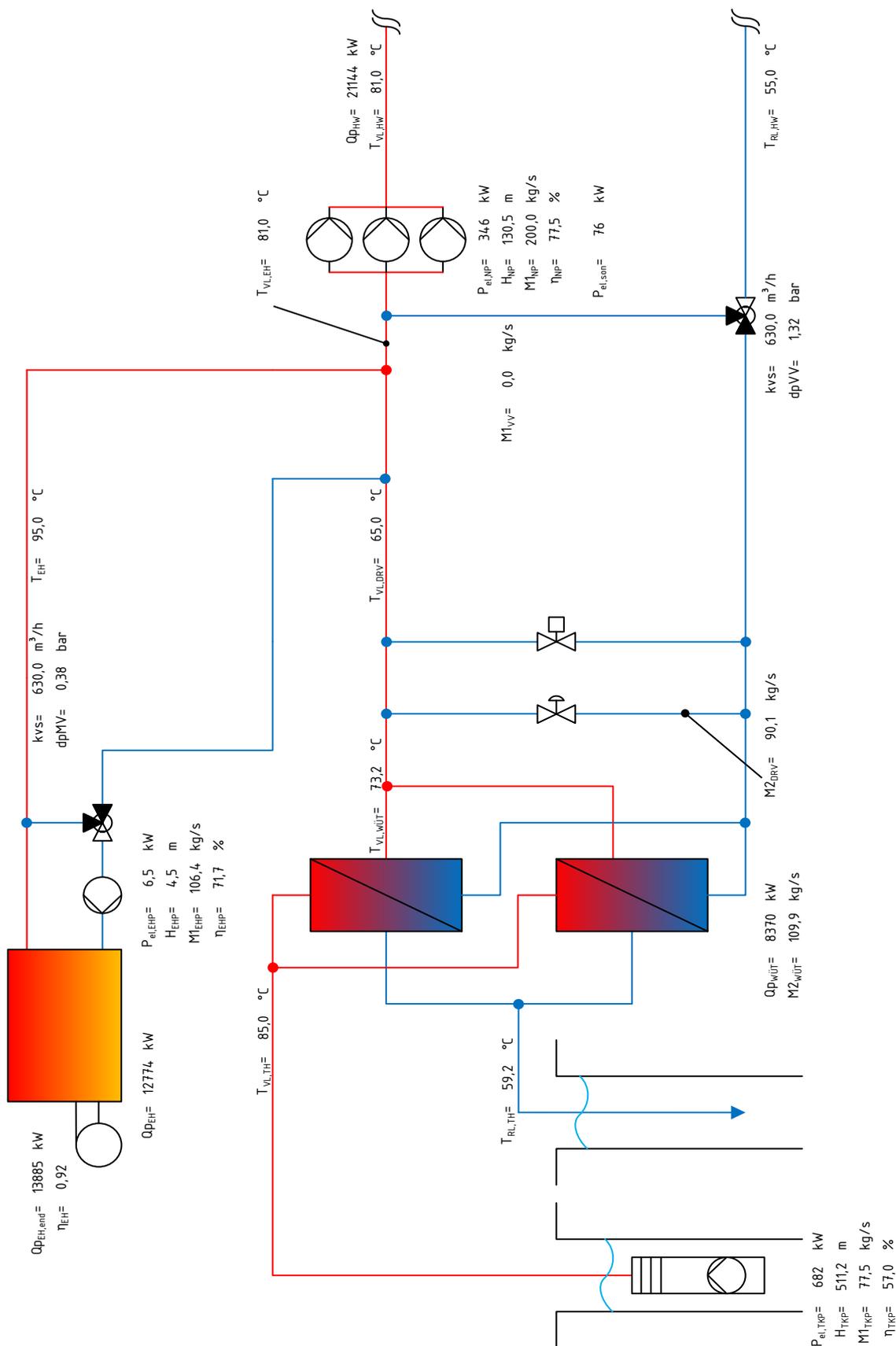


Abbildung 44: Simulation des geothermischen Heizwerkes im Auslegungsfall mit 200 kg/s im Fernwärmenetz. Gezeigt werden u. a. die wichtigsten Temperaturen und Massenströme in diesem Betriebspunkt, in dem die Tauchkreiselpumpe bereits mit maximaler Drehzahl betrieben wird, andere Komponenten jedoch noch Leistungsreserven aufweisen.

Abbildung 44 zeigt die Simulation des fiktiven, geothermischen Heizwerkes im Auslegungsfall mit 200 kg/s. Mit der vorgegebenen Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz von 55 °C kann der hier eingestellte Massenstrom von 110 kg/s über den geothermischen Wärmeübertrager auf 73,2 °C erwärmt werden. Hierbei wird eine thermische Leistung von 8.370 kW übertragen. Das Thermalwasser wird im Auslegungsfall von 85 °C auf 59,2 °C abgekühlt. Die über das Druckregulierventil am Wärmeübertrager vorbeigeführten 90,1 kg/s werden dem Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern wieder beigemischt, wodurch sich eine Vorlauftemperatur vor der Ergänzungsheizung von 65,0 °C ergibt. Die Pumpe der Ergänzungsheizung fördert im Auslegungsfall 106,4 kg/s. Mit einer durch die Ölkessel zugeführten thermischen Leistung von 13.885 kW ( $\eta_{\text{EH}} = 0,92$ ) kann das Vorlaufwasser nach den Wärmeübertragern auf die gewünschten 81 °C erhöht werden. Da sich die Ergänzungsheizung im modulierbaren Bereich befindet ist im Auslegungsfall das Verteilventil nicht in Betrieb. Die gesamte thermische Leistung, die vom Heizwerk an das Fernwärmenetz abgegeben wird, beträgt 21.144 kW. Zum Transport des Fernwärmewassers ist von den Netzpumpen im Auslegungsfall eine Förderhöhe von 130,5 m zu überwinden. Dies führt bei einem Gesamtwirkungsgrad der Netzpumpen von 77,5 % (vgl. Abbildung 36) zu einer elektrischen Leistungsaufnahme von 346 kW. Die höchste elektrische Leistung ist für die Förderung des Thermalwassers erforderlich. Hier fällt bei einer Förderhöhe von 511,2 m eine elektrische Leistung von 682 kW an. Bei der Ergänzungsheizung ist aufgrund des verhältnismäßig kleinen Rohrkreises mit geringen Druckverlusten durch die Einbauten nur eine Förderhöhe von 4,5 m zu überwinden. Dabei besitzt die Pumpe der Ergänzungsheizung eine elektrische Leistungsaufnahme von 6,5 kW. Der sonstige elektrische Aufwand im Heizwerk beträgt im Auslegungsfall 76 kW.

### 6.1.2 Lastkurven

Abbildung 45 zeigt die Temperaturen im Heizwerk bei ansteigendem Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Die Temperaturen nach dem geothermischen Wärmeübertrager nähern sich bei 20 kg/s im Fernwärmenetz den Thermalwassertemperaturen von 85 °C an. Die Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz wird in diesem Fall nicht über die Beimischung eines Teil-Massenstromes über das Verteilventil geregelt, wodurch die Temperatur nach dem Wärmeübertrager somit auch der Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz entspricht.

Abbildung 46 zeigt analog die relevanten Massenströme im Heizwerk in Abhängigkeit vom Fernwärmemassenstrom. An dessen Untergrenze von 20 kg/s steigt die Thermalwasserrücklauftemperatur in diesem Betriebspunkt auf ca. 72 °C an (vgl. Abbildung 45). Bis ca. 35 kg/s im Fernwärmenetz fährt die Tauchkreiselpumpe auf Mindestdrehzahl. Durch die Warmhaltung des Ölkessels werden hier dauerhaft 0,1 kg/s über die Ergänzungsheizung geführt. Die in das Fernwärmenetz abgegebene Leistung wird in diesem Lastbereich ausschließlich regenerativ über die geothermischen Wärmeübertrager bereitgestellt (s. a. Abbildung 47).

Abbildung 48 zeigt die elektrischen Leistungen zum Betrieb des Heizwerkes. Die Gesamtleistung von 344 kW bei 20 kg/s setzt sich aus der elektrischen Leistung der Tauchkreiselpumpe, der Netzpumpen und dem sonstigen elektrischen Aufwand zusammen. Bis zum Erreichen des Modulationsbereiches der Tauchkreiselpumpe steigen die elektrischen Leistungsaufnahmen der Netzpumpe und dem sonstigen elektrischen Aufwand nur geringfügig an. Die Vorlauftemperaturen nach dem Wärmeübertrager nähern sich dabei von oben dem Sollwert von 81 °C an. Ebenso verringert sich in dieser Phase auch die Thermalwasser-Rücklauftemperatur aufgrund des ansteigenden Fernwärmemassenstromes über den geothermischen Wärmeübertrager. Erreicht die Tauchkreiselpumpe nun den Modulationsbereich, so können die

Vorlauftemperaturen des Heizwerkes exakt über die Anpassung der Drehzahl der Tauchkreislpumpe geregelt werden. Die elektrische Leistungsaufnahme der Tauchkreislpumpe steigt dabei deutlich an, bis sie bei maximaler Drehzahl 628 kW erreicht.

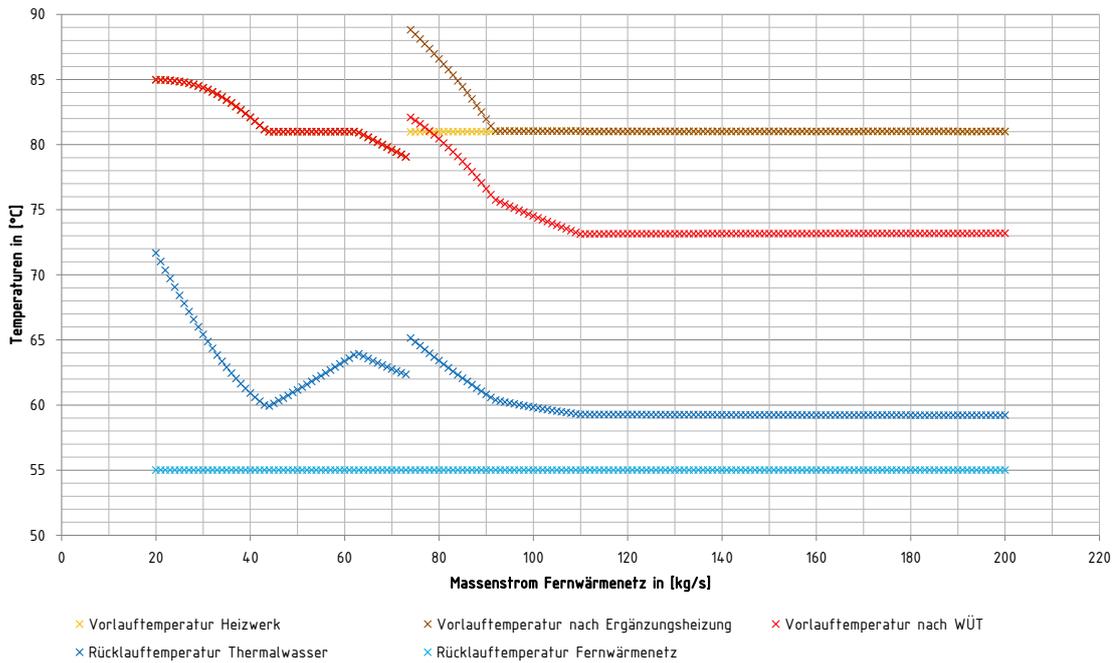


Abbildung 45: Temperaturen im Heizwerk bei ansteigendem Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Dargestellt sind verschiedene Vor- und Rücklauftemperaturen vor und nach den relevanten Komponenten im Heizwerk.

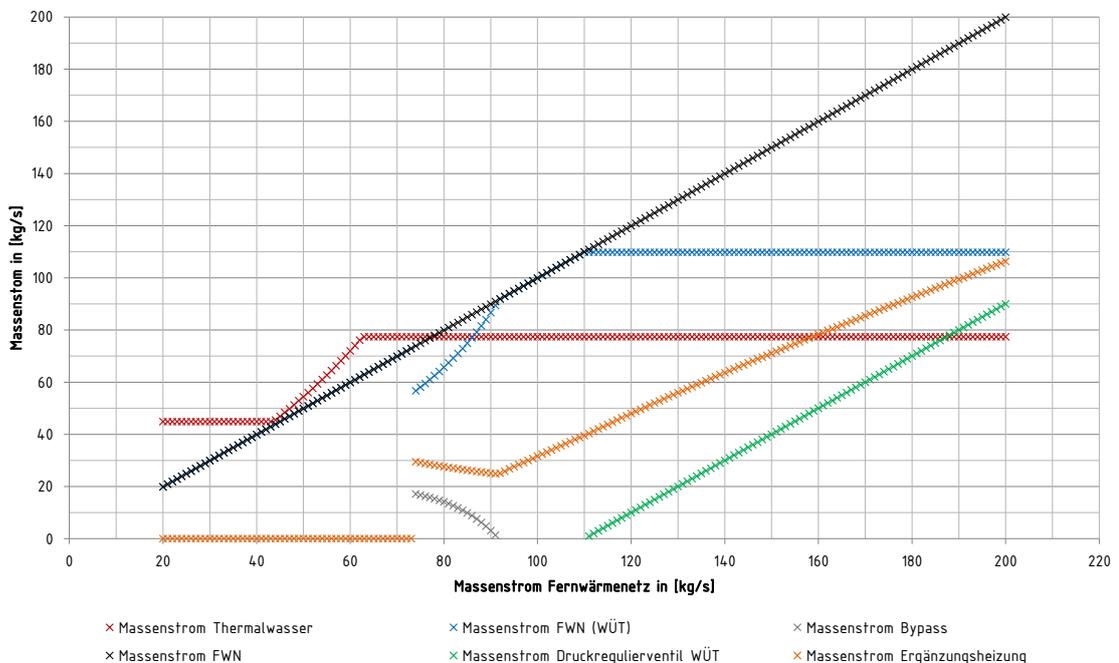
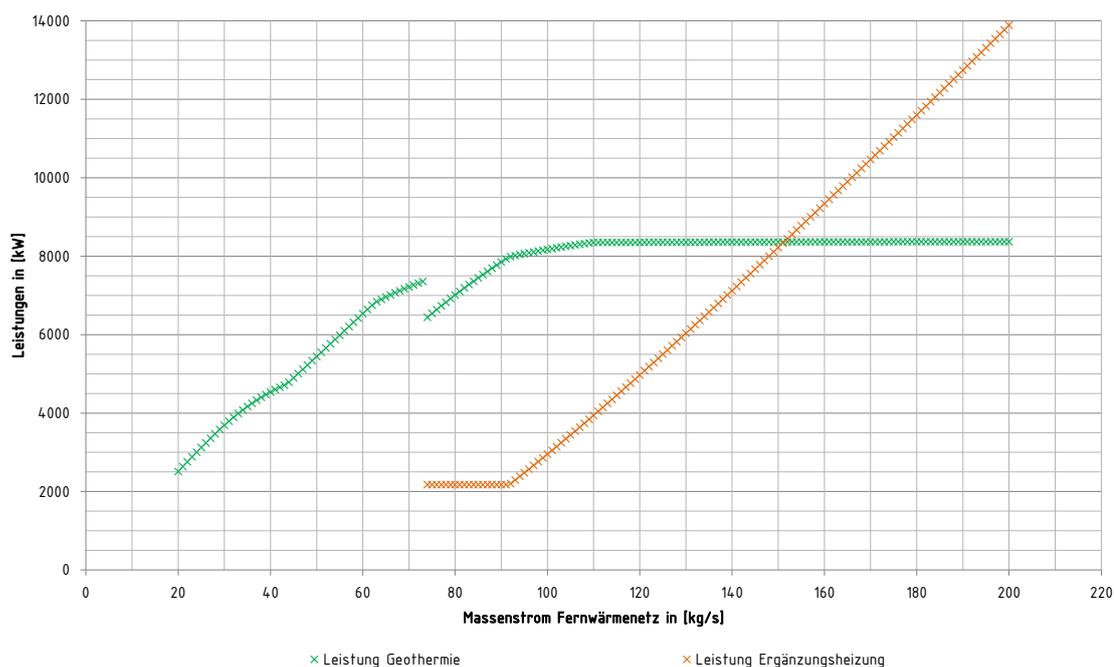


Abbildung 46: Massenströme der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell.

Ab 63 kg/s im Fernwärmenetz sinkt die Vorlauftemperatur des Heizwerkes ab, bis letztlich bei 79 kg/s die regeltechnische Untergrenze von 79 °C unterschritten wird. An diesem Punkt wird

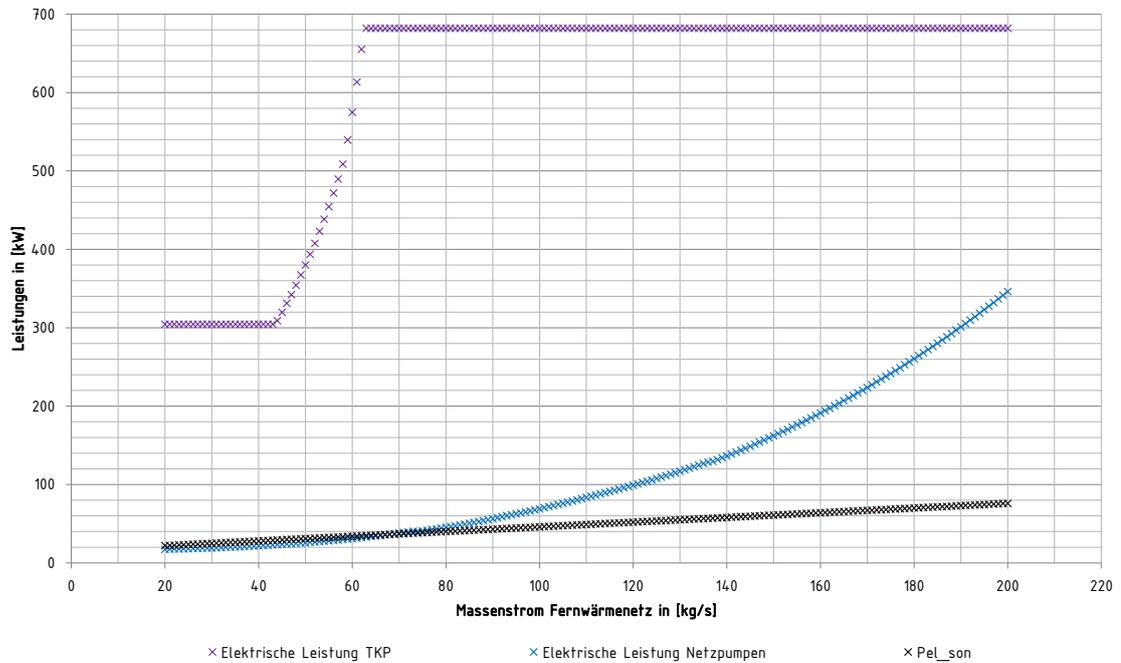
(in der Simulation des Lastganges ohne Verzögerung) die Ergänzungsheizung mit der Mindestleistung aktiviert. Dabei erhöht sich die Temperatur im Vorlauf nach Einbindung der Ergänzungsheizung auf bis zu 89 °C. Die Regelung der Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz erfolgt in dieser Situation über das Verteilventil. Die Beimischung durch das Verteilventil reduziert wiederum den Massenstrom zum geothermischen Wärmeübertrager, folglich sinkt auch die thermische Leistung des geothermischen Wärmeübertragers deutlich ( $\Delta\dot{Q}= 911 \text{ kW}$ ) ab. Durch den sinkenden Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager steigt die Vorlauftemperatur nach dem Wärmeübertrager und die Thermalwasserrücklauftemperatur an. Die sich schon vor diesem Lastpunkt auf maximaler Drehzahl befindliche Tauchkreiselpumpe hat dabei eine elektrische Leistungsaufnahme von 682 kW. Der gesamte elektrische Leistungsbedarf des Heizwerkes an diesem Punkt beträgt 750 kW.



**Abbildung 47:** Thermische Leistungen der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung auf minimaler Leistung wird die geothermische Leistung verdrängt.

Mit steigender Last bzw. steigendem Massenstrom im Fernwärmenetz nähert sich die Ergänzungsheizung dem modulierbaren Bereich an. Dabei sinkt die Vorlauftemperatur nach der Ergänzungsheizung ab, wodurch sich die Beimischung über das Verteilventil reduziert und folglich die geothermische Leistung wieder erhöht wird. Bei 92 kg/s erreicht die Ergänzungsheizung den modulierbaren Bereich (vgl. Abbildung 47).

Ab 110 kg/s im Fernwärmenetz wird der Bypass über das Druckreguliertventil geöffnet. Durch diese Maßnahme stagnieren die Temperaturen und die Leistung des geothermischen Wärmeübertragers (Abbildung 47). Dieser erreicht dann in Abhängigkeit des Massenstromes und der Rücklauftemperatur zum Wärmeübertrager die maximal mögliche thermische Leistung. Der Anteil der Ergänzungsheizung steigt im Weiteren bis zum maximalen Massenstrom im Fernwärmenetz von 200 kg/s kontinuierlich an. Die maximale elektrische Leistung im Heizwerk beträgt dabei 1104 kW. Die maximale geothermische Leistung bei 200 kg/s im Fernwärmenetz beträgt 8370 kW (vgl. Abbildung 48).



**Abbildung 48:** Elektrische Leistungen der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Die elektrische Gesamtleistung setzt sich aus der elektrischen Leistung der Tauchkreiselpumpe, der Netzpumpen und dem sonstigen elektrischen Aufwand (z. B. Kühlung, Lüftung, Büro) zusammen.

### 6.1.3 Validierung von Lastgängen und Momentanwerten

In der Simulation der Lastgänge werden die Messwerte den Ergebnissen der Simulation gegenübergestellt. Hierbei soll sich eine Übereinstimmung des charakteristischen Betriebsverhaltens von Simulation zu den realen Messwerten in verschiedenen, exemplarischen Betriebsfällen zeigen. Es werden im Folgenden zwei unterschiedliche Tage mit unterschiedlichen Auslastungen des Heizwerkes für die Betrachtung herangezogen. Der erste betrachtete Tag steht stellvertretend für einen Teillastfall in der Anlage. Dieser Tag kann nach Abbildung 49 in drei grundsätzliche Betriebssituationen aufgeteilt werden: Die jeweiligen Betriebssituationen können in Abbildung 49 über die Beschriftung oben zugeordnet werden.

Situation 1: Niedriger Leistungsbereich unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze (Minuten 0–250, 475–945, 1260–1440).

Situation 2: Maximaler Leistungsbereich der Geothermie ohne Zuschaltung der Ergänzungsheizung (Minuten 945–1260)

Situation 3: Maximale geothermische Leistung mit Zuschaltung der Ergänzungsheizung auf konstant minimaler Leistungsstufe (Minuten 250–475)

In Situation 1 (siehe Abbildung 49) kann bei der Temperatur im Vorlauf nach dem geothermischen Wärmeübertrager sowie bei der Rücklaufemperatur des Thermalwassers eine signifikante Abweichung zwischen Messwerten und Simulationswerten erkannt werden. Diese begründet sich bei näherer Betrachtung von Abbildung 49 (Mitte) durch den in den Messwerten deutlich höheren Massenstrom der Tauchkreiselpumpe im Vergleich zu den simulierten Werten. Gleichzeitig reduziert das Verteilventil bei den Messwerten die erhöhte Vorlaufemperatur in das Fernwärmenetz. Grundsätzlich ist diese Betriebssituation in der realen Anlage nicht zufriedenstellend, da zum einen zu viel elektrische Energie für die Tauchkreiselpumpe eingesetzt wird und letztlich das Verteilventil das mit erhöhtem Aufwand erreichte Temperaturniveau wiederum senkt.

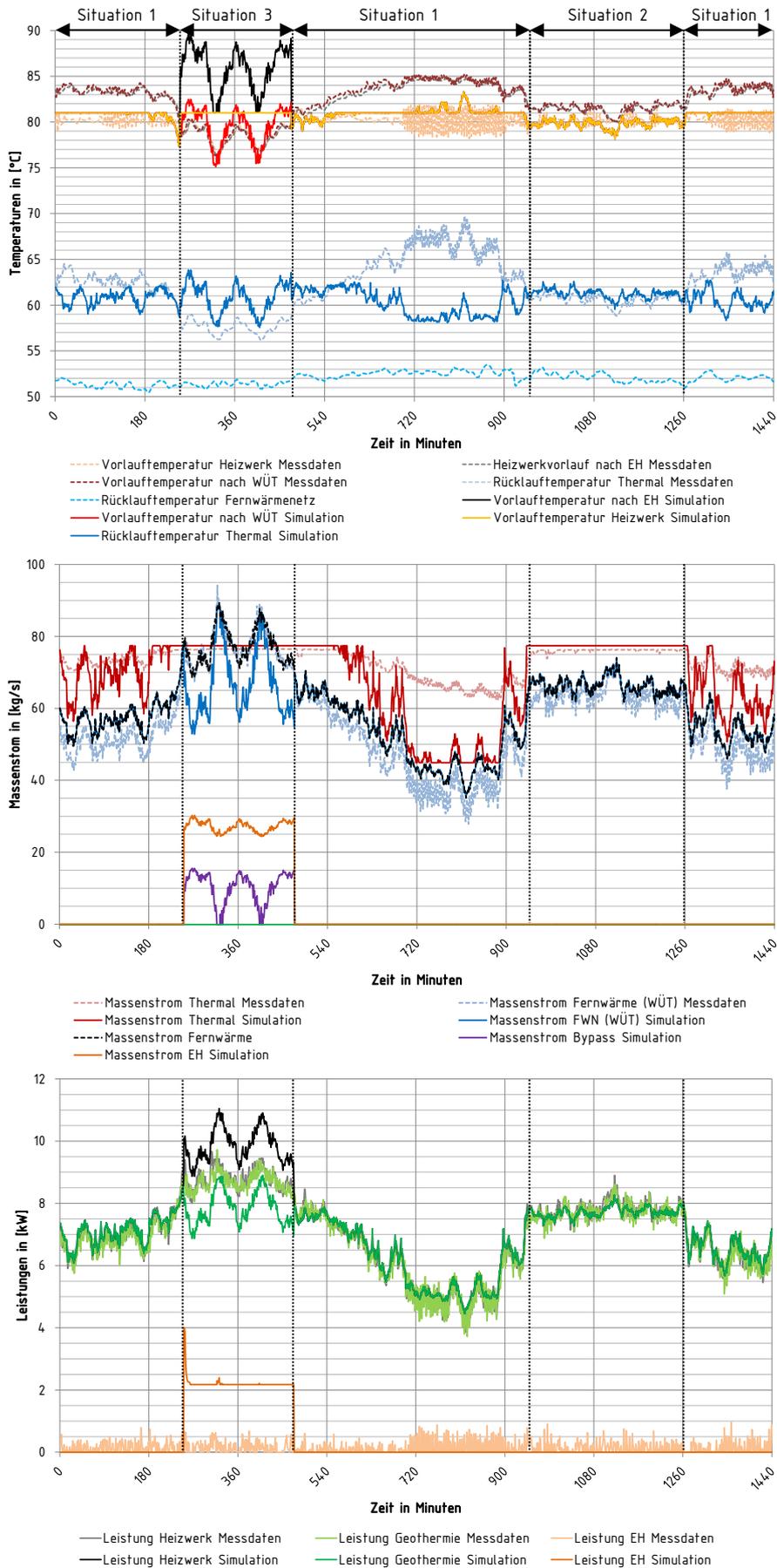


Abbildung 49: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im niedrigen Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Bei gleicher Betriebsweise erreicht die Simulation zu den Messwerten eine gute Übereinstimmung.

Abbildung 49 (unten) zeigt die thermischen Leistungen des geothermischen Wärmeübertragers und die Leistung der Ergänzungsheizung. Bei der Ergänzungsheizung ist in dieser Situation nur die Warmhaltung aktiv. Durch die Warmhaltung wird dauerhaft eine geringe Leistung über die Wärmemengenzähler aufgezeichnet. Diese geringe Leistung ist in den Messwerten über das ganze Jahr (auch an Sommertagen bei Betrieb der Geothermie in geringen Lastfällen) zu sehen.

Die Leistung der geothermischen Wärmeübertrager schwankt in den Messdaten deutlich höher als in der Simulation. Die Schwankungshöhe beträgt etwa 0,3 – 0,7 MW. Die Simulationswerte befinden sich dabei kontinuierlich an der oberen Grenze dieses Schwankungsbereichs.

Zwischen Minute 945 und 1260 (Situation 2) wird annähernd die maximale geothermische Leistung ohne Zuschaltung der Ergänzungsheizung erreicht. Die Leistungsschwankung der Geothermie in den Messdaten bleibt konstant bei 0,3 – 0,7 MW. Die Simulationswerte befinden sich nun jedoch im mittleren Bereich dieser Schwankungen. Die Temperaturen des Heizwerkvorlaufs nach Abbildung 49 (oben) können in der Simulation bereits durch den geothermischen Wärmeübertrager erreicht werden. Der Sollwert des Vorlaufs (81 °C) wird jedoch nicht mehr kontinuierlich erreicht, gleichzeitig aber auch die minimale Vorgabe von 79 °C nur kurzzeitig unterschritten. Eine Anforderung der Ergänzungsheizung wird in dieser Situation aufgrund des zu niedrigen  $K_s$ -Wertes noch nicht erreicht. Die Temperatur des Heizwerkvorlaufs der Messdaten liegt mit 80 °C etwa im Bereich der Simulationswerte. Jedoch auch in dieser Situation wird durch das Verteilventil in der realen Anlage eine eigentlich höhere Temperatur nach dem geothermischen Wärmeübertrager nochmals um 1 – 2 K reduziert. Insgesamt zeigen in dieser Situation die Rücklauftemperaturen des Thermalwassers eine gute Übereinstimmung, da vor allem der thermale Massenstrom im Vergleich zur ersten Situation deutlich besser konvergiert.

In Situation 3 wird die Ergänzungsheizung auf minimaler Leistungsstufe zugeschaltet. Abbildung 49 unten zeigt dabei die der Ergänzungsheizung in Form von Öl zugeführte Energie (inklusive Wirkungsgradverlusten). Direkt nach der Zuschaltung ist ein deutlich über der minimalen Leistung liegender Wert zu erkennen. Dieser begründet sich mit den in Gleichung (47) beschriebenen erhöhten Verlusten direkt nach dem Start des Brenners. Weiter kann in Abbildung 49 unten deutlich die Abweichung der simulierten Werte der geothermischen Leistung von der Leistung des Heizwerkes erkannt werden. Ebenso befindet sich die Höhe der geothermischen Leistung zum Teil deutlich unterhalb der in Situation 2 erreichten Werte. Grundlegend wird an dieser Stelle in der Simulation durch die Regelung des Verteilventils die Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz geregelt. Die durch die Ergänzungsheizung erhöhte Temperatur im Vorlauf des Heizwerkes und die geothermische Leistung der Wärmeübertrager werden dabei reduziert. Die Höhe der Ausschläge der Temperatur- und Leistungswerte wird maßgeblich durch die Schwankung des Fernwärmemassenstromes beeinflusst. In den Messwerten ist in dieser Situation der Massenstrom zum geothermischen Wärmeübertrager mit dem Fernwärmemassenstrom identisch. Das Verteilventil ist folglich nicht aktiv. Dementsprechend ist die thermische Leistung der Geothermie identisch mit der Gesamtleistung des Heizwerkes (siehe Abbildung 49 unten). Da im realen Betrieb die Ergänzungsheizung nicht aktiv ist, wird die Soll-Vorlauftemperatur des Heizwerkes deutlich unterschritten. Die Verzögerungszeit aufgrund des  $K_s$ -Wertes beträgt in der Simulation etwa 1 h. Die Verzögerungszeit im realen Betrieb beträgt deutlich über 3 Stunden.

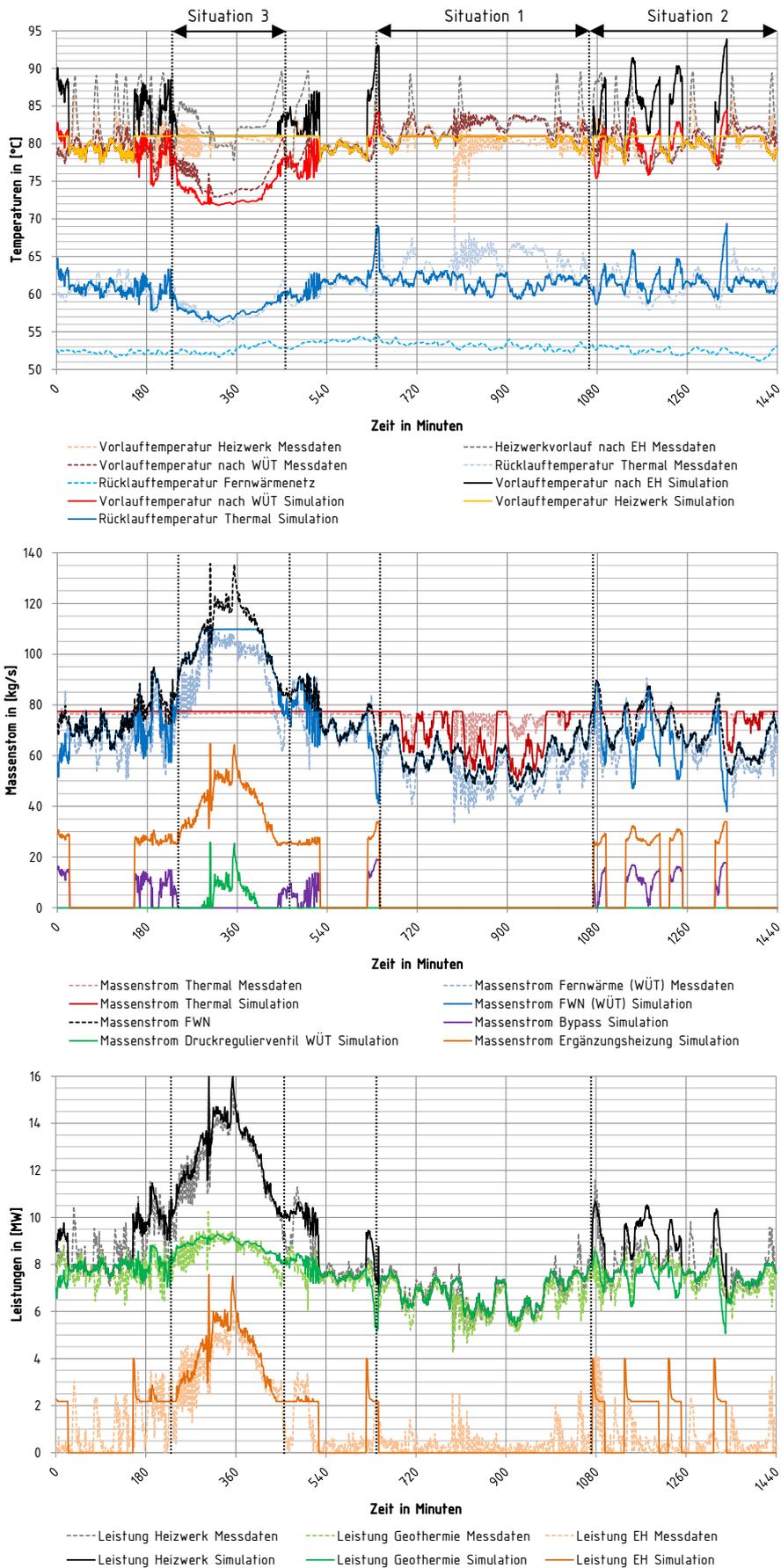


Abbildung 50: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.

Der zweite Tag (Abbildung 50) zeigt einen stark wechselnden Verlauf der Auslastung des geothermischen Heizwerkes mit einer zum Teil taktenden Zuschaltung der Ergänzungsheizung sowie Leistungsspitzen im Heizwerk bis zu 16 MW. Auch hier wird zunächst in drei verschiedene Betriebsfälle unterschieden:

- Situation 1: Der Bedarf des Fernwärmenetzes kann eigenständig über die geothermischen Wärmeübertrager gedeckt werden (Minuten 650–1050).
- Situation 2: Die Ergänzungsheizung unterstützt die Geothermie taktend auf Mindestlastbetrieb, um den Bedarf des Fernwärmenetzes zu decken (Minuten 1050–1440).
- Situation 3: Die Deckung des Bedarfs erfolgt über Geothermie in Verbindung mit der Ergänzungsheizung, welche deutlich über der Mindestleistung betrieben wird (Minuten 240–440).

Aufgrund der etwas höheren Netzvorlaufftemperatur in den Messwerten liegt in Situation 1 die geothermische Leistung (Simulation) zumeist minimal über der geothermischen Leistung aus den Messwerten. In Abbildung 50 (Mitte) kann analog zur Auswertung im niedrigen Lastfall eine Aktivität des Verteilventils bei den Messwerten festgestellt werden. Ebenso der Betrieb der Tauchkreiselpumpe auf zu hoher Drehzahl kann bereits aus den zu hohen Vorlaufftemperaturen nach dem Wärmeübertrager abgeleitet werden (Messwerte). Bei den thermischen Leistungen kann etwa bei Minute 800 in den Messwerten eine momentane, stark fluktuierende Zuschaltung der Ergänzungsheizung erkannt werden. In den Vorlaufftemperaturen ist ab diesem Zeitpunkt eine Reduzierung zwischen Vorlaufftemperatur nach den Wärmeübertragern und Vorlaufftemperatur in das Fernwärmenetz sichtbar. Die Reduzierung dieser Temperatur erfolgt wiederum durch das Verteilventil.

In der zweiten Situation befindet sich die Anlage direkt an der geothermischen Leistungsgrenze. Im Gegensatz zum ersten analysierten Tag unterstützt jedoch hier die Ergänzungsheizung die Geothermie taktend bei der Deckung des Wärmebedarfs. Die Messwerte der Leistung der Ergänzungsheizung weichen dabei z. T. deutlich von den simulierten Werten ab. Eine Taktung ist jedoch in beiden Werten zu erkennen. Die Verdrängung der Geothermie ist in dieser Situation in der Simulation deutlich höher zu erkennen als bei den Messwerten. Jedoch muss wiederum angemerkt werden, dass die gewünschten Vorlaufftemperaturen in das Fernwärmenetz in der realen Anlage hierbei zum Teil bis zu 2,5 Stunden unterschritten werden. Durch die Regelungsträgheit der realen Anlage ergeben sich bei Zuschaltung der Ergänzungsheizung kurzzeitige Temperaturspitzen bis 87 °C bei der Vorlaufftemperatur in das Fernwärmenetz. Durch die taktende und nicht zeitgleiche Zuschaltung der Ergänzungsheizung bei Messwerten und Simulation ergeben sich zeitweise hohe Abweichungen bis zu 8 K für die thermalen Rücklaufftemperaturen sowie die Netzvorlaufftemperaturen.

Als dritte Situation wird der Zeitbereich zwischen Minute 240–440 mit Zuschaltung der Ergänzungsheizung in deren Modulationsbereich herangezogen. Durch die annähernd maximalen Massenströme über die geothermischen Wärmeübertrager erreichen in dieser Situation die Temperaturwerte nach den Wärmeübertragern niedrigste Werte. Gleichzeitig erreicht die Geothermie hierbei Leistungsspitzen bis ca. 9,3 MW. Insgesamt liegt die simulierte Leistung der Ergänzungsheizung etwas über den Messwerten. Dies begründet sich mit dem Wirkungsgrad der Ergänzungsheizung, da die Leistung der Ergänzungsheizung in der Simulation der mit dem Brennstoff zugeführten Leistung (inkl. Erzeugerwirkungsgrad) entspricht. Die Leistung der Ergänzungsheizung in den Messwerten stellt die Erzeugernutzwärmeabgabe dar. Unter

Anbetracht des auch in dieser Situation zum Teil aktiven Verteilventils im realen Betrieb liegt die simulierte geothermische Leistung etwa im oberen Bereich der stark schwankenden geothermischen Messwerte. Etwa bei Minute 360 ist das Verteilventil nicht aktiv. Hier sind die realen Messwerte mit den simulierten Werten bei der geothermischen Leistung nahezu deckungsgleich übereinander.

Abschließend werden zur Validierung die Momentanwerte des Monats März von der Simulation den Momentanwerten der Messwerte in Abhängigkeit des Massenstromes des Fernwärmenetzes gegenübergestellt (Abbildung 51). Mit Ausnahme von Zeiträumen, in denen die Ergänzungsheizung durch den nicht erreichten Ks-Wert verzögert wird bzw. die Regelung der Temperatur bei Minimalbetrieb der Tauchkreiselpumpe nicht aktiv ist, kann in der Simulation die Heizwerkvorlauftemperatur exakt geregelt werden (Abbildung 51, oben). Die Schwankungsbreite der Messwerte beträgt dabei mit unteren Werten von ca. 70 °C und oberen Werten von ca. 90 °C etwa 20 K. Es scheint, als würde in der realen Anlage auch zeitweise eine beabsichtigte Regelung der Heizwerkvorlauftemperatur auf abweichende, niedrigere Vorlauftemperaturen erfolgen. Solch veränderte Betriebsbedingungen werden in der Simulation nur zu Beginn vorgegeben, jedoch nicht während der laufenden Simulation verändert. Dadurch können Abweichungen zum realen Anlagenbetrieb entstehen. Die Temperaturen in der Simulation nach den geothermischen Wärmeübertragern sind im unteren Leistungsbereich deckungsgleich mit den Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz. Dadurch, dass die Temperaturregelung in der realen Anlage nicht exakt nach Vorgabewert erfolgt, ergeben sich an dieser Stelle ebenfalls Abweichungen zur Simulation. Im unteren Bereich bis 40 kg/s liegen die Werte der Simulation noch weitgehend über den Werten der Messungen, jedoch ab 40 kg/s verlassen die Simulationswerte deutlich die untere Grenze des Messwertbereichs. Wenn letztlich bei 55 kg/s die Ergänzungsheizung zuschaltet, ergibt sich aufgrund der Massenstromreduzierung durch das Verteilventil ein Temperatursprung nach dem geothermischen Wärmeübertrager. Die Temperaturwerte nach dem Wärmeübertrager befinden sich in der Simulation zwischen 55 und 120 kg/s dauerhaft im Bereich der Messwertschwankungen. Ab etwa 85 kg/s liegen die Werte im unteren Bereich der Messwerte. Über 120 kg/s liegen die simulierten Werte ca. 1 - 2 K unter den Messwerten. Die Thermalwasserrücklauftemperatur erreicht in weiten Teilen eine gute Deckung mit den Messwerten. Lediglich unter 55 kg/s weichen diese z. T. deutlich von den Messwerten ab, was jedoch zuvor bereits mit der schlechten Drehzahlregelung der Tauchkreiselpumpe in geringen Lastfällen erklärt werden konnte (vgl. Abbildung 50).

Die Massenströme in Abbildung 51 (Mitte) belegen die besagte Ungenauigkeit der Regelung der Tauchkreiselpumpe. Bereits ab 33 kg/s wird diese zeitweise auf maximaler Drehzahl betrieben. Die Regelung der simulierten Anlage erfolgt an dieser Stelle exakt auf die beabsichtigte Temperatur, weshalb sich der Massenstrom der Tauchkreiselpumpe knapp unterhalb bzw. im unteren Bereich der Messwerte befindet. Durch die Abweichung des Massenstromes über den geothermischen Wärmeübertrager vom Fernwärmemassenstrom (in Abbildung 51, Mitte) verdeutlicht sich auch die häufige Aktivität des Verteilventils. Die grünen Punkte zeigen die Aktivität des Druckregulierventils. Eine Übereinstimmung der Aktivität dieses Ventils lässt sich in den Messdaten durch die Obergrenze des Massenstromes über den Wärmeübertrager erkennen.

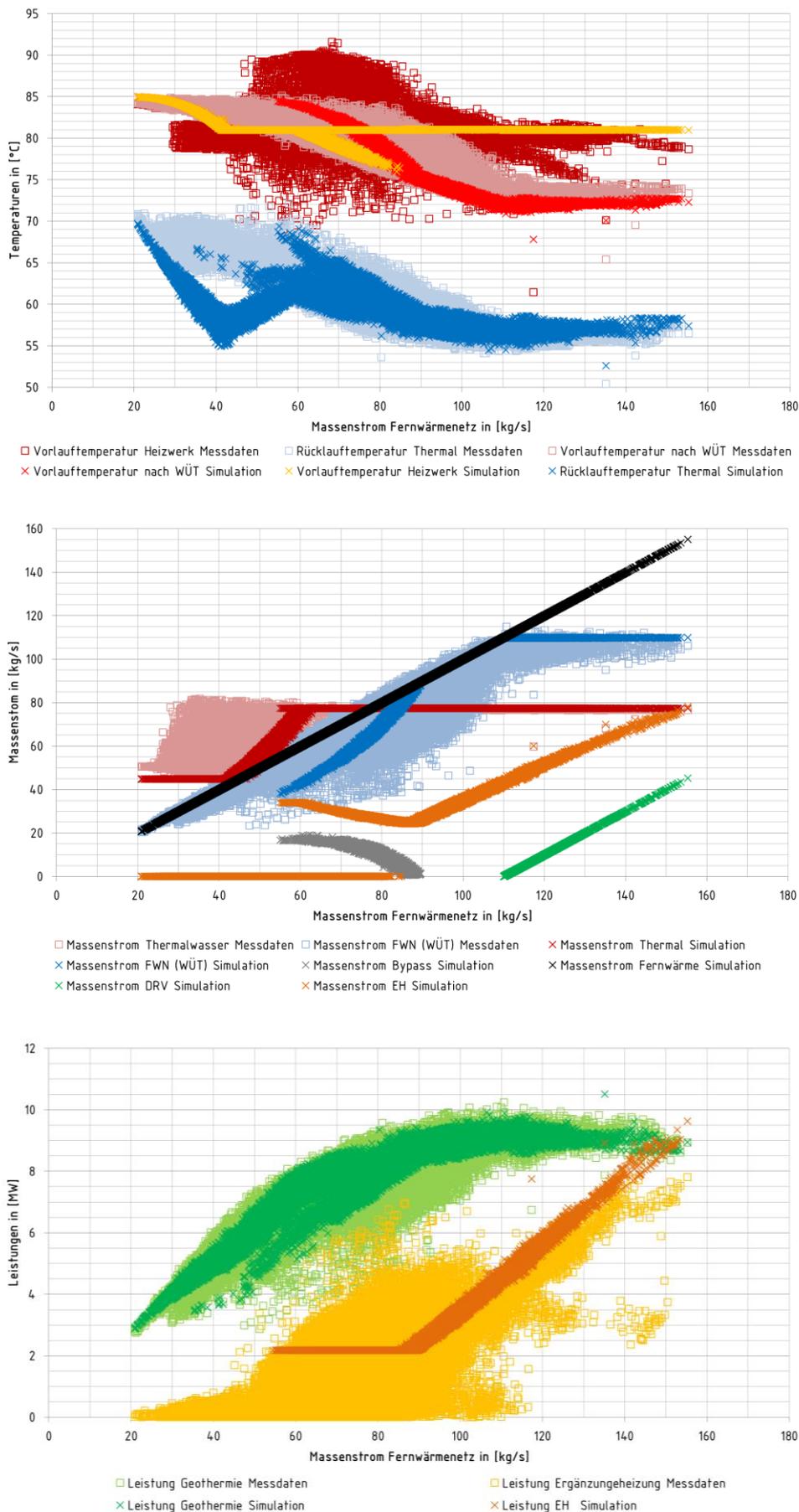


Abbildung 51: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im Monat März. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.

Abbildung 51 (unten) zeigt abschließend die thermischen Leistungen der Simulation und die dazugehörigen Messwerte. Die simulierten Werte der geothermischen Wärmeübertrager liegen dabei tendenziell im oberen Bereich der Messwerte. Erkennbar ist, dass die untere Leistungsgrenze der geothermischen Leistung im Vergleich zu den simulierten Werten deutlich niedriger ist. Folglich ist die Verdrängung der Geothermie dabei z. T. höher bzw. über längere Zeiträume präsent. Die simulierten Werte der Ergänzungsheizung liegen ab 100 kg/s im oberen Bereich der Messwerte. Im Bereich zwischen 55 und 100 kg/s weisen die Messwerte der Ergänzungsheizung eine enorm hohe Schwankungsbreite auf. Die Zuschaltung der Ergänzungsheizung erscheint in dieser Betrachtung als auch in Abbildung 50 unten im stark taktenden Betrieb der realen Anlage als schlecht geregelt bzw. schlecht regelbar. Wie bereits diskutiert ergeben sich bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung unter anderem auch aufgrund der Trägheit der Regelung z. T. hohe Temperaturspitzen in das Fernwärmenetz (Abbildung 50, oben).

Als Schlussfolgerung zu den Vergleichen der Simulationsergebnisse mit den Messwerten kann festgehalten werden, dass in Betriebssituationen mit kongruenten Massenströmen auch die Temperaturwerte am geothermischen Wärmeübertrager und dementsprechend die thermischen Leistungen gut übereinstimmen. Im Vergleich zu den Simulationen führen jedoch Regelabweichungen (durch Trägheit der Rohrstrecken, thermische Trägheit von Regelsensoren) und aktive Eingriffe des Betreiberpersonals in den Betrieb (z. B. die Drehzahlregelung der Tauchkreiselpumpe, Regelung des Verteilventils, Zuschaltung der Ergänzungsheizung) in der realen Anlage zu Abweichungen der Simulation gegenüber den Messwerten. Der reale Betrieb des zur Kalibrierung des Simulationsmodells herangezogenen Heizwerkes kann folglich mit dem simulierten Betrieb charakteristisch verglichen werden. Ein vollkommen identischer Betrieb kann jedoch nur teilweise erreicht werden.

### 6.1.4 Monats- und Jahressimulation

Als abschließende Plausibilitätsprüfung soll ein Vergleich zwischen Simulation und Messwerten anhand der monatlichen Werte der kumulierten Energien der relevanten Komponenten / Bereiche des Heizwerkes durchgeführt werden. Abbildung 52 zeigt das Ergebnis der monatlichen absoluten Energiewerte der Jahressimulation und die prozentuale Abweichung der Simulationswerte von den Messwerten. Die maximale Abweichung der Werte ist dabei mit der roten Begrenzungslinie für den relevanten Zeitraum November bis März gekennzeichnet.

Die in das Fernwärmenetz vom Heizwerk abgegebene Energie als auch die geothermisch bereitgestellte Energie erreichen über das ganze Jahr eine gute Übereinstimmung mit nur geringen Abweichungen. Im Monat September führten Wartungsarbeiten an der Anlage zu einer Abschaltung der geothermischen Wärmeübertrager, wodurch sich der Anteil der Ergänzungsheizung gegenüber der Simulation deutlich erhöht. Einen weiteren Ausreißer zeigt der Monat November, in dem die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Energie in der Simulation um + 36,5 % abweicht. In diesem Monat lassen sich enorme Unterschreitungen der gewünschten Soll-Vorlauftemperaturen des Heizwerkes über längere Zeiträume in den Messdaten erkennen, wodurch auch die insgesamt bereitgestellte Energie des Heizwerkes in das Fernwärmenetz in den Messwerten deutlich geringer ausfällt. Durch die Warmhaltung der Kessel über die geothermischen Wärmeübertrager werden auch im Sommer minimale Beiträge der Ergänzungsheizung aufgezeichnet. Folglich ergeben sich dabei hohe Abweichungen von bis zu 100 % zu den simulierten Ergebnissen. Eine weitere Abweichung von Messwerten zu den simulierten Werten kann beim elektrischen Energieaufwand ausgemacht werden. Geringe

Abweichungen in den absoluten Werten führen v.a. im Sommerbetrieb zu hohen prozentualen Abweichungen. Grundsätzlich kann jedoch vor allem im für die Verdrängung der Geothermie relevanten Bereich von November bis März eine gute Übereinstimmung der Messwerte zur Simulation erreicht werden. Die maximalen Abweichungen liegen, abgesehen von der Energie der Ergänzungsheizung im Monat November, zwischen +8,2 und -6,1 %. In den Monaten November bis März werden ca. 89 % der geothermischen Energie sowie über 94 % der thermischen Energie der Ergänzungsheizung für die Versorgung des Fernwärmenetzes bereitgestellt.

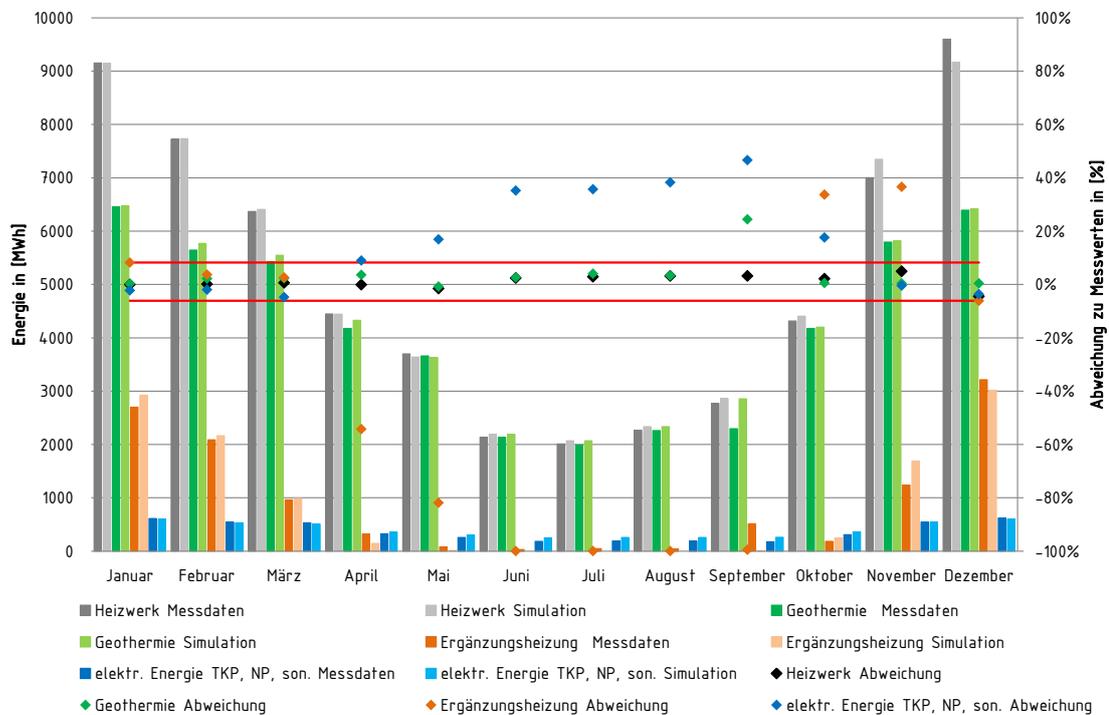


Abbildung 52: Monatliche Energieumsätze der Jahressimulation und prozentuale Abweichung im Vergleich zu den Messwerten.

### 6.1.5 Sensitivitätsanalyse und Optimierung

Das in dieser Arbeit programmierte Simulationsmodell kann als planungsunterstützendes Werkzeug für die wirtschaftliche Auslegung und die Untersuchung des Betriebsverhaltens einzelner Komponenten in Abhängigkeit verschiedener Parameter verwendet werden. Mögliche Variationsparameter werden dabei unterteilt in:

- Grundlegende Parameter zur Machbarkeitsanalyse oder Variantenbetrachtung einer Anlage (z. B. Variation von Vorlauftemperatur Thermalwasser oder Durchmesser der Verrohrung der Tiefenbohrungen)
- Parameter zur Anlagenbemessung in der Planungsphase (z. B. Variation von Fläche des Wärmeübertragers)
- Parameter zur Betriebsoptimierung (z. B. Vorlauftemperatur des Heizwerkes oder Ks-Wert der Ergänzungsheizung)

Da im Folgenden eine Betriebsoptimierung der aktuellen Anlage ohne erhöhten investiven Eingriff in die Anlagentechnik im Vordergrund steht, werden die grundlegenden Parameter sowie die Parameter zur Anlagenbemessung in der Planungsphase an dieser Stelle nicht weiter betrachtet. Eine in dieser Betrachtung nicht einbezogene Möglichkeit der Optimierung wäre zum Beispiel eine direkte Senkung der Fernwärmerücklauftemperatur, da zur Umsetzung eine

Optimierung der Kunden mit hohen Rücklaufftemperaturen notwendig wäre. Eingeschlossen in diesen Betrachtungen ist z. B. eine Veränderung der Netzvorlauftemperatur unter der Prämisse, dass bei einer gleichbleibenden logarithmischen Temperaturdifferenz an den Hausübergabestationen ebenso die Rücklaufftemperatur und der Massenstrom dabei direkt beeinflusst werden. Würden diese nicht beeinflusst werden, so wäre eine Veränderung der Kundensysteme zur Wärmeübergabe und somit auch ein erhöhter Aufwand zur Veränderung des Parameters erforderlich.

Nach Betrachtung der verschiedenen Optimierungen soll letztlich die in dieser Konzeption optimierte Anlagenkonfiguration simuliert werden. Diese dient im weiteren Verlauf der Arbeit als optimierte Basis für die zu vergleichenden Konzeptionen mit Einbindung eines Wärmespeichers und die abschließende Bewertung der verschiedenen Konzeptionen. Die Bewertung der möglichen Optimierungspotentiale erfolgt neben den absoluten Energiewerten für die verschiedenen Komponenten ebenso durch die Bewertung der durch die Maßnahme veränderten Energiekosten und der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Die Ermittlung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Energiekosten erfolgt anhand der absoluten Werte mit den Definitionen nach Anhang A. Nachfolgende Auflistung zeigt die relevanten Parameter für eine einfache, regelungstechnische Optimierung der aktuellen Anlagenkonzeption.

- Ks-Wert

Der Ks-Wert regelt die Verzögerung der Ergänzungsheizung in Abhängigkeit der Temperaturabweichung und der Zeit. Folglich kann durch eine Erhöhung des Parameters eine Verzögerung und letztlich Senkung des Anteils der Ergänzungsheizung erreicht werden. Abbildung 53 zeigt hierzu die Entwicklung der Energiebereitstellung der geothermischen Wärmeübertrager, der Energie der Ergänzungsheizung, des gesamten elektrischen Energiebedarfs des Heizwerkes, der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Energiekosten bei Variation des Ks-Wertes für das Basismodell.

Durch die längere Verzögerung der Ergänzungsheizung steigt der geothermische Beitrag bei Erhöhung des Ks-Wertes an. Der gesamte elektrische Energieaufwand verändert sich dabei nicht. Durch ein teilweises Verhindern der Zuschaltung der Ergänzungsheizung bei nicht erreichter Ks-Wert-Grenze kann der Beitrag der Ergänzungsheizung zur Energiebereitstellung des Heizwerkes bei Ks = 2700 um ca. 480 MWh/a reduziert werden. Eine Folge daraus ist die über einen längeren Zeitraum in das Fernwärmenetz eingespeiste, reduzierte Vorlauftemperatur. Durch die reduzierte Vorlauftemperatur im Jahresmittel ergibt sich eine geringere in das Fernwärmenetz eingespeiste Gesamtenergie (siehe Abbildung 50: Summe aus Veränderung der Energieanteile Geothermie und Ergänzungsheizung ist negativ).

Im Basisfall beträgt der Ks-Wert 500. Hierbei ergibt sich eine maximale Unterschreitung der minimalen Vorlauftemperatur von 1,5 K. Eine Unterschreitung der minimalen Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz mit 77,5 °C kann mit dem Ks-Wert von 500 ca. 5,6 Minuten andauern. Bei dem minimalen Ks-Wert von 100 schaltet die Ergänzungsheizung sehr häufig auf Minimalleistung zu. Wird beispielsweise die Situation des zweiten Tages aus Kapitel 6.1.3 (stark wechselnder Lastfall) zu Beginn des Tages herangezogen, so schaltet die Ergänzungsheizung in den ersten 3 Stunden bereits viermal zu. Bei Ks = 500 schaltet die Ergänzungsheizung im gleichen Zeitraum nur zweimal zu. Die maximale Temperaturabweichung beträgt bei Ks = 100 ca. 1 K.

Mit dem im Basisfall gewähltem Ks-Wert wird bereits eine vernünftige Verzögerung der Ergänzungsheizung erreicht. Die Häufigkeit der Zuschaltung entspricht dabei etwa dem realen Verhalten der Anlage (siehe Abbildung 50). Wird der Ks-Wert auf 2700 erhöht, so beträgt die maximale Temperaturabweichung von der Mindestvorgabe in der Jahressimulation 3,5 K. Diese Temperaturabweichung könnte dabei über einen Zeitraum von knapp 13 Minuten in das Fernwärmenetz eingespeist werden. Für die folgende Optimierungsrechnung wird der Ks-Wert mit 1500 angesetzt. Bei  $K_s = 1500$  beträgt die maximale Temperaturabweichung in der Jahressimulation 3 K. Die minimale Temperatur von 76 °C in das Fernwärmenetz könnte bei einem Ks-Wert von 1500 bereits über 8,3 Minuten andauern. Die üblicherweise veranschlagte Verzögerungszeit bei höheren Temperaturabweichungen beträgt 5 - 6 Minuten. Die gewählte Grenze stellt somit einen vertretbaren Wert an der oberen Grenze dar. Die erzielte Einsparung bei den Energiekosten beträgt dabei 16.300 €/a. Die  $CO_2$ -Emissionen können um 9,2 t  $CO_2/a$  gesenkt werden.

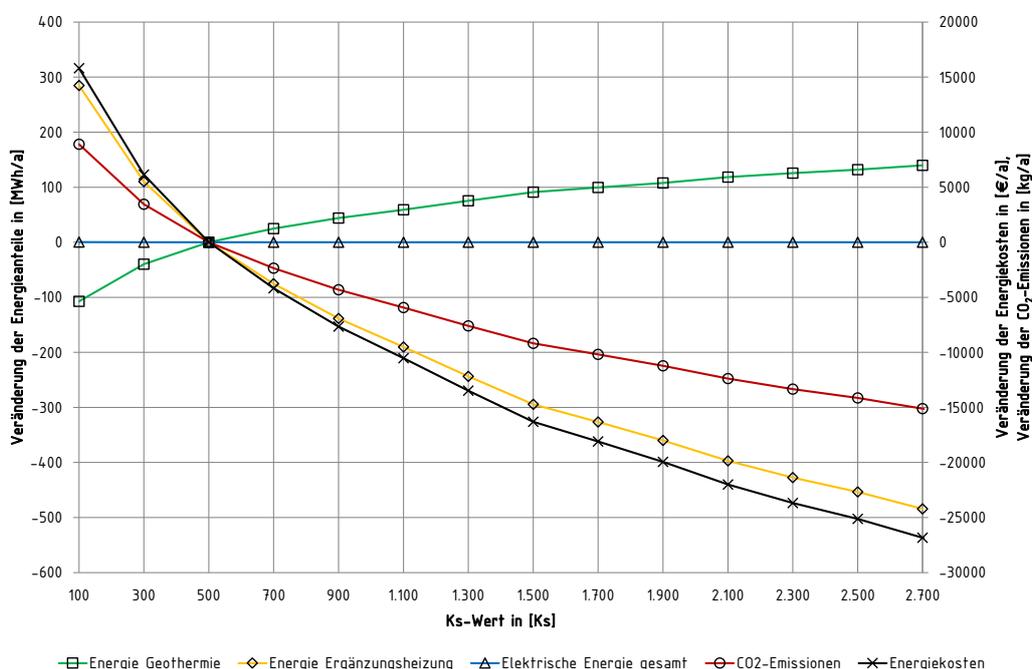


Abbildung 53: Sensitivität der Energieanteile, der  $CO_2$ -Emissionen und der Energiekosten bei Variation des  $K_s$ -Wertes für das Basismodell. Durch die in der Jahressimulation veränderte, mittlere Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz ergeben sich geringere in das Fernwärmenetz eingespeiste Gesamtenergien.

- Maximaler Fernwärmemassenstrom über den Wärmeübertrager

Das Druckregelventil im Bypass zu den geothermischen Wärmeübertragern öffnet bei einem vom Hersteller der Wärmeübertrager vorgegebenen Überdruck (bei ca. 110 kg/s). Spricht das Druckreguliertventil an, wird ein Teilmassenstrom am geothermischen Wärmeübertrager vorbei geleitet und nach den Wärmeübertragern dem Vorlauf wiederum beigemischt. Das vom Wärmeübertrager im Vorlauf erreichte Temperaturniveau wird dabei abgesenkt. Diese Maßnahme wird vom Hersteller vorgeschlagen, um einen unwirtschaftlichen Betrieb des Wärmeübertragers durch hohe Druckverluste zu verhindern.

Abbildung 54 zeigt die Veränderung der verschiedenen Auswertekriterien bei Variation des maximalen Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager. Im Bereich

unter 110 kg/s sinkt die geothermisch bereitgestellte Energie bei gleichzeitig stark ansteigendem Anteil der Ergänzungsheizung deutlich ab. Dies führt folglich zu einer deutlichen Erhöhung der Energiekosten und der CO<sub>2</sub>-Emissionen. In der aktuellen Anlagenkonfiguration wird eine Absenkung des maximalen Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager nicht vorgenommen. Bei höheren zulässigen, maximalen Massenströmen über 110 kg/s wird grundlegend keine signifikante Veränderung erzielt. Der elektrische Aufwand und der geothermische Beitrag steigen minimal an. Durch die gleichzeitige Absenkung der Energie für die Ergänzungsheizung ergibt sich insgesamt eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Energiekosten. Die Höhe der Auswirkungen bei Veränderung des maximalen Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager hängt stark von der Häufigkeit der Überschreitung des Grenzwertes ab. In der aktuellen Anlagenkonfiguration überschreitet der maximale Massenstrom 139,6 kg/s nur in 1 % des Jahres. Eine Anpassung des Grenzwertes auf 130 kg/s wird für die Optimierung vorgenommen. Die erzielte Einsparung bei den Energiekosten beträgt dabei 7.900 €/a. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen können um 4,5 t CO<sub>2</sub>/a gesenkt werden.

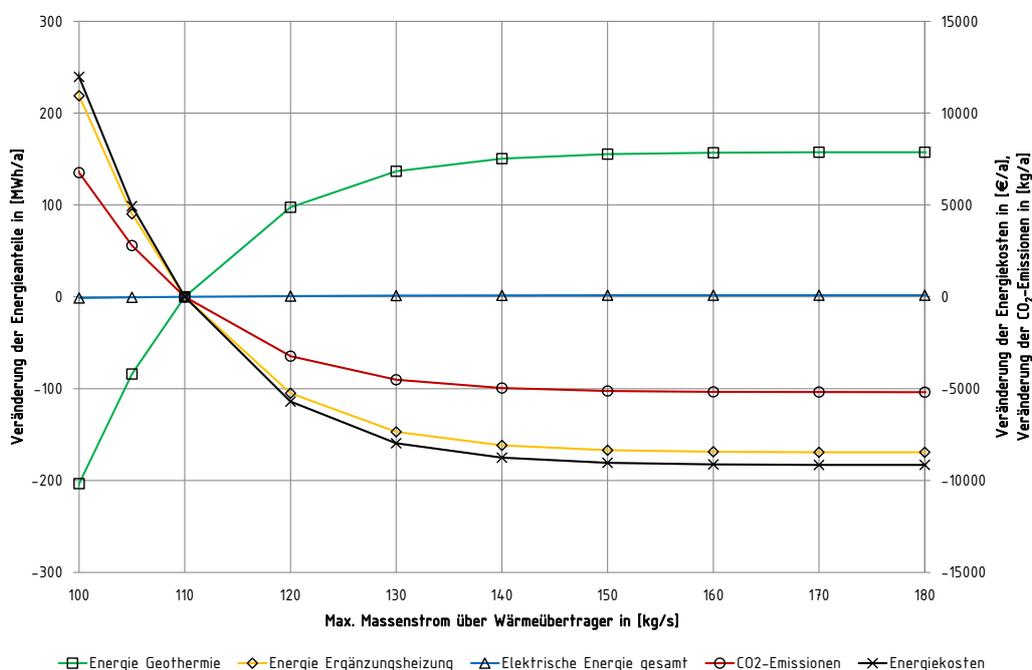


Abbildung 54: Sensitivität der Energieanteile, der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Energiekosten bei Variation des maximalen Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager für das Basismodell.

Abbildung 55 zeigt das Ergebnis der jährlichen Energiewerte des optimierten Basismodells und des Basismodells aus Abbildung 52. Da der Massenstrom im Fernwärmenetz in der aktuellen Situation den vorgegebenen maximalen Massenstrom nur selten überschreitet, ergibt sich nur eine sehr geringfügige Erhöhung des elektrischen Energieaufwands in der Anlage. Die Verzögerung der Ergänzungsheizung, welche in weiterer Folge zu einer Reduzierung der Verdrängung der Geothermie führt, sowie der höhere Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager bewirken einen leichten Anstieg der geothermisch bereitgestellten Energie. Durch die Optimierung wird eine Reduzierung der Energiebereitstellung der Ergänzungsheizung erreicht. Dabei können die CO<sub>2</sub>-Emissionen um 7,8 t CO<sub>2</sub>/a reduziert werden. Die in den Einzelmaßnahmen prognostizierte, kumulative Einsparung der Energiekosten senkt sich durch Wechselwirkungen zwischen den Maßnahmen von 19.300 €/a auf 11.500 €/a deutlich ab.

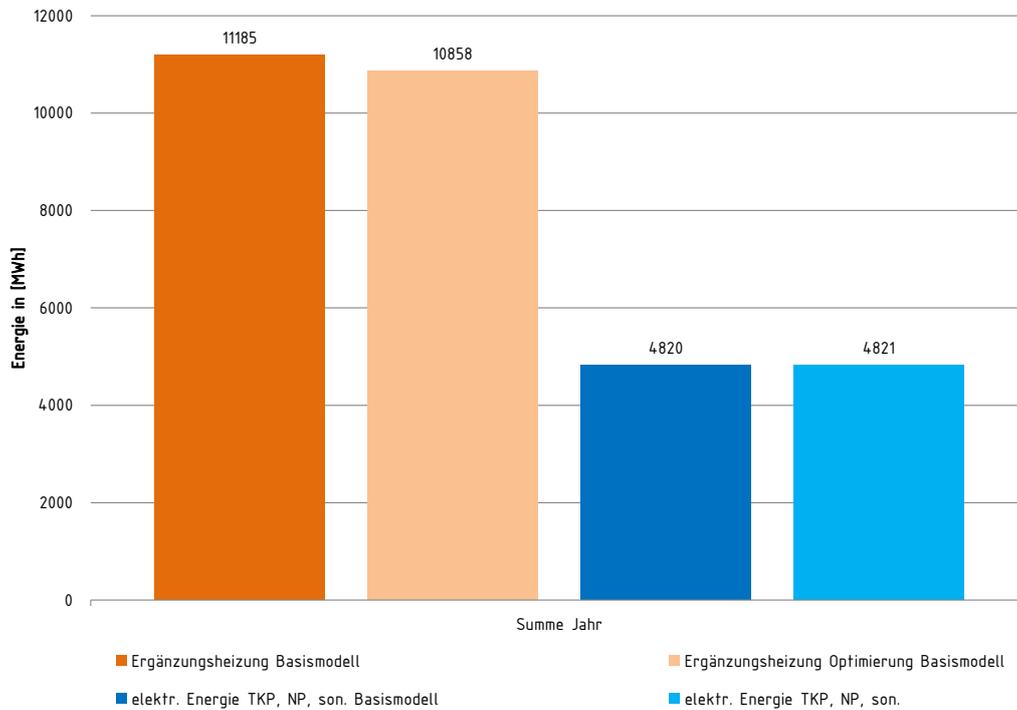


Abbildung 55: Ergebnis der absoluten Energiewerte der optimierten Jahressimulation und der Simulation des Basismodell (vgl. Abbildung 52).

## 6.2 Optimierte Anlagenkonzepte mit Speicher

### 6.2.1 Validierung des Speichermodells

Die Validierung des in Kapitel 5.9 vorgestellten Speichermodells erfolgt anhand der Untersuchungen von Zachar et al. in [51]. Zachar et al. untersuchten die Temperaturverläufe bei der konstanten Be- und Entladung eines 100 l Speichers mit einer festgelegten Be- und Entladedauer. Der thermische Speicher aus Acrylglas hatte hierbei einen Innendurchmesser von 0,4 m bei einer Höhe von 0,8 m. Die Abmessungen der Beladetasche betragen 0,3 m im Durchmesser bei 0,04 m Abstand zum Behälterdeckel / -boden. Folglich ergibt sich daraus ein  $d_T/h_T$ -Verhaltis von 7,5. Bei der Beladung wurde der Speicher bei einer Ausgangstemperatur im Speicher von 23 °C über 25 Minuten mit 44 °C warmen Wasser beladen. Der Volumenstrom betrug dabei 1,8 l/min. Abbildung 56 zeigt die resultierenden Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen sowie die Simulationsergebnisse aus [51]. Des Weiteren sind die Temperaturverläufe des in Kapitel 5.9 vorgestellten Speichermodells nach Simulation mit den in [51] vorgegebenen Randbedingungen dargestellt. Die rote Linie zeigt dabei die Simulationsergebnisse mit exakt an Zachar et al. angepassten Randbedingungen. Die Simulation unter den skalierten Randbedingungen der Geothermie mit den Speichervorgaben nach Huhn [52] (Gleichungen (13)-(15)) ist ebenfalls dargestellt.

Der Verlauf der simulierten Temperaturlinie (rot) lässt erkennen, dass im oberen Bereich eine gute Übereinstimmung zu den experimentellen Ergebnissen von Zachar et al. erreicht werden kann. Deutlich zu sehen ist die auch aus den Messdaten ersichtliche Temperaturabsenkung im obersten Segment des Speichers durch die bei der Abkühlung signifikant größere Oberfläche. Die Mischzone der roten Temperaturlinie beginnt im Vergleich zu den experimentellen Untersuchungen etwas später und liegt am Ende des Verlaufs minimal unterhalb der Messergebnisse. Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen von Zachar et al. kann jedoch insgesamt eine gute Übereinstimmung zu den Messwerten erreicht werden.

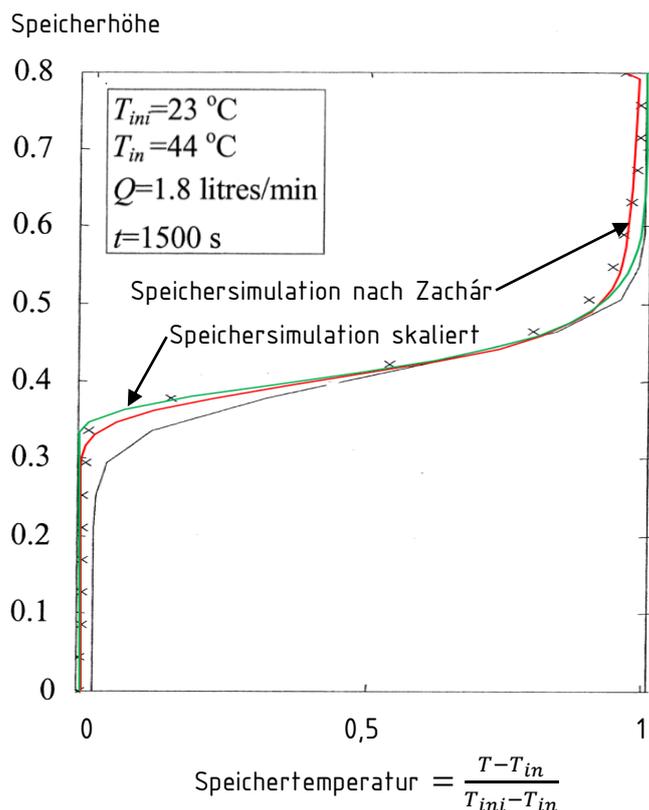


Abbildung 56: Validierung des Speichersmodells anhand der experimentellen Ergebnisse einer Speicherbeladung mit warmem Wasser (von oben) aus Zachár et al. in [51]. Kreuze: Experimentelle Messungen von Zachár et al.; Schwarzer Temperaturverlauf: Simulationsergebnisse aus [51]; Roter Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit Randbedingungen nach [51]; Grüner Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit skalierten Randbedingungen in der Geothermie.

Die grüne Linie in Abbildung 56 zeigt zur Validierung des Speichersmodells für die Beladung die Ergebnisse einer skalierten Simulation unter den Randbedingungen der Geothermie mit den Speichervorgaben nach Huhn [52]. Dabei wurde das  $d_T/h_T$ -Verhältnis mit 10 angesetzt und der Speicher mit 20 cm isoliert (Wärmeleitfähigkeit Isolierung 0,03 W/m/K). Die Höhe des Speichers beträgt 8,25 m bei einem Durchmesser von 3,93 m. Das zuströmende Fluid hat dabei wie im vorhergehenden Fall eine Temperatur von 44 °C, während die Speichertemperatur zu Beginn der Simulation 23 °C beträgt. Der Massenstrom, das Anschlussrohr und das Speichervolumen wurden dabei mit dem Faktor 1000 im Vergleich zu den vorhergehenden Randbedingungen skaliert.

Durch die 20 cm Isolierung des Wärmespeichers lässt sich im oberen Verlauf eine etwas höhere Temperatur im Speicher erreichen, wodurch sich Abweichungen zu den Messwerten aus Zachár et al. ergeben. Die Mischzone beginnt im oberen Bereich etwas früher als bei der roten Linie. Die Steigung der Mischzone, ebenso wie das Ende der Mischzone stimmt gut mit den Messwerten überein. Insgesamt kann festgehalten werden, dass die Modellierung des Speichers nach Kapitel 5.9 nach den Randbedingungen in Zachár et al. sowie auch mit den skalierten Randbedingungen der Geothermie eine gute Übereinstimmung erzielt.

Abbildung 57 zeigt analog zu Abbildung 56 die Ergebnisse von Zachár et al. bei der Speicherentladung. Demselben Speicher wurde dabei über den Zeitraum von 25 Minuten 1,6 l/min Wasser mit 20 °C unten zugeführt. Die Ausgangstemperatur des Speichers zu Beginn der Untersuchungen betrug 41 °C. Die rote Temperaturkurve mit den Randbedingungen nach Zachár

et al. liegt etwas über den Messergebnissen. Die geringeren Temperaturen im unteren Speicherteil und der spätere Beginn der Mischzone bei gleicher Steigung führen dabei zu einer insgesamt geringeren Speichereffizienz gegenüber den Messergebnissen.

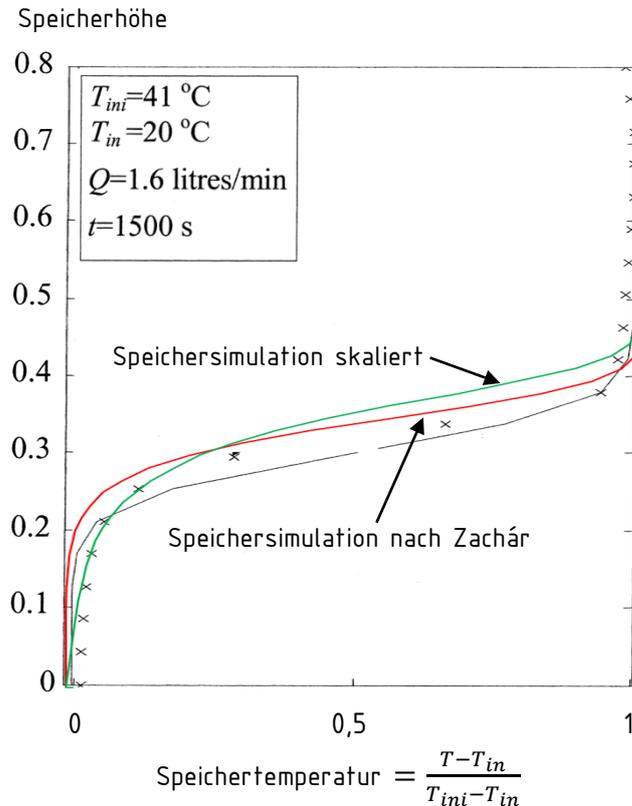


Abbildung 57: Validierung des Speichermodells anhand der experimentellen Ergebnisse einer Speicherbeladung mit kaltem Wasser (von unten) aus Zachár et al. in [51]. Kreuze: Experimentelle Messungen von Zachár et al.; Schwarzer Temperaturverlauf: Simulationsergebnisse aus [51]; Roter Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit Randbedingungen nach [51]; Grüner Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit skalierten Randbedingungen in der Geothermie.

Die grüne Linie stellt die Ergebnisse mit den zu Abbildung 56 bereits beschriebenen skalierten Randbedingungen der Geothermie dar. Hier zeigt sich vor allem im unteren Speicherbereich eine gute Übereinstimmung zu den Messergebnissen. Im unteren Bereich der Mischzone weicht der grüne Temperaturverlauf z. T. dann jedoch deutlich von den Messergebnissen ab. Durch den ab Mitte der Mischzone annähernd gleichen Gradienten des Temperaturverlaufs resultiert eine insgesamt etwas größere Mischzone unter den Randbedingungen der Geothermie gegenüber dem Messergebnis. Verglichen mit den Messergebnissen aus Zachár et al. [51] wird der Speicher folglich schneller entladen.

## 6.2.2 Plausibilitätsprüfung von Lastgängen anhand der hybriden Speichereinbindung

Analog zur Plausibilitätsprüfung des Basismodells in Kapitel 6.1.3 werden nachfolgend die Verläufe von Temperaturen im Heizwerk und im Wärmespeicher, die Massenströme im Heizwerk sowie die thermischen Leistungen zur Prüfung herangezogen. Abbildung 58 zeigt hierzu die Simulationsergebnisse der hybriden Speichereinbindung zu den Temperaturen (oben), Massenströmen (Mitte) und thermischen Leistungen (unten) im Heizwerk über den Verlauf eines beispielhaften Tages.

Zu Beginn der Simulation beträgt die Temperatur im Speicher am oberen Temperaturfühler (obere Regeltemperatur in Abbildung 58 oben) ca. 80,5 °C. Die Nachfrage zur Speicherbeladung über die geothermischen Wärmeübertrager bleibt in der Regelung, trotz Erreichen eines ausreichenden Temperaturwertes am oberen Regeltemperaturfühler, bestehen. Ausschlaggebend für die Rückmeldung „Speicher geladen“ ist der untere Regeltemperaturfühler im Speicher (untere Regeltemperatur in Abbildung 58 oben), welcher zu Beginn der Simulation einen Startwert von 59,5 °C besitzt.

Etwa bei Minute 90 hat der Ks-Wert die vorgegebenen 1500 Ks überschritten, wodurch die Ergänzungsheizung angefordert wird. Die Temperatur des oberen Regeltemperaturfühlers im Wärmespeicher beträgt zu diesem Zeitpunkt ca. 79 °C. Die Temperatur wäre an dieser Stelle zu gering für die Unterstützung des Wärmespeichers zur Versorgung des Fernwärmenetzes mit der Mindestanforderung von 81 °C. Da jedoch bei der Abfrage zur Nutzbarkeit des Speichers neben dem oberen Regeltemperaturfühler letztlich die Temperatur in den oberen 5 % des Speichers abgefragt wird, kann der Speicher in dieser Situation die fehlende Leistung bereitstellen. Abbildung 58 unten zeigt dabei, dass der Speicher mit einer Entladeleistung von ca. 2 MW unterstützend zugeschaltet wird. Die Entladedauer beträgt etwa 60 Minuten, wodurch der Speicher oben (oberer Regeltemperaturfühler) auf 62,5 °C abgekühlt wird. Der Speicher meldet in dieser Situation „Speicher leer“ an die Regelung, wodurch die Speichertladeanforderung direkt aktiviert wird. Da der Speicher nach der Überschreitung des Ks-Wertes den zusätzlichen Bedarf nicht decken kann, erfolgt in diesem Zeitschritt die Zuschaltung der Ergänzungsheizung. In der folgenden Zeit, in der die Ergänzungsheizung auf Mindestleistung in Betrieb ist (siehe Abbildung 58 unten) wird der Speicher über die Ergänzungsheizung mit einer Temperatur von 95 °C beladen. Die Temperaturen am oberen Regeltemperaturfühler im Speicher erreichen dabei sehr schnell wieder einen Wert, der für das Fernwärmenetz nutzbar ist. Der Betrieb der Ergänzungsheizung wird dabei nicht durch die hohen Speichertemperaturen am oberen Regeltemperaturfühler beendet, da die erforderliche Mindestlaufzeit der Ergänzungsheizung noch nicht erreicht ist. Nach Abschaltung der Ergänzungsheizung können die geothermischen Wärmeübertrager den Bedarf des Fernwärmenetzes kurzzeitig eigenständig decken. Da grundsätzlich die Anforderung des Fernwärmenetzes hoch bleibt, wird die Vorlauftemperatur in der folgenden Zeit bis zur erneuten Überschreitung des Ks-Wertes unterschritten.

Die hohen Temperaturen im Speicher erlauben in den folgenden ca. 50 Minuten eine Entladung der über die Ergänzungsheizung eingespeicherten Energie. Die Entladeleistung des Speichers beträgt dabei 1 – 3 MW (siehe Abbildung 58 unten). Ab Minute 240 kann der Bedarf des Fernwärmenetzes wiederum nur mit der Ergänzungsheizung über der Mindestleistung gedeckt werden. In dieser Phase erfolgt keine Be- bzw. Entladung des Speichers. Eine Absenkung der Speichertemperaturen aufgrund der Wärmeverluste ist in dieser Phase erkennbar (Abbildung 58 oben). Ab Minute 440 reduziert sich die Leistung des Heizwerkes wieder auf den Bereich in dem die geothermischen Wärmeübertrager mit der Ergänzungsheizung auf Mindestleistung in Betrieb sind. Der Wärmespeicher wird dabei 37 Minuten beladen. Dann erreicht der Speicher über 80 °C am oberen Regeltemperaturfühler und wird im Anschluss direkt für die Entladung (25 Minuten) genutzt. Bis zu Minute 540 wiederholt sich diese zyklische Speicherbe- und entladung über die Ergänzungsheizung noch einmal. Die Temperaturen am oberen Regeltemperaturfühler schwanken dabei deutlich (siehe Abbildung 58 oben).

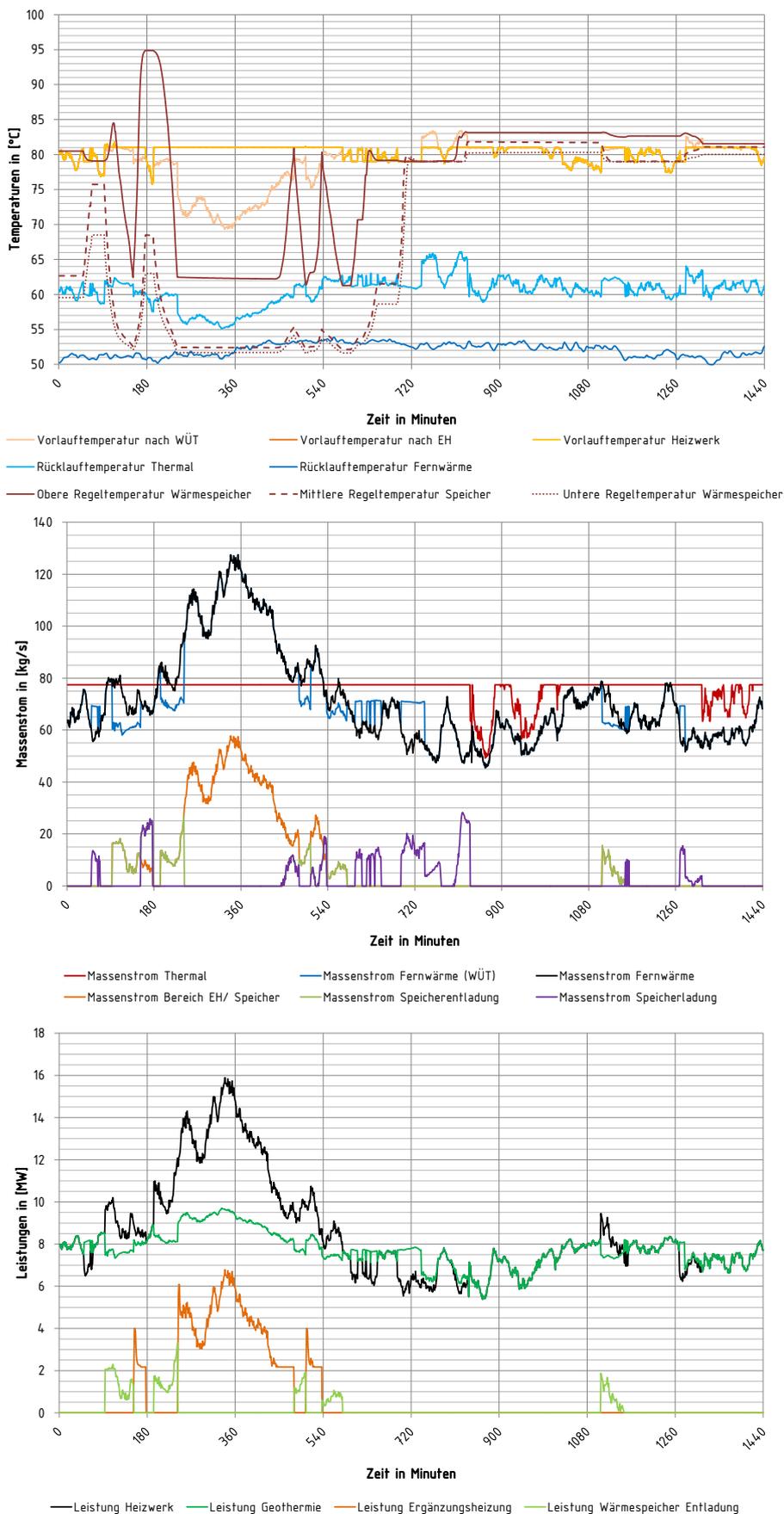


Abbildung 58: Simulationsergebnisse der hybriden Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.

Die hier zu sehenden Zykluszeiten zur Beladung (> 20 Minuten) und Entladung (> 25 Minuten) sollten aus technischen Gründen nicht weiter unterschritten werden. Folglich sollte in der aktuellen Anlagenkonfiguration das Volumen zur Speichernutzung nicht weiter verkleinert, bzw. bei dem 100 m<sup>3</sup> großen Wärmespeicher der obere Regelfühler nicht weiter nach oben versetzt werden.

Der Wärmespeicher wird ab Minute 600 bei einem Massenstrom von 65 kg/s im Fernwärmenetz über die geothermischen Wärmeübertrager beladen. Bei der parallelen Speichereinbindung kann die Beladung an dieser Stelle erst deutlich später bei einem Massenstrom im Fernwärmenetz von ca. 55 kg/s beginnen (vgl. Abbildung 80 Anhang C2). Die Beladung erfolgt in Abbildung 58 zunächst parallel (höherer Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager). Im Anschluss an die parallele Beladung des Speichers erfolgt die serielle Hochladung (High-Ex Ladung). Durch die High-Ex-Ladung können die Temperaturen im Speicher von 79 °C auf 83 °C angehoben werden. Die Speicherbeladung wird fortgesetzt bis Temperaturen von > 80 °C am unteren Regelfühler erreicht werden. In Minute 1100 wird der Ks-Wert erneut überschritten. Der die geothermischen Wärmeübertrager übersteigende Bedarf kann dabei über den Wärmespeicher gedeckt werden. Durch den insgesamt geringen Wärmebedarf des Fernwärmenetzes ergibt sich keine signifikante Absenkung der Temperaturen im Wärmespeicher.

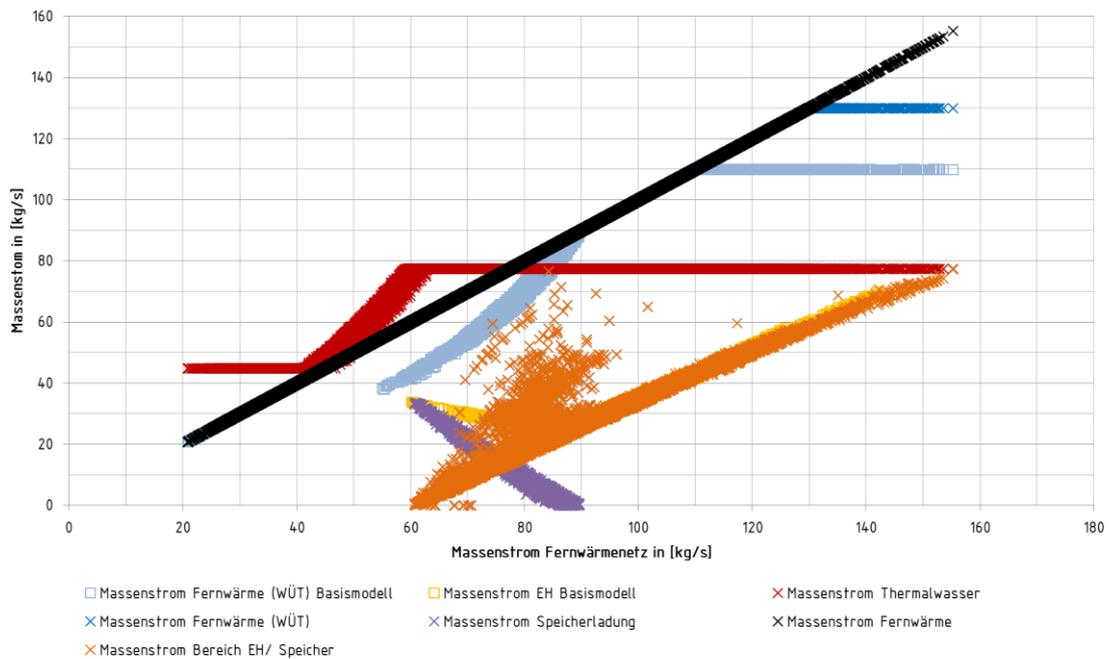
Die Entladeleistung beträgt zu Beginn etwa 2 MW und sinkt in der Folge ab bis nach 48 Minuten die geothermischen Wärmeübertrager den Bedarf des Fernwärmenetzes eigenständig decken können. Die anschließende Speicherbeladung erfolgt parallel, da durch die Entladung zuvor die Temperaturen im unteren Bereich des Speichers für eine Beimischung zum Vorlauf des Heizwerkes nicht geeignet sind. Das Umschaltkriterium für den Wechsel von der parallelen auf die serielle Beladung erfolgt anhand der Abfrage der Temperaturen im unteren Speicherbereich. Befinden sich die Temperaturen in den unteren 10 % des Wärmespeichers unterhalb des Vorgabewertes (70 °C) so erfolgt die Beladung zunächst parallel, da die geringen Temperaturen bei der seriellen Beladung zu hohe Ladedauern verursachen würden.

### 6.2.3 Plausibilitätsprüfung von Momentanwerten der Massenströme der verschiedenen Konzepte

Abbildung 59 zeigt den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung für das Basismodell. Des Weiteren werden zum Vergleich in Abbildung 59 - Abbildung 62 die Massenströme Thermalwasser, Wärmeübertrager, Speicherladung (über die Ergänzungsheizung), Fernwärmenetz und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom zur Simulation der verschiedenen Anlagenkonzepte gezeigt.

Bei der Einbindung des technischen Speichers in Abbildung 59 zeigt der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager gegenüber dem Massenstrom im Fernwärmenetz über den gesamten Bereich der Abszisse bis 130 kg/s keine Reduzierung. Das Basismodell zeigt hier eine deutliche Reduzierung des Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager. Folglich kann die Verdrängung der Geothermie mit der Einbindung eines technischen Speichers hydraulisch unterbunden werden. Erst das Druckregulierventil reduziert ab 130 kg/s den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager gegenüber dem Fernwärmemassenstrom. Da der Speicher nicht aktiv über die geothermischen Wärmeübertrager beladen wird, verändert sich die Charakteristik des thermalen Massenstromes gegenüber dem Basismodell nicht. Die violetten Punkte zeigen den Massenstrom der Speicherladung durch die Ergänzungsheizung. Hierbei wird die Differenz zwischen Massenstrom über den Kessel zu dem beigemischten

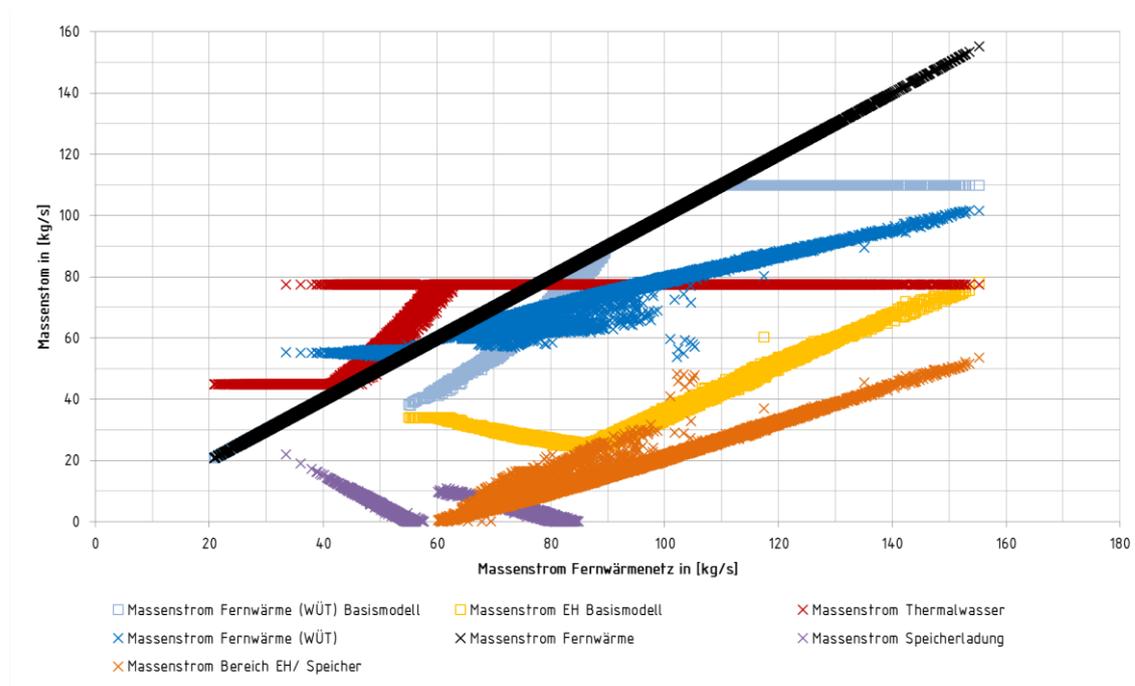
Massenstrom zum Vorlauf nach Einbindung der Ergänzungsheizung in den Speicher geladen. Orange dargestellt ist die Beimischung zum Vorlauf nach Einbindung der Ergänzungsheizung. Die direkte Beimischung durch den nicht in der Temperatur reduzierten Massenstrom aus dem Bereich der Ergänzungsheizung steigt linear an. Die nicht reduzierte Temperatur entspricht dabei dem Maximalwert der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung (95 °C). Wenn jedoch durch die Verluste des Wärmespeichers die beigemischte Temperatur reduziert wird, steigt der beigemischte Massenstrom an. Diese Begebenheit ist durch die orange Punktwolke oberhalb des linearen Anstiegs im Bereich 60 – 95 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz zu erkennen.



**Abbildung 59:** Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines technischen Speichers. Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz (schwarz) und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der Einbindung eines technischen Speichers gezeigt.

Analog zu Abbildung 59 zeigt Abbildung 60 die Massenströme für die parallele Einbindung eines Wärmespeichers sowie ausgewählte Massenströme des Basismodells zum Vergleich. Unterhalb von 55 bis 58 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz lädt die Tauchkreiselpumpe bei Erfüllung der Anforderungskriterien zur Speicherladung den Speicher. Das ist in dieser Situation anhand des erhöhten thermalen Massenstromes, an dem erhöhten Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager sowie an dem Massenstrom Speicherladung zu erkennen. Des Weiteren ist auch der Massenstrom der Speicherladung über die Ergänzungsheizung zwischen 60 und 85 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz sichtbar. Aufgrund der im Vergleich zum technischen Speicher deutlich höheren Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf an der Ergänzungsheizung ist dieser bei der parallelen Einbindung jedoch deutlich geringer. Dies kann durch den Vergleich zum Massenstrom der Ergänzungsheizung im Basismodell bestätigt werden. Der Massenstrom über den Wärmeübertrager wird bei einer Beimischung aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Wärmespeicher reduziert, was letztlich zu einer Reduzierung der geothermischen Leistung führt. Der Anstieg des Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager

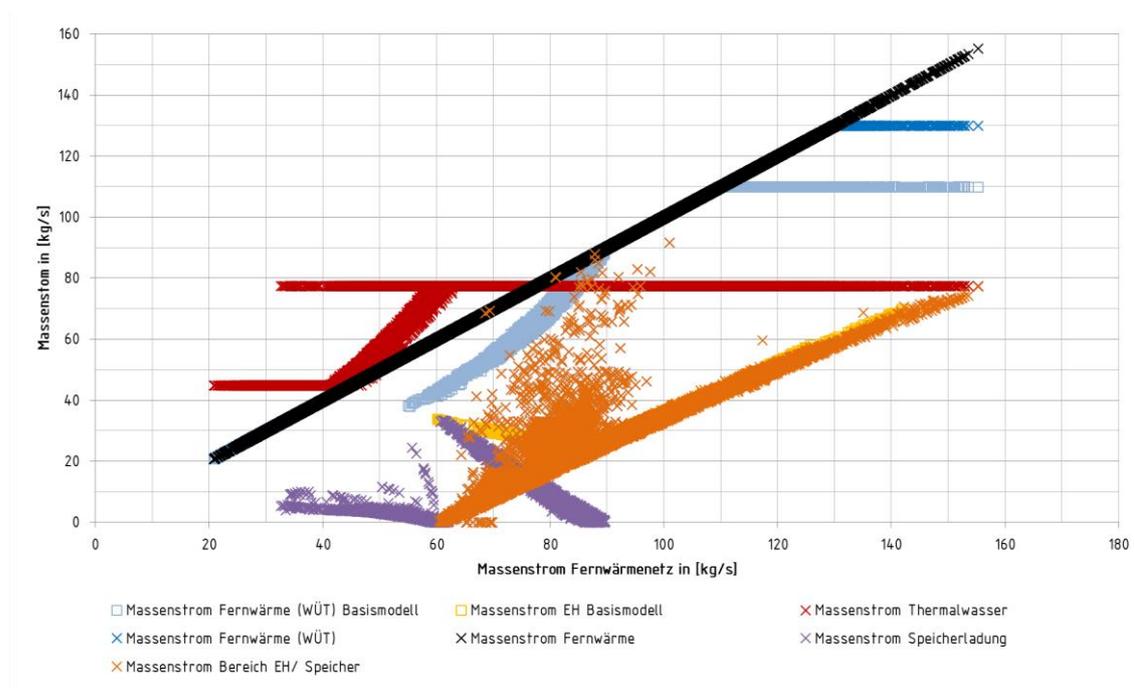
weicht in dieser Konzeption ab 60 kg/s deutlich vom Massenstrom im Fernwärmenetz ab und steigt linear an. Ob die Reduzierung des Massenstromes zu den Wärmeübertragern nachteilig für die Effizienz der Anlage ist, hängt letztlich davon ab, ob dem Hauptvorlauf zum jeweiligen Zeitpunkt geothermische oder fossile Energie aus dem Bereich der Ergänzungsheizung zugeführt wird. Im Bereich unterhalb 105 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz reduziert sich der Massenstrom über den geothermischen Wärmeübertrager zum Teil deutlich und weicht dabei nach unten von der eigentlich linearen Steigung ab. Gleichzeitig erhöht sich der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung beigemischte Massenstrom. Dies ist, wie im Konzept mit dem technischen Speicher bereits erläutert, wiederum der reduzierten Temperatur durch die Beimischung aus dem Speicher zuzuschreiben.



**Abbildung 60: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines parallelen Speichers.** Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speichertladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz (schwarz) und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der parallelen Speichereinbindung gezeigt.

Der Anstieg des aus dem Bereich der Ergänzungsheizung beigemischten Massenstroms ist im Vergleich zur Einbindung des technischen Speichers in Abbildung 60 deutlich geringer. Dies kann zum einen ebenfalls mit der höheren Temperaturdifferenz an der Ergänzungsheizung begründet werden. Zum anderen liegt nach den geothermischen Wärmeübertragern ebenfalls eine höhere Vorlauftemperatur vor, welche dem Massenstrom der Ergänzungsheizung beigemischt wird. Diese höhere Temperatur nach den geothermischen Wärmeübertragern ergibt sich bei der parallelen Einbindung, da sich im Gegensatz zur seriellen Einbindung eines Speichers bei der Beimischung der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager reduziert wird. Das Druckregulierventil, welches bei den seriellen Konzepten den maximalen Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager begrenzt, kommt aufgrund der Aufteilung der Massenströme in der parallelen Einbindung nicht zum Einsatz (siehe Abbildung 60).

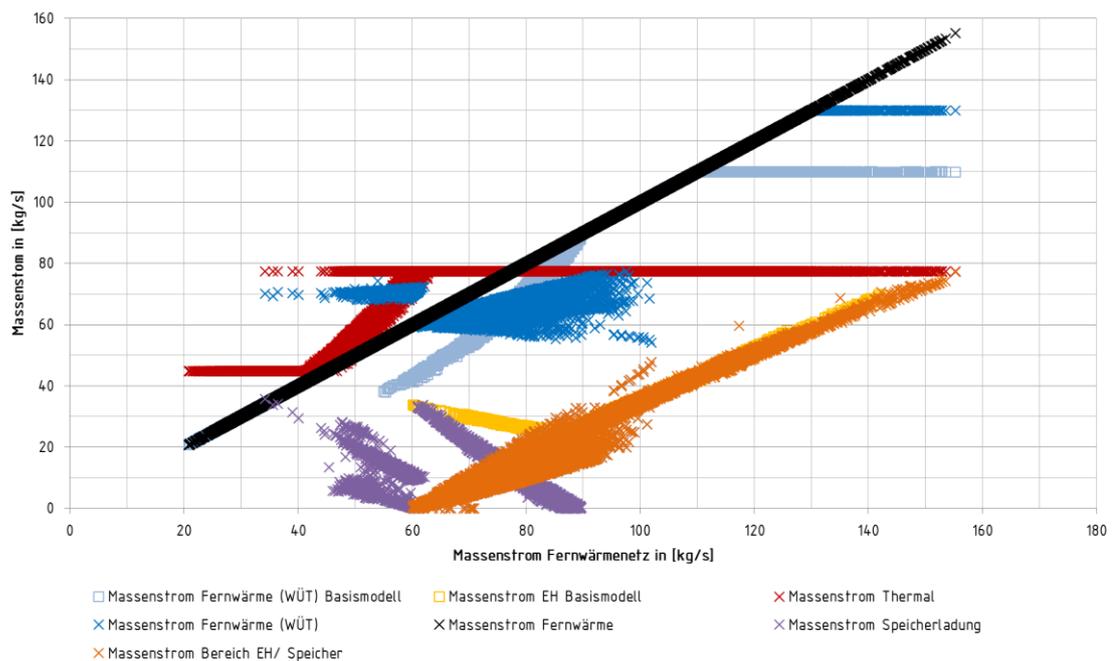
Analog zur parallelen Einbindung zeigen die Massenströme der seriellen Einbindung in Abbildung 61 den erhöhten thermalen Massenstrom bei der Speicherbeladung. Da jedoch in dieser Konzeption die Speicherladung seriell geschaltet ist und die Temperaturen im unteren Teil des Speichers gering sind, sind die Massenströme in den Speicher geringer als bei der parallelen Speicherladung. Als sichtbarer Vorteil der seriellen Einbindung ist die schnellere Möglichkeit zur Beladung direkt unterhalb der geothermischen Leistungsgrenze erkennbar. Diese befindet sich bei Beginn der Beimischung aus dem Bereich der Ergänzungsheizung. Zum Teil beginnt die Beladung des Speichers in der seriellen Einbindung bereits bei ca. 62 kg/s. Die Speicherbeladung war bei der parallelen Einbindung erst ab 55 bis 58 kg/s möglich. Wie bei der Einbindung eines technischen Speichers ist auch in der seriellen Speichereinbindung der Massenstrom bei der Beladung des Wärmespeichers über die Ergänzungsheizung höher als bei der parallelen Einbindung. Daher ist die Steigung der Beimischung aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. aus dem Bereich des Wärmespeichers gleich der Steigung der Beimischung bei Einbindung eines technischen Speichers. Die erhöhte Beimischung im Bereich zwischen 70 und 95 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz resultiert auch in dieser Konzeption aus den durch die Wärmeverluste des Wärmespeichers reduzierten Temperaturen bei der Beimischung zum Hauptvorlauf nach der Ergänzungsheizung. Eine Verdrängung der geothermischen Leistung durch den Bereich Ergänzungsheizung / Wärmespeicher ist in dieser Konzeption nicht möglich. Der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager wird auf den maximalen Massenstrom von 130 kg/s begrenzt.



**Abbildung 61: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines seriellen Speichers.** Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz (schwarz) und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der seriellen Speichereinbindung gezeigt.

Abbildung 62 zeigt die Massenströme der hybriden Speichereinbindung sowie im Vergleich dazu ausgewählte Massenströme des Basismodells. Die Speicherladung über die geothermischen

Wärmeübertrager ist anhand des Massenstromes des Thermalwassers, dem bei der parallelen Beladung erhöhten Massenstrom der geothermischen Wärmeübertrager sowie dem Massenstrom der Speicherladung unterhalb 63 kg/s im Fernwärmenetz erkennbar. Der Massenstrom der Speicherladung teilt sich hierbei in zwei Bereiche auf. Die untere Punktmenge ergibt sich durch die serielle High-Ex-Ladung des Wärmespeichers, die obere Punktmenge ergibt sich durch die parallele Low-Ex-Speicherladung. Es ist in dieser Darstellung deutlich zu erkennen, dass die hybride Speichereinbindung die Beladung deutlich früher unter der geothermischen Leistungsgrenze beginnt als die parallele Speichereinbindung und ebenso deutlich höhere Massenströme zur Speicherladung erreicht (vgl. Abbildung 60 und Abbildung 61). Diese beiden Begebenheiten verkürzen die Regenerationszeit und erhöhen somit die Effizienz des Wärmespeichers.



**Abbildung 62: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines hybriden Speichers.** Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz (schwarz) und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der hybriden Speichereinbindung gezeigt.

Da als Auswahlkriterium die Speichertemperatur im unteren Speicherbereich zur Wahl der Beladeart herangezogen wird, befinden sich auch zwischen den deutlich erkennbaren Bereichen der Speicherladung weitere Punkte der Speicherladung. Der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager ist weitgehend identisch mit dem Fernwärmemassenstrom. Wie in allen seriellen Konzepten wird der maximale Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager durch das Druckreguliertventil auch hier auf 130 kg/s begrenzt. Im Bereich der Speicherentladung zwischen 60 und 105 kg/s Massenstrom im Fernwärmenetz weicht aufgrund der parallelen Entladung der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager deutlich vom Fernwärmemassenstrom ab. Wie bei der parallelen Einbindung des Speichers ist es in diesen Betriebszuständen für die Effizienz der Anlage entscheidend, ob geothermische Energie bzw. die Energie der Ergänzungsheizung dem Hauptvorlauf beigemischt wird. Der dem Hauptvorlauf aus

dem Bereich der Ergänzungsheizung / Speicher beigemischte Massenstrom ist in seiner Steigung im oberen Bereich mit der seriellen Einbindung identisch. Werden unterhalb 100 kg/s hohe Temperaturen aus dem Speicher beigemischt, so befinden sich die Punkte in diesem Bereich unterhalb der Punkte der seriellen Beimischung. Mit sinkender Temperatur für die Beimischung aus dem Wärmespeicher ergeben sich wiederum höhere Massenströme aus dem Bereich Ergänzungsheizung / Speicher. Die Speicherladung über die Ergänzungsheizung (60 – 90 kg/s im Fernwärmenetz) erfolgt unter seriellen Randbedingungen, weshalb die Punkte mit den Konzepten serieller Speicher und der Einbindung eines technischen Speichers identisch sind.

#### 6.2.4 Sensitivitätsanalyse und Optimierung

Analog zur Sensitivitätsanalyse des Basismodells werden nachfolgend mit den optimierten Anlagenkonzepten verschiedene relevante Regelparameter auf mögliche Optimierungspotentiale geprüft. Die in der Sensitivitätsanalyse des Basismodells diskutierten Optimierungen für K<sub>s</sub>-Wert und maximaler Fernwärmemassenstrom über den Warmeeubertrager werden für alle Modelle vorab übernommen. Die nachfolgend analysierten Parameter wurden in den verschiedenen Bereichen in Jahressimulationen geprüft. Eine Simulation zur Prüfung der Momentanwerte (vgl. Kapitel 6.1.3) sichert dabei die Funktionalität der Modelle in den jeweiligen oberen und unteren Grenzen der Untersuchung. Nachfolgend werden die für eine Optimierung relevanten Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse vorgestellt.

- Speicherladetemperatur

Bei der parallelen und hybriden Speichereinbindung wurde eine Veränderung der Speicherladetemperatur zwischen den Grenzen 75 und 86 °C geprüft. Grundlegend wird durch diesen Parameter keine signifikante Veränderung in den verschiedenen Konzeptionen erreicht. Die bei der parallelen und hybriden Speichereinbindung gewählte Speicherladetemperatur (siehe Tabelle 8) stellt bereits einen optimalen Wert dar.

Wird die Speicherladetemperatur erhöhet, so wird in der parallelen Konzeption die zur Speicherladung vorgegebene Temperatur durch die geothermischen Warmeeubertrager nicht mehr so häufig erreicht. Dies führt letztlich zu einem Rückgang der elektrischen Energieaufnahme der Tauchkreiselpumpe bei gleichzeitiger Erhöhung der Energie für die Ergänzungsheizung. Die Kosten sowie auch die CO<sub>2</sub>-Emissionen erhöhen sich hierbei minimal. Wird der Temperaturwert abgesenkt, so erhöhet sich neben dem elektrischen Energiebedarf für die Tauchkreiselpumpe ebenfalls der Brennstoffbedarf für die Ergänzungsheizung. Durch die niedrigere Temperaturanforderung zur Speicherladung kann der Speicher häufiger über die geothermischen Warmeeubertrager beladen werden. Die letztlich geringeren Temperaturen im Speicher, welche unter 81 °C für das Fernwärmenetz nicht nutzbar sind, können dabei im parallelen Konzept jedoch ohne einen zusätzlichen Temperaturhub der Ergänzungsheizung nicht für das Fernwärmenetz genutzt werden. Eine Veränderung des Parameters für die Optimierung der parallelen Speichereinbindung wird nicht vorgenommen.

Bei der hybriden Einbindung erfolgt die Speicherladung in zwei Stufen. Für die erste Stufe, die parallele Low-Ex-Ladung, kann eine Speicherladetemperatur vorgegeben werden. Bei der zweiten Ladestufe, der seriellen High-Ex-Ladung, kann dagegen keine Speicherladetemperatur vorgegeben werden, da der Speicher entsprechend der hydraulischen Einbindung mit den maximal möglichen Temperaturen beladen wird. Grundsätzlich zeigt die hybride Speichereinbindung ein zur parallelen Speichereinbindung

sehr ähnliches – wenngleich auch in der Höhe der Auswirkungen reduziertes – Verhalten. Die Untersuchungen mit der hybriden Speichereinbindung zeigten eine minimale Verbesserung der Effizienz bei einer Erhöhung der Speicherladetemperatur auf 81 °C. Der Parameter wird daher für die Optimierung auf 81 °C angepasst.

- Maximalwert Rücklaufftemperatur zu den Wärmeübertragern

Hohe Rücklaufftemperaturen zu den geothermischen Wärmeübertragern bei der Beladung des Speichers können bei der parallelen und hybriden Speichereinbindung zu einer Verdrängung der regenerativen Energiequelle führen. Wird der Parameter zu niedrig angesetzt wird die Speichernutzung häufig unterbunden.

Der Parameter wurde in der parallelen und hybriden Speichereinbindung in den Grenzen zwischen 45 und 75 °C untersucht. Die Analysen führten zu dem Ergebnis, dass anlagenbedingt keine Temperaturen über 55 °C zu den geothermischen Wärmeübertragern geleitet werden. Durch anlagenbedingt niedrige Temperaturen aus dem Fernwärmenetz, niedrige Massenströme bei der Speicherladung in Verbindung mit der günstigen Position des unteren Fühlers im Speicher kann somit in der aktuellen Anlage die Verdrängung der Geothermie bei der Speicherladung weitgehend unterbunden werden. Bei Verringerung des Vorgabewertes auf < 56 °C steigt der Anteil der Ergänzungsheizung als auch der elektrische Energiebedarf des Heizwerkes an. Der Parameter wird für die Optimierung auf 56 °C angepasst.

- Position Regelfühler oben

Die Variation der Position des oberen Regelfühlers in allen Konzeptionen mit 100 m<sup>3</sup> Wärmespeicher führte zu dem Ergebnis, dass – wie bereits in Kapitel 6.2.3 diskutiert – sich die Zyklen der Speichernutzung bei einer höheren Positionierung deutlich verkürzen. Wird der Fühler von Schicht 20 nach oben in Schicht 5 versetzt, so ergibt sich eine Erhöhung der Energie für die Ergänzungsheizung. Die Häufigkeit der Speichernutzung steigt jedoch bei geringerem genutzten Volumen des Speichers an. Da sich dabei aber ebenfalls der elektrische Aufwand erhöht, ergeben sich insgesamt Nachteile durch diese Maßnahme. Bei einer Positionierung des oberen Regeltemperaturfühlers nach unten kann bis zur Position in Schicht 40 eine minimal verbesserte Nutzung des Speichers in allen Modellen erreicht werden. Die Einsparung bei der Ergänzungsheizung beträgt dabei bis zu 50 MWh/a. Da mit der verbesserten Ausnutzung des Speichers die Speicherkapazität und die Entladedauern erhöht werden und somit eine technische Verbesserung erreicht werden kann, wird der obere Regelfühler in allen Modellen auf Zelle 40 gesetzt.

- Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung

Durch die Veränderung der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung wird der Massenstrom im Bereich Ergänzungsheizung / Speicher direkt beeinflusst. Verringert sich die Temperaturdifferenz an der Ergänzungsheizung, so erhöht sich der über den Kessel geführte Massenstrom. Erhöhte Massenströme im Bereich der Ergänzungsheizung führen zu ebenfalls hohen Massenströmen bei der Speicherbeladung über die Ergänzungsheizung.

Abbildung 63 zeigt die Sensitivität der verschiedenen thermischen und elektrischen Energien im Heizwerk, sowie die daraus resultierenden CO<sub>2</sub>-Emissionen und Energiekosten bei Variation der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung mit der hybriden Speichereinbindung. Ebenfalls dargestellt ist die Gültigkeitsgrenze des verwendeten Speichermodells für die Speichergröße 100 m<sup>3</sup>. Diese wird mit dem verwendeten Speichermodell in allen Konzeptionen bei < 88 °C erreicht, da auf der einen Seite die Stabilitätskriterien für die Berechnung des Speicherzuflusses (Richardson-Zahl > 4,1) nicht mehr eingehalten werden können und auf der anderen Seite die Dauer der Nutzungszyklen für die Beladung des Wärmespeichers über die Ergänzungsheizung kleiner als die Mindestlaufzeit der Ergänzungsheizung wird. Die Gültigkeit der Modelle bei einer Absenkung der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung ist in allen Modellen mit der Speichergröße über 100 m<sup>3</sup> für Vorlauftemperaturen der Ergänzungsheizung größer 88 °C geprüft und gegeben. Bei kleineren Speichergrößen wird explizit eine Prüfung zur Gültigkeit der Modelle durchgeführt.

Vor allem bei der parallelen Einbindung ist aufgrund der Beimischung der Temperaturen aus dem Bereich der Ergänzungsheizung zum Hauptvorlauf die Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung ein sensibler Parameter. Eine Absenkung der Temperatur von 95 auf 88 °C reduziert die geothermische Energiebereitstellung um etwa 650 MWh/a. Dies ist bedingt durch die höhere Beimischung aus dem Bereich Ergänzungsheizung / Speicher, welche am geothermischen Wärmeübertrager zu einer höheren Verdrängung der Geothermie führt. Der elektrische Energiebedarf des Heizwerkes sinkt dabei minimal ab, da durch den geringeren Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager die Pumpenergie insgesamt reduziert werden kann. Der Anstieg des Massenstromes aus dem Bereich der Ergänzungsheizung liegt dabei etwas über dem Massenstrom des Basismodells (vgl. Abbildung 60). Das Defizit des geringeren geothermischen Beitrags zur Energiebereitstellung wird durch einen Mehraufwand bei der Ergänzungsheizung (+ 712 MWh/a) kompensiert. Insgesamt können mit einer Absenkung der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung im parallelen Modell keine Vorteile erreicht werden. Die maximale Temperatur der Ergänzungsheizung kann in der aktuellen Anlagenkonfiguration nach Vorgabe der Hersteller auf maximal 110 °C erhöht werden. Bei der Erhöhung reduziert sich der beigemischte Massenstrom der Ergänzungsheizung, es wird folglich weniger geothermische Energie verdrängt. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen und die Energiekosten können dabei um ca. 21,3 t CO<sub>2</sub>/a bzw. 37.750 €/a gesenkt werden. Da sich auch für die Speichernutzung bei geringeren Massenströmen Vorteile ergeben, wird für die weiteren Optimierungen der parallelen Speichereinbindung dieser Wert auf 110 °C erhöht.

Bei der hybriden Einbindung zeigt die Sensitivitätsanalyse ein anderes Ergebnis als bei der parallelen Einbindung (siehe Abbildung 63). Grundlegend ist erkennbar, dass wohl eine Absenkung der Betriebskosten und CO<sub>2</sub>-Emissionen in der aktuellen Anlagenkonfiguration möglich wäre. Des Weiteren zeigt sich, dass mit einer Absenkung der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung sowohl der Energieanteil der Ergänzungsheizung, als auch der Energieanteil der geothermischen Wärmeübertrager reduziert werden kann. Dieses grundlegend widersprüchliche Ergebnis begründet sich mit einer häufigeren Nutzung der Ergänzungsheizung vor deren Zuschaltung zunächst der Ks-Wert überschritten werden muss. Bis der Ks-Wert überschritten ist erfolgt jedoch eine Unterversorgung des Fernwärmenetzes, welche an dieser Stelle den Anteil der

Ergänzungsheizung senkt. Die Reduzierung der geothermischen Energie ergibt sich durch die höheren Massenströme in den Speicher. Bei der häufigeren Speichernutzung mit vorhergehender Beladung über die Ergänzungsheizung erhöht sich jedoch auch die Verdrängung der Geothermie.

Neben der unterschrittenen Gültigkeitsgrenze (siehe Abbildung 63) für den 100 m<sup>3</sup> großen Speicher begrenzen jedoch auch die (gegenüber der Mindestlaufzeit der Ergänzungsheizung) kurzen Nutzungszyklen in der hybriden Einbindung die Absenkung der Vorlauftemperatur zur Optimierung des Modells. Für die Optimierung der hybriden Speichereinbindung mit Speichergrößen > 100 m<sup>3</sup> wird daher der Parameter der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung auf 88 °C abgesenkt. Die Analyse der Speichergröße mit 50 m<sup>3</sup> führte zu einer minimal zulässigen Temperatur von 95 °C, bei 75 m<sup>3</sup> sind minimal 93 °C zulässig. Für die Optimierung werden die jeweils minimal möglichen Temperaturen eingesetzt.

Die Parameter der weiteren Modelle (Einbindung technischer Speicher, serielle Speichereinbindung) werden für die Optimierung mit 95 °C berechnet. Grundsätzlich ergab sich bei der Variation dieses Parameters keine relevante Veränderung der Energiemengen. Mit einer Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung von 95 °C sind jedoch bereits Speichergrößen mit 50 m<sup>3</sup> für die Integration in die jeweiligen Systeme zu klein. Die Untersuchung der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlichen Speichergrößen beinhaltet bei der Einbindung eines technischen Speichers und der seriellen Speichereinbindung deshalb nur die Größen zwischen 75 – 300 m<sup>3</sup>.

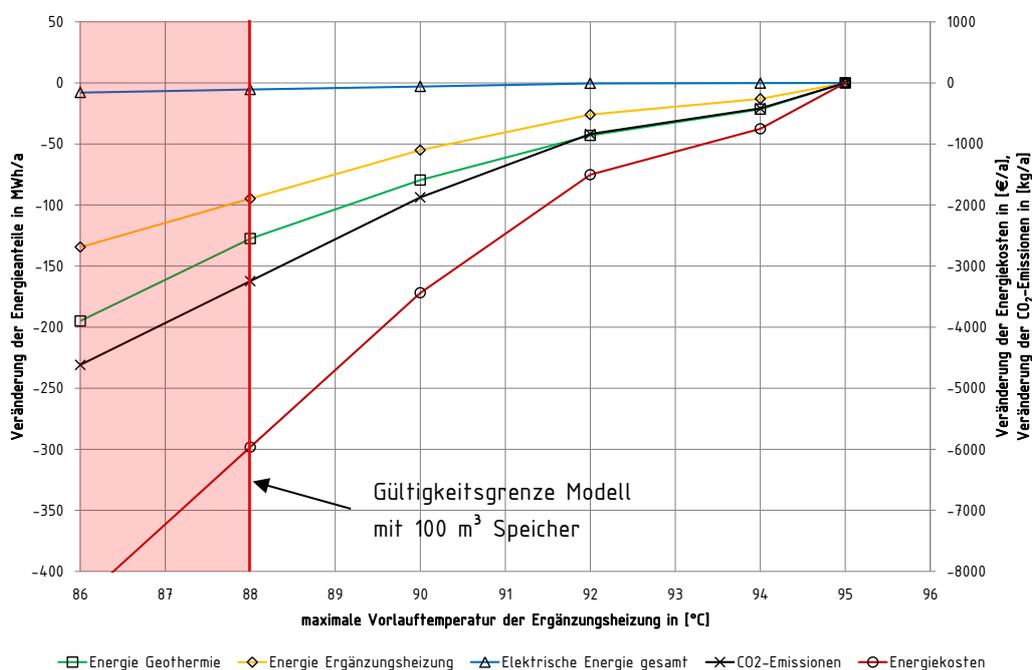


Abbildung 63: Sensitivität der Energie Geothermie, der Energie Ergänzungsheizung, der elektrischen Energie gesamt, der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Energiekosten bei Variation der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung mit der hybriden Speichereinbindung bei einem 100 m<sup>3</sup> großem Speicher.

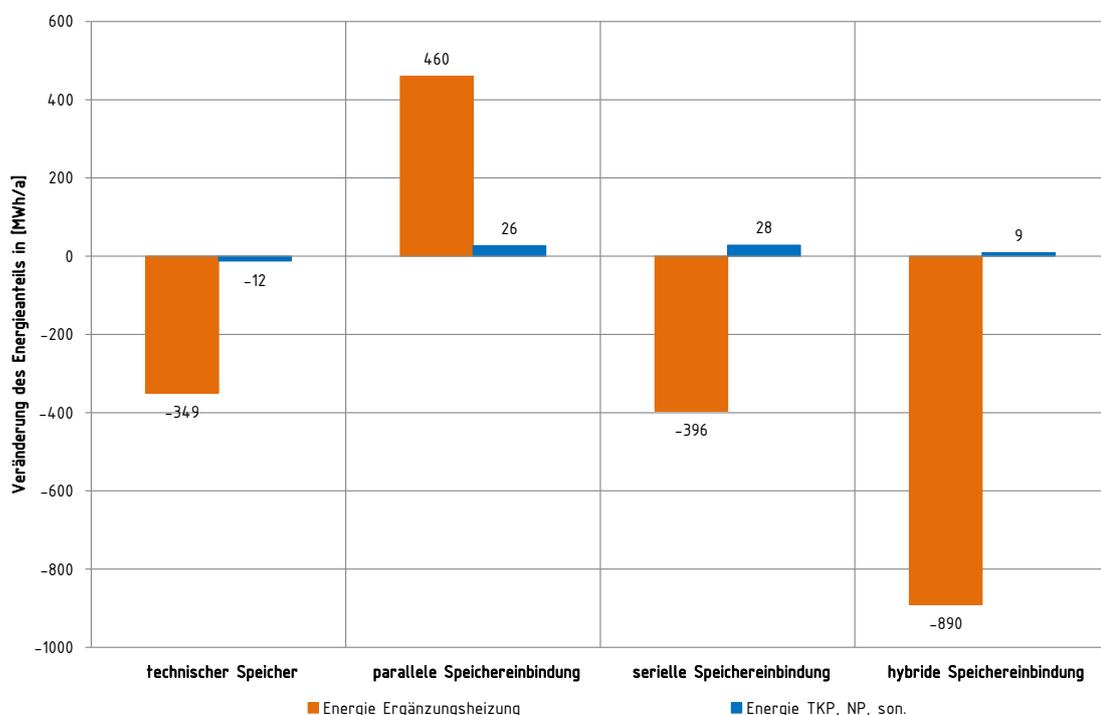
### 6.3 Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte zur Betriebsoptimierung

Die abschließende Bewertung der verschiedenen, optimierten Anlagenkonzepte zur Betriebsoptimierung erfolgt mit der Gegenüberstellung der Energiewerte, der Bewertung der

CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb sowie der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit nach der Kapitalwertmethode in Abhängigkeit der Speichergröße. Die Randbedingungen zur Bewertung sowie die Gleichung zur Berechnung des Kapitalwertes finden sich in Anhang B2. Für die Betrachtung zur Variation der Speichergröße werden die in Kapitel 6.2.4 diskutierten Optimierungen in die Modelle übernommen und die Speichergröße in den zulässigen Bereichen (Gültigkeitsgrenze der Modelle) variiert. Der Betrachtungszeitraum beträgt 20 Jahre.

Die Simulation zur Bewertung der Anlagenkonzepte zur Betriebsoptimierung erfolgt dabei anhand der in Kapitel 5.2 vorgegebenen Anschlussrate nach 8 Jahren (vgl. Abbildung 29). In diese Anlage wird zum Zeitpunkt  $t = 0$  der Umbau zu dem jeweiligen Konzept vollzogen und über 20 Jahre bei gleichbleibendem Energiebedarf für das Fernwärmenetz simuliert.

- 6.3.1 Gegenüberstellung der Energiewerte der optimierten Anlagenkonzepte mit 100 m<sup>3</sup> Wärmespeicher
- Abbildung 64 zeigt die Veränderung der Energieanteile für die verschiedenen Wärmeerzeuger sowie die elektrische Energie. Als Basis des Vergleichs mit den verschiedenen Konzepten mit 100 m<sup>3</sup> Wärmespeicher wird das optimierte Basismodell herangezogen (vgl. Abbildung 55).



**Abbildung 64:** Dargestellt ist die Veränderung der Energieanteile für die verschiedenen Wärmeerzeuger sowie die elektrische Energie. Als Basis des Vergleichs mit den verschiedenen Konzepten mit 100 m<sup>3</sup> Wärmespeicher wird das optimierte Basismodell herangezogen. Im Vergleich ist zu sehen, dass mit allen Konzepten außer der parallelen Speichereinbindung Einsparungen bei der Ergänzungsheizung erreicht werden können.

Mit der Einbindung eines technischen Wärmespeichers können bei dem Endenergiebedarf der Ergänzungsheizung 349 MWh/a eingespart werden. Die Reduktion der elektrischen Energie von 12 MWh/a ergibt sich dabei durch die verbesserte Ausnutzung der Energie der Ergänzungsheizung durch den Wärmespeicher, bei der keine Verdrängung der Geothermie hervorgerufen wird.

Bei der parallelen Speichereinbindung reduziert sich die geothermische Nutzung. Dies begründet sich im Wesentlichen mit der ab dem Zeitpunkt der Zuschaltung der Ergänzungsheizung (ggf.

auch des Wärmespeichers) präsentieren Verdrängung der Geothermie. Im Konzept des Basismodells kann die geothermische Verdrängung nur während des Betriebs der Ergänzungsheizung unter deren Modulationsbereich auftreten (vgl. hierzu Abbildung 60). Aufgrund der Verdrängung der Geothermie erhöht sich der Anteil der Ergänzungsheizung um 460 MWh/a. Bei der Einspeicherung geothermischer Energie in den Wärmespeicher werden 26 MWh/a aufgewendet, um mit der Tauchkreislumppe bzw. den Netzpumpen den Wärmespeicher zu beladen. Da mit der parallelen Speichereinbindung keine Vorteile bei der Effizienz zu erwarten sind, wird für die Bewertung der verschiedenen Systemkonzepte in Kapitel 6.3 und 6.4 auf die weitere Betrachtung verzichtet.

Verglichen mit der Einbindung eines technischen Speichers kann die serielle Speichereinbindung, bei der die Verdrängung der Geothermie ebenfalls hydraulisch unterbunden ist, den regenerativen Energieanteil nochmals erhöhen. Durch den Einsatz von 28 MWh/a elektrischer Energie für die Tauchkreislumppe bei der Beladung des Wärmespeichers kann eine gesamte Einsparung von 396 MWh/a bei der Ergänzungsheizung erreicht werden.

Eine deutliche Steigerung der Einsparungen bei der Ergänzungsheizung kann mit der hybriden Speichereinbindung erzielt werden. Da in dieser Konzeption die Verdrängung der Geothermie nur bei der Entladung von Energie der Ergänzungsheizung aus dem Wärmespeicher präsent ist, können 890 MWh/a Wärme aus fossiler Energie eingespart werden. Hierbei erhöht sich der elektrische Aufwand für die Tauchkreislumppe und die Netzpumpen bei der Beladung des Speichers um 9 MWh/a gegenüber dem optimierten Basismodell.

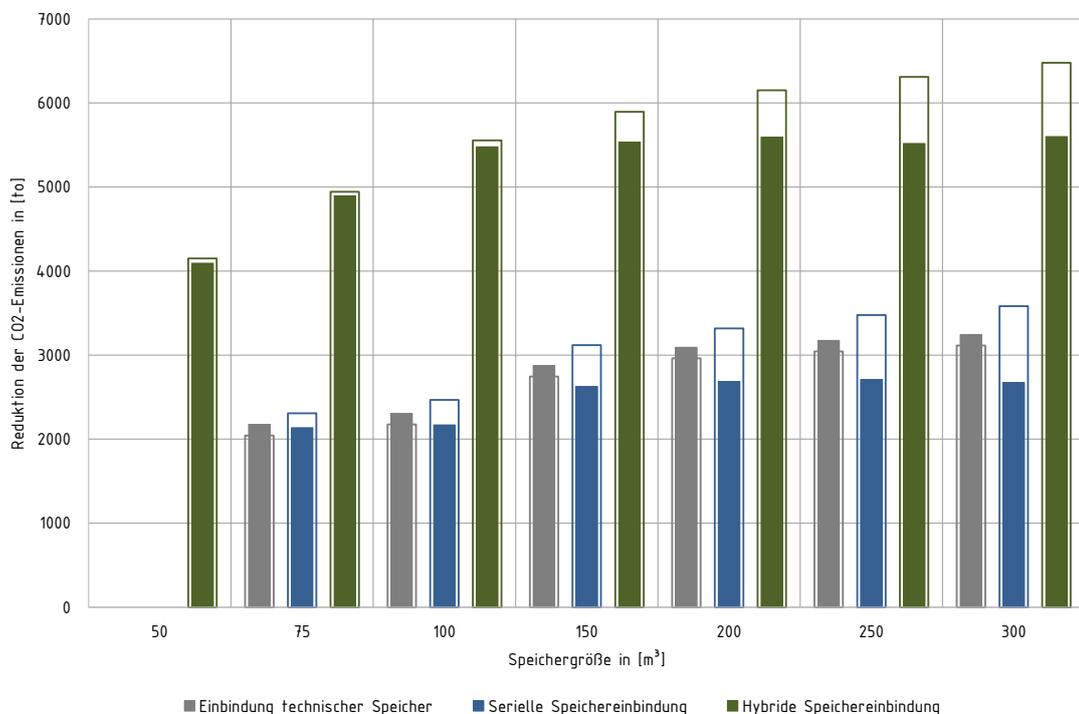
### 6.3.2 CO<sub>2</sub>-Emissionen und Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlicher SpeichergroÙe im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren

Es werden zur Betrachtung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlicher SpeichergroÙe zwei unterschiedliche Szenarien analysiert. Im ersten Szenario, dem unteren Szenario (gefüllter Balken), wird bei den spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen der elektrischen Energie für das Heizwerk der deutsche Strommix nach Tabelle 9 (Anhang A) angesetzt. Das obere Szenario (nicht gefüllter Balken), wird als „zukunftsweisendes Szenario“ herangezogen. Es führt aufgrund des Einsatzes von regenerativem Strom ( $f_{\text{CO}_2, \text{Strom}} = 0$ ) z. T. zu höheren Einsparungen. Bei der Bewertung der Wirtschaftlichkeit werden im Wesentlichen für das obere Szenario höhere Preissteigerungen (Öl 7%, Strom 7%) als für das untere Szenario (Öl 2%, Strom 5%) angenommen (siehe hierzu Anhang B2). Die Gültigkeitsgrenze der Modelle erlaubt nicht für alle Konzeptionen beliebige SpeichergroÙen. Zum Beispiel kann bei der hybriden Speichereinbindung die SpeichergroÙe zwischen 50 und 300 m<sup>3</sup> variiert werden.

Bei der Einbindung des technischen Speichers ist durch die bereits in Abbildung 64 dargestellten Einsparungen bei der elektrischen Energie die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen im unteren Szenario (deutscher Strommix) größer als bei dem oberen Szenario (regenerativer Strom). Grundsätzlich kann mit einem 75 m<sup>3</sup> großen technischen Speicher eine Einsparung von 2043 – 2175 to CO<sub>2</sub> im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren erreicht werden. Während der 100 m<sup>3</sup> große Speicher keine signifikante Verbesserung aufweist, kann mit einem Wärmespeicher mit 150 m<sup>3</sup> der Anteil der Einsparungen nochmals etwas erhöht werden. Mit einem Wärmespeicher von 300 m<sup>3</sup> kann die in dieser Betrachtung maximale Reduktion von 3115 to CO<sub>2</sub> im oberen Szenario bzw. 3245 to CO<sub>2</sub> im unteren Szenario erreicht werden.

Analog zur Auswertung der Veränderung der Energieanteile der seriellen Speichereinbindung in Abbildung 64 zeigt sich bei der Auswertung der CO<sub>2</sub>-Emissionen ein ähnliches Verhalten. Die Speichergöße mit 75 m<sup>3</sup> erreicht Einsparungen von 2136 – 2467 to CO<sub>2</sub>. Wie bei der Einbindung eines technischen Speichers steigt hier die Reduktion beim 150 m<sup>3</sup> großen Speicher sprunghaft an (2624 – 3118 to CO<sub>2</sub>). Mit den weiteren Speichergößen 200 m<sup>3</sup>, 250 m<sup>3</sup> und 300 m<sup>3</sup> können die CO<sub>2</sub>-Emissionen weiter reduziert werden (Minimal 2672 to CO<sub>2</sub> bis maximal 3582 to CO<sub>2</sub>).

Die hybride Speichereinbindung erreicht bei der Betrachtung der CO<sub>2</sub>-Emissionen der verschiedenen Konzepte zur Betriebsoptimierung mit deutlichem Abstand die größte Reduktion. Unabhängig von der Speichergöße kann in jedem Fall eine Reduktion von über 4093 to CO<sub>2</sub> erzielt werden. Mit steigender Speichergöße können im oberen Szenario die CO<sub>2</sub>-Emissionen weiter deutlich verringert werden, so dass mit einem 300 m<sup>3</sup> großen Speicher das Maximum der Einsparungen bei 6478 to CO<sub>2</sub> liegt. Die maximale Einsparung im unteren Szenario liegt bei einem 200 m<sup>3</sup> großen Speicher mit 5592 to CO<sub>2</sub>. Im unteren Szenario verringert sich mit Speichergößen von 250 m<sup>3</sup> bzw. 300 m<sup>3</sup> die Reduktion minimal.



**Abbildung 65:** Vergleich der Reduktionen der CO<sub>2</sub>-Emissionen der verschiedenen hydraulischen Konzeptionen bei einer Betriebsoptimierung in Abhängigkeit der Speichergöße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb erreicht werden kann.

Für die Betrachtung der Ertragsentwicklung im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren (Abbildung 67) wird je Konzept eine festgelegte Speichergöße herangezogen. Somit wird bei der Einbindung eines technischen Speichers aus der Betrachtung der CO<sub>2</sub>-Emissionen in Abbildung 65 eine Speichergöße von > 150 m<sup>3</sup> angestrebt. Betrachtet man dazu die finanziellen Einsparungen in 20 Jahren (Abbildung 66), so kann ein deutliches Optimum (v. a. im oberen Szenario) beim Speicher mit 200 m<sup>3</sup> erkannt werden. Für die Einbindung eines technischen Speichers wird daher der 200 m<sup>3</sup> große Speicher zur Betrachtung der Ertragsentwicklung herangezogen.

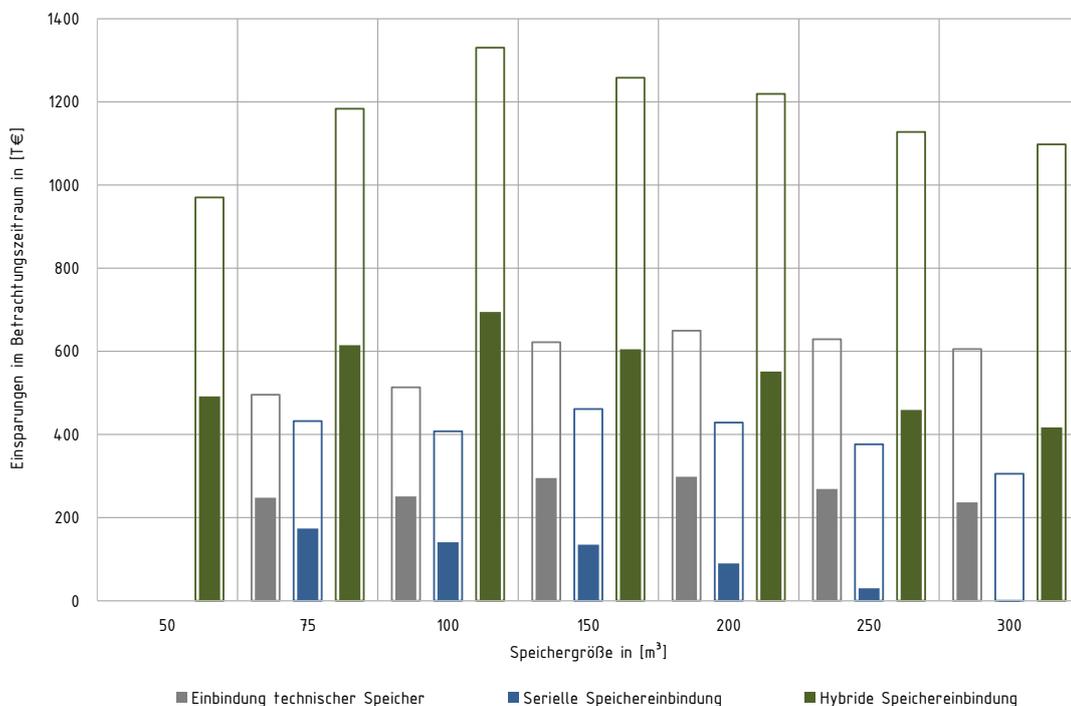


Abbildung 66: Vergleich der finanziellen Einsparungen mit den verschiedenen hydraulischen Konzeptionen bei einer Betriebsoptimierung in Abhängigkeit der Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Einsparung bei der Betriebsoptimierung erreicht werden kann.

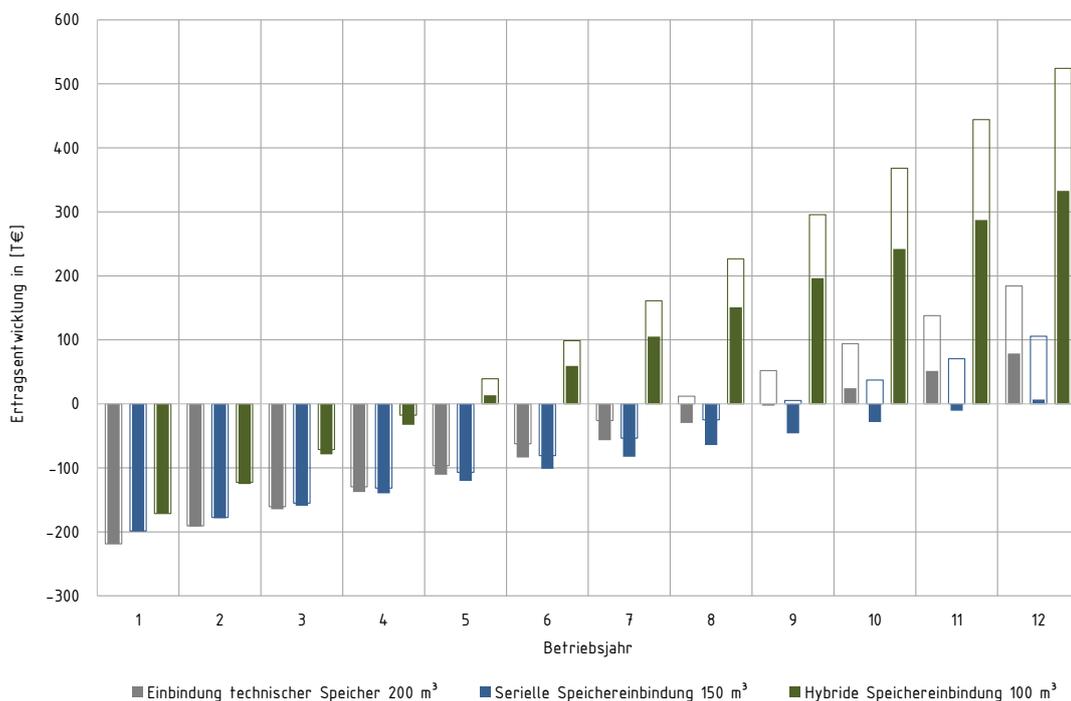


Abbildung 67: Ertragsentwicklung der verschiedenen Konzepte bei einer Betriebsoptimierung mit ausgewählten Speichergrößen. Während mit den weiteren Konzepten erst nach über 10 Jahren eine Amortisation erreicht werden kann, liegt die Amortisationszeit bei der hybriden Speichereinbindung bei unter 5 Jahren.

Der serielle Speicher erreicht mit einer Speichergröße von 150 m³ gegenüber der Speichergröße von 100 m³ eine deutliche Steigerung bei der Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Betrachtet man die finanziellen Einsparungen in 20 Jahren in Abbildung 66, so hat die serielle Speichereinbindung

hier ein ähnliches Verhalten wie die Einbindung des technischen Speichers – mit kleiner werdenden Speichergrößen steigt tendenziell die Einsparung. Aus Sicht der CO<sub>2</sub>-Emissionen sollte der Speicher eine Mindestgröße von 150 m<sup>3</sup> aufweisen. Da mit dem oberen Szenario bei den finanziellen Einsparungen in 20 Jahren bei 150 m<sup>3</sup> das Maximum liegt und ebenfalls das untere Szenario gute Einsparungen erreicht wird der 150 m<sup>3</sup> große Speicher für die Betrachtung der Ertragsentwicklung herangezogen.

Mit der Speichergröße von 100 m<sup>3</sup> kann bei der hybriden Speichereinbindung bezüglich der Einsparungen in 20 Jahren ein deutliches Optimum in beiden Szenarien (0,7 – 1,3 Mio. €) erkannt werden. Aufgrund der ebenfalls bereits guten Einsparung bei den CO<sub>2</sub>-Emissionen (vgl. Abbildung 65) mit dieser Speichergröße wird für die Bewertung der Ertragsentwicklung die Speichergröße mit 100 m<sup>3</sup> in der hybriden Speichereinbindung gewählt.

Wie auch die beiden Bewertungen zu den CO<sub>2</sub>-Emissionen und der gesamten Einsparungen in 20 Jahren zeigt auch die Auswertung der Ertragsentwicklung in Abbildung 67 die deutlichen Vorteile des hybriden Konzeptes bei der Betriebsoptimierung. Während das Konzept der seriellen Speichereinbindung erst nach 12 Jahren die Investitionen von 220.000 € bzw. 179.000 € amortisiert, wird mit der Einbindung eines technischen Speichers (Investition 247.000 €) bereits nach 10 Jahren die Amortisation erreicht. Die hybride Speichereinbindung kann bereits nach 5 Jahren die Investitionen von 220.000 € für die Einbindung des 100 m<sup>3</sup> großen Speichers amortisieren.

#### 6.4 Bewertung der verschiedenen Anlagenkonzepte als Grundkonzepte für Neuanlagen

Nachfolgend werden die Konzepte Einbindung technischer Speicher und hybride Speichereinbindung mit unterschiedlichen Speichergrößen für die Bewertung als Konzepte im Grundausbau ab dem ersten Betriebsjahr (vgl. Abbildung 29) evaluiert. Die Randbedingungen zur Bewertung finden sich in Anhang B2. Das hydraulische Konzept des technischen Speichers wird aufgrund der geringen Komplexität sowie den im Vergleich zu den anderen Konzepten moderaten Investitionskosten für diese Betrachtung gewählt. Des Weiteren zeigt die Einbindung eines technischen Speichers bereits bei der Betriebsoptimierung gute Ergebnisse. Als Vergleich zu dem technischen Speicher wird die hybride Speichereinbindung herangezogen. Die Einbindung eines hybriden Speichers besitzt eine höhere Komplexität und erzielte bei den vorhergehenden Betrachtungen zur Betriebsoptimierung in allen Bewertungskriterien die besten Resultate.

##### 6.4.1 CO<sub>2</sub>-Emissionen und Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Konzepte mit unterschiedlicher Speichergröße

Bei einer insgesamt geringeren Reduktion (gegenüber der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Betriebsoptimierung) kann bei den als Grundkonzept eingesetzten Konzepten in allen Fällen eine Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen erzielt werden. Analog zu den Ergebnissen der Betriebsoptimierung zeigt das Konzept mit dem technischen Speicher bei dem unteren Szenario eine höhere Reduktion als das obere Szenario. Die Charakteristik der Reduktion ist dabei vergleichbar mit der Charakteristik bei der Betriebsoptimierung. Während mit Speichergrößen von 75 m<sup>3</sup> bzw. 100 m<sup>3</sup> Einsparungen zwischen 2043 und 2307 t CO<sub>2</sub> erreicht werden, liegt mit einem 150 m<sup>3</sup> großen Wärmespeicher die Einsparung zwischen 2750 und 2880 t CO<sub>2</sub>. Mit steigender Speichergröße steigt ebenso die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen moderat an.

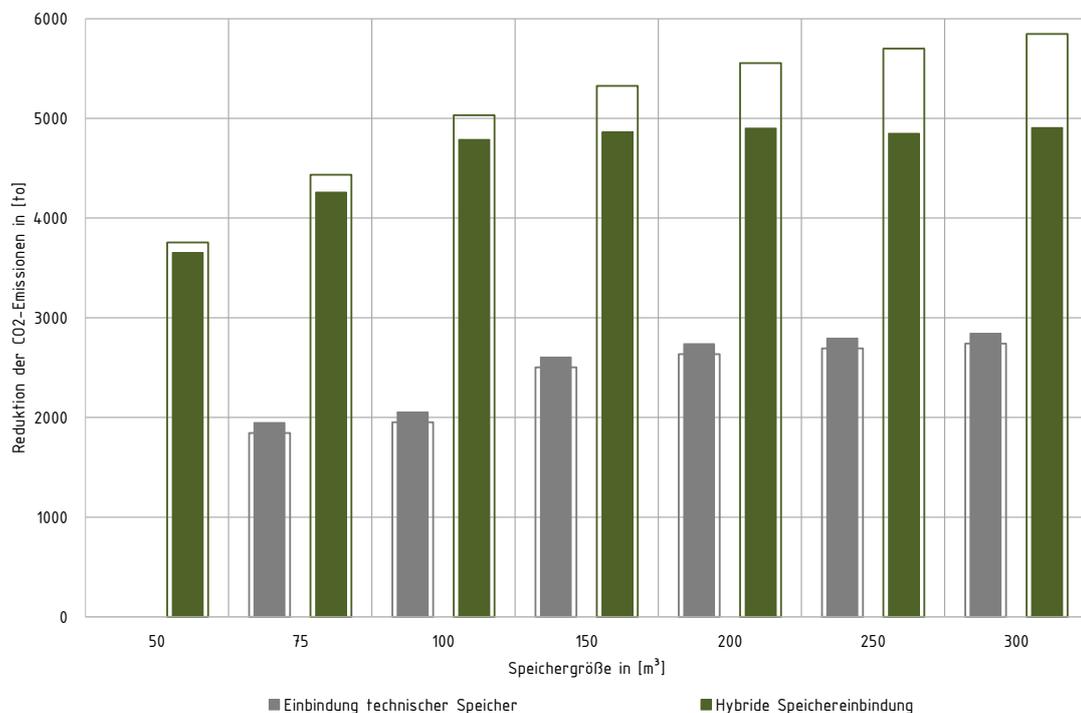


Abbildung 68: Reduktionen der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb mit den hydraulischen Konzeptionen als Grundkonzept für Neuanlagen in Abhängigkeit der Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb erreicht werden kann.

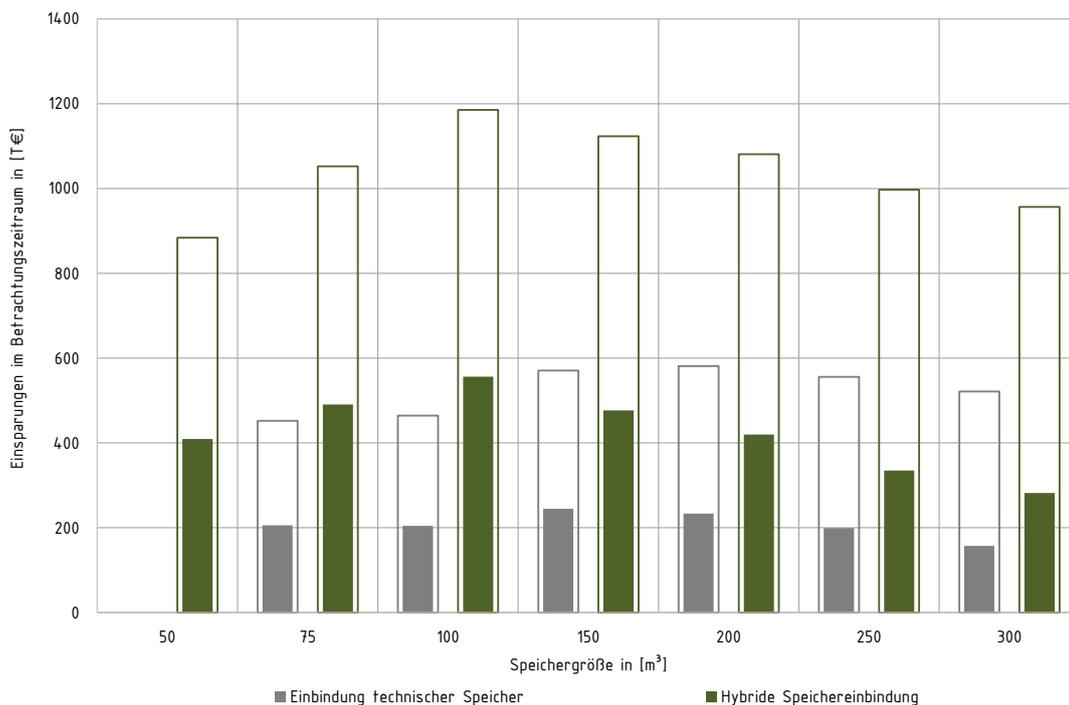


Abbildung 69: Finanzielle Einsparungen im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren mit den hydraulischen Konzeptionen als Grundkonzept in Abhängigkeit der Speichergröße. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Einsparung bei der Betriebsoptimierung erreicht werden kann.

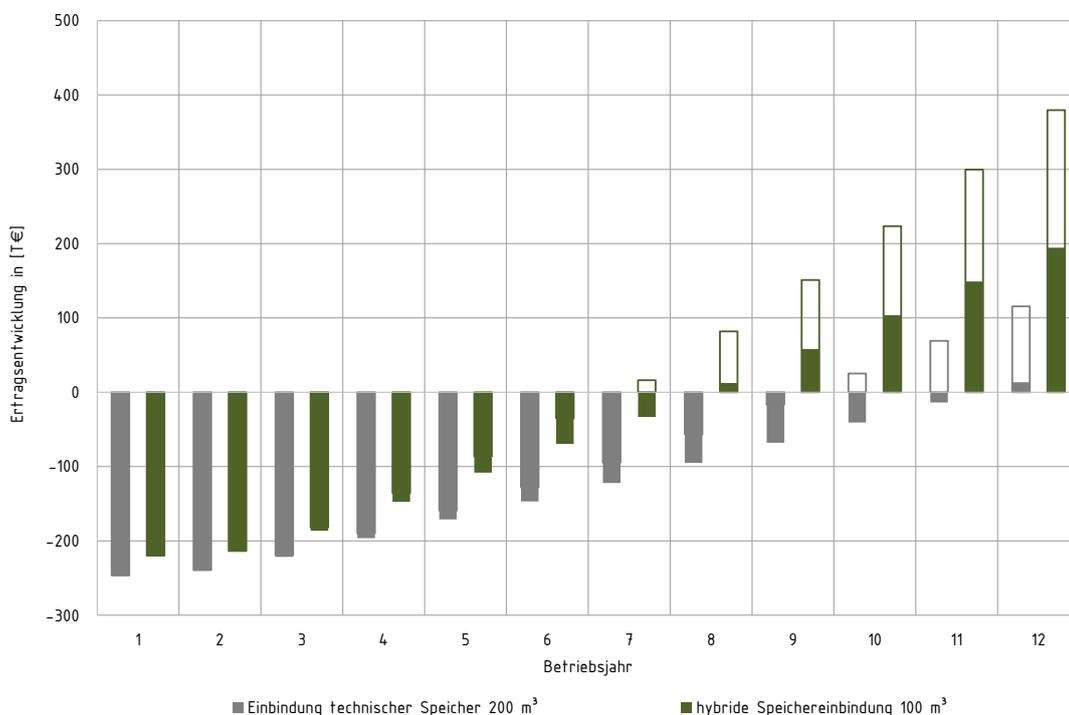
Bei der Betrachtung der CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der hybriden Speichereinbindung kann in allen Fällen, unabhängig vom Speicher eine höhere Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen erreicht werden. Während mit einem 50 m<sup>3</sup> großen Wärmespeicher zwischen 3653 und 3754 to CO<sub>2</sub> eingespart

werden, liegt die Einsparung bei einem  $100 \text{ m}^3$  großen Speicher bereits bei 4787 bis 5052  $\text{t CO}_2$ . Größere Speicher führen auch hier zu höheren Einsparungen. Das Maximum des unteren Szenarios beträgt bei einem  $300 \text{ m}^3$  großen Wärmespeicher 4907  $\text{t CO}_2$ , das obere Szenario liegt bei gleicher Speichergröße bei 5846  $\text{t CO}_2$ .

Die Auswertung der finanziellen Einsparungen über 20 Jahre in Abbildung 69 zeigt im Vergleich zu Abbildung 66 etwas geringere absolute Einsparungen in allen Fällen. Bei der Einbindung eines technischen Speichers liegt das Optimum im oberen Szenario bei  $200 \text{ m}^3$  Speichergröße, das Optimum im unteren Szenario liegt bei  $150 \text{ m}^3$  Speichergröße. Da die  $\text{CO}_2$ -Emissionen mit dem  $200 \text{ m}^3$  großen Speicher ebenfalls nochmals ansteigen wird für die Betrachtung der Ertragsentwicklung der  $200 \text{ m}^3$  große Speicher angesetzt.

Die finanziellen Einsparungen über 20 Jahre bei der hybriden Speichereinbindung als Grundkonzept weisen in allen Fällen gegenüber der Einbindung eines technischen Speichers deutliche Vorteile auf. In dieser Betrachtung liegt das Optimum der Einsparungen im unteren Szenario und im oberen Szenario bei einem  $100 \text{ m}^3$  großen Speicher (Abbildung 69). Die Einsparungen in 20 Jahren belaufen sich dabei auf 0,56 bis 1,18 Mio. €. Der  $100 \text{ m}^3$  große Speicher wird daher für die Betrachtung der Ertragsentwicklung herangezogen.

Bei der Ertragsentwicklung in Abbildung 70 erreicht der technische Speicher im 12. Betriebsjahr die Amortisation in beiden Szenarien. Nach 20 Jahren kann mit der Einbindung eines technischen Speichers als Grundkonzept im ersten Betriebsjahr eine Einsparung von 233.000 € bis 551.000 € erzielt werden. Die hybride Einbindung erreicht die Amortisation in beiden Szenarien bereits nach 8 Jahren.



**Abbildung 70:** Ertragsentwicklung der verschiedenen Konzepte als Grundkonzept mit ausgewählten Speichergrößen. Während mit der Einbindung eines technischen Speichers erst nach 12 Jahren in beiden Szenarien eine Amortisation erreicht werden kann, liegt die Amortisationszeit bei der hybriden Speichereinbindung bei unter 8 Jahren.

## Kapitel 7

### Zusammenfassung und Schlussfolgerung

In der vorliegenden Arbeit wird der Aufbau tiefengeothermischer Heizwerke im Grundausbau mit besonderer Beachtung der hydraulischen und regelungstechnischen Eigenschaften und Anforderungen vorgestellt. Im Weiteren wird das Betriebsverhalten ausgewählter tiefengeothermischer Heizwerke in Süddeutschland mit Hilfe von Messwerten aus verschiedenen Anlagen analysiert. Die Analyse zeigt, dass die Regelung des Heizwerkes bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung direkt über der geothermischen Leistungsgrenze die Massenströme im System verändert. Durch die Anpassung der Massenströme zur Regelung der Vorlauftemperatur in das Fernwärmenetz reduziert sich der Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager. Die Reduktion der Massenströme bei den geothermischen Wärmeübertragern führt aufgrund des dadurch reduzierten Wärmedurchgangskoeffizienten zu einer Verdrängung der geothermischen Leistung (Verdrängung der Geothermie) in dieser Situation. Die Reduktion der verdrängten, geothermischen Leistung beträgt dabei bis zu 20 %. Über den Zeitraum eines Jahres betrachtet beträgt der Mehraufwand der Ergänzungsheizung durch die gegenseitige Beeinflussung der Wärmeerzeuger etwa 12 - 20 % [1].

Der aktuelle Stand der Technik für die hydraulische und regelungstechnische Konzeption von geothermischen Heizwerken basiert auf den in Gabathuler [44] und Hammerschmid [22] dargestellten Erfahrungen des Betriebs von Holzheizwerken. Hierbei sind neben dem durch die Hersteller vorgegebenen Mindestmassenstrom für die jeweiligen Wärmeerzeuger Schwankungen des Massenstromes für diese Kesselarten weitgehend irrelevant. Aufgrund der unterschiedlichen Sensibilität, welche ein Holzheizkessel bzw. die Niederenthalpie-Geothermie mit den zentralen Wärmeübertragern bei Veränderungen des Massenstromes aufweisen, ist es erforderlich in der Tiefengeothermie neue hydraulische Lösungsansätze zu erarbeiten.

Um die Verdrängung der Geothermie komplett zu unterbinden, muss ein Wärmespeicher im geothermischen Heizwerk eingesetzt oder das Fernwärmenetz als Wärmespeicher genutzt werden. Die Verdrängung der Geothermie kann über einen Netzspeicher, bei gleichzeitiger Senkung der elektrischen Energie für die Netzpumpen, teilweise unterbunden werden. Jedoch die - vor allem im Vergleich zu einem Wärmespeicher - signifikant höheren Netzverluste, die bei der Einspeicherung unregelmäßige Vorlauftemperatur, die schlecht regelbare Speicherung sowie die in Kapitel 2.5.2.4 diskutierte Abhängigkeit der Auswirkungen einer Netzspeicherung vom Anlagenverhalten stellen diese Option aus Sicht des Autors eher als eine vorübergehende oder zusätzliche Lösungsmöglichkeit heraus. Grundsätzlich sollte ein Heizwerk mit der passenden hydraulischen Konzeption in der Lage sein, alle auftretenden Betriebszustände eigenständig zu beherrschen. Mit der Einbindung eines technischen Speichers im Heizwerk können alle technischen Anforderungen an die Hydraulik mit Ausnahme der Speicherung geothermischer Energie erfüllt werden. Vor allem die notwendige Größe eines technischen Speichers und die damit verbundenen Investitionskosten veranlassen hierbei die weitere Betrachtung eines

Speichers zur aktiven Ein- und Ausspeicherung geothermischer Energie. Kann mit einem Heißwasserspeicher neben der Verdrängung der Geothermie der Anteil der Ergänzungsheizung durch Substitution mit geothermischer Energie reduziert werden, so kann auch die Wirtschaftlichkeit eines Wärmespeichers erhöht werden.

Für die Speichereinbindung eines sensiblen Wärmespeichers bietet der Stand der Technik (ausgenommen im Bereich der Wärmepumpen bei den technischen Speichern) die parallele Einbindung an. Die parallele Einbindung zeigt in den Untersuchungen neben den niedrigen erreichbaren Temperaturen im Speicher auch verhältnismäßig lange Beladezeiten. Des Weiteren kann die Verdrängung der Geothermie nicht unterbunden werden – sie erhöht sich mit der parallelen Speichereinbindung sogar signifikant. Zu nennende Vorteile bei der parallelen Einbindung sind beispielsweise die langen Entladedauern sowie die regelbaren Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz. Die serielle Speichereinbindung verhält sich diesbezüglich teilweise gegenläufig. Sehr kurze Ladedauern bei hohen Temperaturen im Speicher bringen Vorteile bei der Beladung gegenüber der parallelen Einbindung. Die hohen Temperaturen bei der Beladung können erreicht werden, da bei dieser Schaltung keine Änderung des Massenstromes zur Beladung des Wärmespeichers notwendig ist. Im Gegensatz zur parallelen Einbindung kann bei der seriellen Speichereinbindung die Verdrängung der Geothermie hydraulisch komplett unterbunden werden. Die sehr kurzen Entladezeiten sprechen jedoch gegen einen Einsatz dieser Speichereinbindung in Geothermie-Heizwerken.

Mit den Optimierungsansätzen nach dem Stand der Technik können die gleichzeitig zu erfüllenden Forderungen nach geregelter Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz, der Unterbindung der Verdrängung der Geothermie sowie die effiziente Speicherung geothermischer Energie nicht zufriedenstellend erfüllt werden. Daher stellte sich im Rahmen dieser Arbeit die Frage wie der hydraulische und regelungstechnische Aufbau eines geothermischen Heizwerkes im Grundausbau konzeptioniert werden kann, um die erforderlichen Betriebsmodi abzudecken, sowie alle an die Hydraulik gestellten Anforderungen zu erfüllen.

Die vorgestellte hybride Speichereinbindung wurde aus den verschiedenen hydraulischen Ansätzen nach dem Stand der Technik entwickelt. Sie zeichnet sich durch die vielseitige Anpassungsfähigkeit an die in geothermischen Heizwerken auftretenden Betriebsfälle aus. Die ebenfalls für die hybride Speichereinbindung speziell entwickelte zweistufige Beladestrategie (Low-Ex-, und High-Ex-Beladung) ermöglicht gegenüber den konventionellen Konzepten auf der einen Seite ein früheres Beladen direkt nach der Unterschreitung der geothermischen Leistungsgrenze. Weiter kann durch die hohen Massenströme bei der zweistufigen Speicherbeladung der Wärmespeicher in kürzeren Zeiten mit höheren Temperaturen regeneriert werden. Bei der Entladung führen die höheren Temperaturen nach der High-Ex-Beladung des Wärmespeichers zu längeren Entladezeiten. Die neuartige Konzeption in Verbindung mit der Vorgehensweise zur Speicherbe- und entladung ermöglicht eine deutlich höhere Anzahl an Speicherzyklen und optimiert somit die Effizienz geothermischer Heizwerke.

Die Verdrängung der Geothermie kann mit der hybriden Speichereinbindung nicht vollständig unterbunden werden. Bei Betrieb des Wärmespeichers für das Fernwärmenetz muss zwangsweise ein Teilmassenstrom über den Bypass vor dem geothermischen Wärmeübertrager abgezweigt werden. Dies führt wiederum zur Reduzierung der geothermischen Leistung. In dieser Betrachtung muss bei der hybriden Speichereinbindung jedoch unterschieden werden, ob der Speicher vorher über geothermische Energie der Wärmeübertrager oder über die Ergänzungsheizung beladen wurde. Erfolgte die Beladung zuvor mit der Ergänzungsheizung, so

kommt es bei der Entladung des Speichers zu einer zeitversetzten Verdrängung der Geothermie. Die weiteren Anforderungen an die hydraulische Konzeption von tiefeingeothermischen Heizwerken wie z. B. die effiziente Speicherung der geothermischen Energie zur Substitution der fossilen Ergänzungsheizung als auch die optimale Regelung der Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz können erfüllt werden.

Zu allen in dieser Arbeit vorgestellten hydraulischen Konzepten wurden thermisch-energetische Systemsimulationen sowie eine Sensitivitätsanalyse mit Variation verschiedener Betriebsparameter und der Speichergröße durchgeführt. Als Schlussfolgerung zur Bewertung der Simulationsergebnisse der verschiedenen Anlagenkonzepte kann festgehalten werden, dass mit allen Konzepten, außer der parallelen Speichereinbindung, eine Einsparung möglich ist. Dies konnte mit den Simulationen bei der Betriebsoptimierung (Installation nach Erreichen der maximalen Anschlussrate des Grundausbau) als auch bei der Umsetzung als Grundkonzept (Installation beim Bau des Heizwerkes vor der ersten Inbetriebnahme) nachgewiesen werden. In Abhängigkeit des Konzeptes muss dabei jedoch die Speichergröße individuell angepasst werden. Bei den CO<sub>2</sub>-Emissionen in der Betriebsoptimierung sowie als Grundkonzept wird tendenziell mit größeren Speichern die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen erhöht. Die Auswertung der finanziellen Einsparungen im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren zeigt dabei ein anderes Bild. Während für die serielle Speichereinbindung mit kleineren Speichergrößen in der Betriebsoptimierung höhere Einsparungen erreicht werden können, besitzen die Konzepte mit der Einbindung eines technischen Speichers und die hybride Speichereinbindung eine optimale Speichergröße bei den mittleren Speichergrößen. Insgesamt betrachtet können die beiden Konzepte vor allem bei der Wirtschaftlichkeit gegenüber der seriellen Speichereinbindung deutliche Vorteile erzielen. Die signifikant geringeren CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der hybriden Speichereinbindung gegenüber dem technischen Speicher in Verbindung mit den annähernd um Faktor 2 höheren finanziellen Einsparungen zeigen die klaren Vorzüge der hybriden Speichereinbindung bei der Betriebsoptimierung geothermischer Heizwerke. Mit Einsparungen von 0,70 Mio. € bis 1,33 Mio. € im Betrachtungszeitraum kann der 100 m<sup>3</sup> große Wärmespeicher bei der hybriden Einbindung bereits innerhalb von fünf Jahren amortisiert werden.

Die finanziellen Einsparungen über 20 Jahre sind bei dem Einsatz des technischen Speichers und der hybriden Speichereinbindung als Grundkonzept in den ersten Betriebsjahren geringer, jedoch kann auch hierbei für die Einbindung eines technischen und hybriden Speichers in allen Fällen ein positives Ergebnis erreicht werden. Auch bei Einsatz der beiden Konzepte als Grundkonzept steigen die erreichten CO<sub>2</sub>-Reduktionen mit steigender Speichergröße an. Die finanziellen Einsparungen über 20 Jahre besitzen auch hier eine optimale Speichergröße (technischer Speicher: 200 m<sup>3</sup>, hybride Speichereinbindung: 100 m<sup>3</sup>). Im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren erzielt die Speichergröße von 200 m<sup>3</sup> beim technischen Speicher eine gesamte Einsparung von 233.000 € bis 581.000 €. Eine Amortisation wird dabei nach 12 Jahren erreicht. Eine deutliche Verbesserung hierzu zeigt wiederum die hybride Speichereinbindung. Mit Einsparungen von 556.000 € bis 1,19 Mio. € kann der 100 m<sup>3</sup> große Wärmespeicher nach acht Jahren amortisiert werden.

Die Empfehlung auf Grundlage dieser Arbeit kann entsprechend den Ergebnissen zu der Bewertung der verschiedenen hydraulischen Konzepte eindeutig gegeben werden. Kann trotz der höheren Komplexität der hybriden Speichereinbindung im realen Betrieb eines geothermischen Heizwerkes die notwendige Regelgenauigkeit sowie die Betriebssicherheit eingehalten werden, zeigt die hybride Speichereinbindung ein hohes Potential zur Verbesserung der Effizienz

geothermischer Heizwerke. Dennoch ist an dieser Stelle auch zu bedenken, dass im Vergleich zum Simulationsmodell der reale Betrieb eines geothermischen Heizwerkes Unsicherheitsfaktoren wie zum Beispiel dem Einfluss der Trägheit durch die Rohrstrecken, der thermischen Trägheit von Regelsensoren (Temperaturfühler) und unter Umständen auch hydraulischen Fehlströmungen unterliegt. Des Weiteren wird durch die Entkopplung des Fernwärmenetzes im Simulationsmodell eine Rückwirkung der Kundenanlagen auf Veränderungen der Vorlauftemperaturen in das Fernwärmenetz unterbunden. In Anbetracht der in diesem Fall nicht exakt gesicherten Wirkungsweise sind für den realen Fall bei Umsetzung der Maßnahmen Abweichungen von den in dieser Arbeit berechneten Ergebnissen zu erwarten. Durch die Validierung des Modells konnte jedoch eindeutig gezeigt werden, dass das Simulationsmodell grundlegend den Betrieb des Heizwerkes gut widerspiegelt. Eine Verbesserung der Effizienz der Anlage durch die diskutierten Maßnahmen erscheint deshalb als gesichert.

Für jeden Umbau einer Anlage sollte, sofern Messdaten bzw. ausreichend genaue Informationen vorhanden sind, vor der Umsetzung eine individuelle, detaillierte Planung erfolgen. Mit Hilfe des in dieser Arbeit entwickelten Simulationsprogramms wäre es denkbar auch weitere Parameter wie z. B. die Größe des Wärmeübertragers im Zuge der hydraulischen Veränderung anzupassen. Mit einem größeren Wärmeübertrager könnte die Effizienz des Wärmespeichers weiter erhöht werden. Gegebenenfalls ist in diesem Zug eine Anpassung der Speichergröße erforderlich.

Für die weitere Forschungsarbeit zu diesem Thema ist es essentiell, die Speicherbeladung bzw. das Speicherverhalten näher zu untersuchen. Die hier vorgestellte Speicherbeladeeinrichtung scheint in den letzten Jahren wissenschaftlich vor allem im Gebiet der Solartechnik auf größeres Interesse zu stoßen. Für die Umsetzung dieser verhältnismäßig einfachen Speicherkonstruktion in den für die Geothermieheizwerke benötigten Dimensionen sollten jedoch die Eigenschaften der Beladetasche weiter untersucht werden. Dabei stellt sich die Frage mit welchen Auslegungskriterien bei den stark wechselnden Massenströmen in den Speicher mit der Beladetasche die bestmögliche Schichtung erreicht werden kann. Ebenso sollte das Speicherverhalten (z. B. bezüglich thermischem Auftrieb oder Fallströmungen an der Speicherwand) in den in dieser Arbeit eingesetzten Speicherdimensionen untersucht und ggf. das hier verwendete Speichermodell mit Hilfe der Untersuchungen neu kalibriert werden.

Es wird als zielführend erachtet, vor der Umsetzung der hybriden Speichereinbindung in einer realen Anlage das hybride Speichermodell in einem Teststand unter realen, variablen Anlagenbedingungen weiter zu analysieren. Ziel dabei wäre es, in Abhängigkeit der Randbedingungen verschiedener realer Anlagen Dimensionierungsgrundsätze für die hybride Speichereinbindung zu entwickeln. Des Weiteren könnten Rückschlüsse zu den hier entwickelten Simulationsmodellen gezogen, bzw. die Simulationsmodelle weiterentwickelt werden, um für die Umsetzung der hybriden Speichereinbindung in realen Heizwerken die bestmögliche Konfiguration zu evaluieren. Dabei kann das verwendete Simulationsmodell ebenfalls um verschiedene Mittellastkonzepte (z. B. BHKW, Biomasse, Absorptionswärmepumpe) erweitert, und ggf. die Hydraulik an die veränderten Anforderungen angepasst werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] Ch. Bichler and W. Schenk, "A new hydraulic concept for geothermal heating plants to achieve maximum geothermal contribution," European Geothermal Congress 2016, Strasbourg, France, Sep. 2016.
- [2] G. H. Weber and J. F. Weber, *Thermodynamik der Energiesysteme: Konventionell – rationell – regenerativ*. Berlin, Offenbach: VDE-Verl., 2010.
- [3] Deutsche Shell AG, *Lebenszyklen Energieträger*. Accessed on: Feb. 05 2015.
- [4] S. R. Weart, *The discovery of global warming*; Harvard University Press, 2003.
- [5] S. Rahmstorf and H. Schellnhuber, *Der Klimawandel: Diagnose, Prognose, Therapie*, 4th ed. München: Beck, 2007.
- [6] T. Agemar, "The Geothermal Information System for Germany: GeotIS," *ZDGG*, no. 165, pp. 129–144, 2014.
- [7] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), "Energiedaten: Gesamtausgabe," Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), Nov. 2016.
- [8] F. Musiol, "Erneuerbare Energien in Zahlen: Nationale und internationale Entwicklung," Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Jul. 2011.
- [9] GtV Bundesverband Geothermie, *Nutzung der Geothermie in Deutschland: Tiefe Geothermie (Bohrtiefe > 400 m)*.
- [10] U. Milles, *Geothermische Stromerzeugung im Verbund mit Wärmenetz*. GEOTHERMIE Unterhaching GmbH & Co KG.
- [11] T. Reif, "Geothermie-Wärme-Projekte im Vergleich," Bochum, Okt. 2007.
- [12] Bichler Ch., Schenk W., and Kersch A., "Ökonomische und ökologische Effizienz tiefegeothermischer Anlagen in Süddeutschland: Untersuchungen zu Betriebserfahrung und Optimierungsansätze," Hochschule München, Oct. 2014.
- [13] W. Schenk et al., "Technischer Leitfaden zur Bewertung und Optimierung tiefegeothermischer Anlagen in Planung und Betrieb: Planer- und Betreiberhandbuch," Hochschule München/ Erdwerk GmbH, Jun. 2015.
- [14] W. e. a. Bußmann, *Geothermie – Energie aus dem Innern der Erde*. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2010.
- [15] E. Barbier, "Geothermal energy technology and current status: an overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 6, no. 1–2, pp. 3–65, 2002.
- [16] *GtV Bundesverband Geothermie: Einstieg in die Geothermie*.
- [17] M. Kaltschmitt et al., Ed., *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte mit 83 Tabellen*, 4th ed. Berlin [u.a.]: Springer, 2006.
- [18] *Thermische Nutzung des Untergrunds*, VDI 4640–1, 2010.
- [19] I. Stober et al., "Tiefe Geothermie: Nutzungsmöglichkeiten in Deutschland," Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU).
- [20] Innovative Energie Pullach, "Geothermie – Energiequelle der Zukunft," 2015.
- [21] H. Paschen, D. Oertel, and R. Grünwald, "Möglichkeiten geothermischer Stromerzeugung in Deutschland: Sachstandsbericht," Arbeitsbericht Nr. 84, Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag (TAB), Feb. 2003.
- [22] A. Hammerschmid and A. Stallinger, *Standard-Schaltungen II*. Straubing: CARMEN, 2006.
- [23] Rödl & Partner GbR, "Errichtung und Betrieb eines Geothermie-Kraftwerks zur Strom- und Wärmeerzeugung: Abschlussbericht," Aug. 2009.
- [24] I. Obernberger, "Möglichkeiten der technologischen und wirtschaftlichen Optimierung von Biomasse-Nahwärme- und Mikronetzen," Institut für Verfahrenstechnik, Technische Universität Graz, 1997.

- [25] Siemens Building Technologies, *Hydraulik in der Gebäudetechnik*. Accessed on: Jan. 14 2015.
- [26] H. Recknagel et al., *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik: Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*, 75th ed. München: Oldenbourg Industrieverl., 2016.
- [27] Siemens Building Technologies, *Regeln und Steuern von Heizungsanlagen*. 2007.
- [28] H. Roos, *Hydraulik der Wasserheizung*, 3rd ed. München, Wien: Oldenbourg, 1998.
- [29] *Hydraulik in Anlagen der Technischen Gebäudeausrüstung – Hydraulische Schaltungen*, VDI 2073, 2014.
- [30] *Regelungstechnische Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwarmwasser-, und Raumluftechnischen Anlagen*, VDMA 24199, 2005.
- [31] *Technische Regel Arbeitsblatt W 551*, 2004.
- [32] *Technische Regeln für Trinkwasserinstallationen*, DIN 1988-200, 2012.
- [33] AFK-Geothermie GmbH, *Technische Anschlussbedingungen (TAB) für die Fernwärmeversorgung*. 2009.
- [34] SWM München, *Datenblatt 7 zur TAB-Heizwasser.: Fernwärmenetz: Messestadt-Riem*. 2015.
- [35] Innovative Energie für Pullach GmbH, *Technische Anschlussbedingungen (TAB) der Innovative Energie für Pullach GmbH*. 2012.
- [36] *Gesetz zur Ordnung des Wasserhaushalts: WHG*, 2015.
- [37] Verein Deutscher Ingenieure (VDI), *VDI-Wärmeatlas*, 10th ed. Berlin [u.a.]: Springer, 2006.
- [38] *DIN 4702 – Heizkessel: Begriffe, Anforderungen, Prüfung, Kennzeichnung*, 1990.
- [39] Buderus, Ed., *Handbuch für Heizungstechnik: Arbeitshilfe für die tägliche Praxis*, 34th ed. Berlin: Beuth, 2002.
- [40] W. Burkhardt, R. Kraus, and F.J. Ziegler, *Projektierung von Warmwasserheizungen*, 7th ed. München, Wien: Oldenbourg, 2006.
- [41] Bosch, *Effiziente Technik für große Aufgaben: Heißwasserkessel*. Accessed on: Feb. 21 2017.
- [42] *Hydraulik in Anlagen der Technischen Gebäudeausrüstung – Hydraulische Schaltungen*, VDI 2073, 2014.
- [43] A. Hauer, S. Hiebler, and M. Reuß, *Wärmespeicher*, 5th ed. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2012.
- [44] H. Gabathuler and H. Mayer, *Standard-Schaltungen I*. Straubing: C.A.R.M.E.N., 2004.
- [45] S. Groß, "UNTERSUCHUNG DER SPEICHERFÄHIGKEIT VON FERNWÄRMENETZEN UND DEREN AUSWIRKUNGEN AUF DIE EINSATZPLANUNG VON WÄRMEERZEUGERN," Dissertation, Fakultät Maschinenwesen, Technischen Universität Dresden, Dresden, 2012.
- [46] I. Obernberger, Ed., *Möglichkeiten der technologischen und wirtschaftlichen Optimierung von Biomasse-Nahwärme- und Mikronetzen*, 1997.
- [47] H. Netz, *Betriebstaschenbuch Wärme*. Gräfelfing b. München: Resch, (1974).
- [48] T. Urbaneck, "Warmwasserspeicher: Stand der Technik und Entwicklungen," *HLH (Lüftung/ Klima, Heizung/ Sanitär, Gebäudetechnik)*, vol. 2016, no. 07-08, pp. 16-22, 2016.
- [49] T. Meuer, "Wirtschaftliche Optimierung der geothermischen Wärmeauskopplung im Heizwerk München Riem," Diplomarbeit, Gebäude- und Enregietechnik, HM München, München, 2008.
- [50] R. Lohse et al., *Planungsleitfaden zur geschichteten Be- und Entladung thermischer Speicher in solarthermischen Anlagen*: Technische Universität Chemnitz, 2009.
- [51] Zachár, A. et al., "Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows," *Solar Energy*, vol. 74, no. 4, pp. 287-302, 2003.
- [52] R. Huhn, "Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten," Dissertation, TU Dresden, 2007.
- [53] S. Göppert, *Forschungsbericht – Solarthermie 2000plus – Weiterentwicklung und Optimierung von Be- und Entladesystemen für Tank- und Erdbeckenspeicher: 2004 – 2008*. Chemnitz [u.a.], 2009.
- [54] B. Glück, *Zustands- und Stoffwerte: Wasser, Dampf, Luft ; Verbrennungsrechnung*, 2nd ed. Berlin: Verl. für Bauwesen, 1991.
- [55] P. Schlagermann, "Exergoökonomische Analyse geothermischer Strombereitstellung am Beispiel des Oberrheingrabens," Dissertation, Lehrstuhl für Energiesysteme (TU München), 2014.
- [56] W. Wagner, *Strömung und Druckverlust*, 7th ed. Würzburg: Vogel, 2012.
- [57] C. F. Colebrook, "Turbulent Flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and the rough pipe lawes.," Institution Civil Engineers, 1939.
- [58] W. Polifke and J. Kopitz, *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. München: Pearson Studium, 2005.

- [59] W. Wagner, *Wärmeaustauscher: Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate*, 4th ed. Würzburg: Vogel, 2009.
- [60] D. W. Liepsch, "Wärmeübertragung: Formelsammlung," Hochschule München, München, 1995.
- [61] Heavner et al., "Performance of an industrial Plate Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle," *AIChE Symposium Series, No 295*, no. 89, pp. 301–310, 1993.
- [62] H. Martin, "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 35, no. 4, pp. 301–310, 1996.
- [63] Isoplus, *Planungshandbuch: Kapitel 2 - Starre Verbundsysteme*.
- [64] *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden: EnEV*, 2014.
- [65] O. Zaitschek, "AGFW Fachtagung - Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauftemperaturen: Hydraulische Schaltungen für statische Heizflächen und RLT-Anlagen," Berlin, Feb. 25 2014.
- [66] *Regelungstechnische Anforderungen an die Hydraulik bei Planung und Ausführung von Heizungs-, Kälte-, Trinkwarmwasser- und Raumluftechnischen Anlagen*, VDMA 24199, 2005.
- [67] Belimo, *Dimensionierung Auf-Zu-, Regel- und druckunabhängige Ventile: Allgemeine Projektierungshinweise*.
- [68] Grundfos, *Auslegung von Kreiselpumpen*.
- [69] N. Kock, *Geothermische Niedertemperaturwärme im deutschen Energiesystem: Nachfragepotenziale und ihre Bewertung*, 1st ed. Hamburg: Kovac, Dr. Verlag, 2013.
- [70] Y. Chen, *Numerische Untersuchung des Strömungs- und Wärmeübertragungsverhaltens in zylindrischen Warmwasserspeichern*. Univ., Diss.--Stuttgart, 1999, 1st ed. Clausthal-Zellerfeld: Papierflieger, 1999.
- [71] J. Zeisberger, "Wirtschaftliche Optimierung des Geothermie-Heizwerkes in München Riem durch Einsatz eines Wärmespeichers," Diplomarbeit, Gebäude- und Energietechnik, HM München, München, 2008.
- [72] W. Wagner, *Wärmeübertragung: Grundlagen*, 7th ed. Würzburg: Vogel, 2011.
- [73] M. Gaderer, "Wärmeversorgung mit fester Biomasse bei kleiner Leistung," Dissertation, Lehrstuhl für Energiesysteme (TU München), 2008.
- [74] J. Nelson, "Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 89–115, 1999.
- [75] Statistisches Bundesamt (destatis), "Data on energy price trends: Long-time series," 2016.
- [76] P. Icha, "Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 bis 2015," Jul. 2016.
- [77] National Oceanic and Atmospheric Administration, *Trends in Atmospheric Carbon Dioxide: Recent Global CO2*.
- [78] C.A.R.M.E.N., *Preisentwicklung von Energieträgern*.
- [79] U. Werner and W. Pastor, *VOB: Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen : Teil A und B*, 33rd ed. München: dtv, 2017.
- [80] W. H. McAdams, *Heat transmission*, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Verbrauch und Lebenszyklen von Energiequellen von 1860 – 2060 [3]. Die Darstellung zeigt die geschichtliche Entwicklung verschiedener Energieträger und prognostiziert zukünftig einen deutlich steigenden Anteil der Erneuerbaren Energien.....	2
Abbildung 2:	Temperaturkarte nach Agemar [6] mit zusätzlicher Darstellung der geothermischen Anlagen in Deutschland. Die Abbildung verdeutlicht die hohe Dichte tiefengeothermischer Anlagen im Raum München.....	3
Abbildung 3:	Geologische Randbedingungen in Bayern [10]. Die Abbildung zeigt den Verlauf des Malmkarstes und exemplarische Temperaturen für bereits realisierte geothermische Anlagen.....	4
Abbildung 4:	Vereinfachte Darstellung des Aufbaus von geothermischen Heizwerken nach aktueller Anlagenkonfiguration im Grundausbau. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption.....	10
Abbildung 5:	Detaillierte Darstellung einer Hausanschlussstation. Die Abbildung zeigt die wesentlichen Regel- und Absperrarmaturen und die Wärmemengenmessung. Weiterhin dargestellt sind die für die Regelung relevanten Sensoren.....	14
Abbildung 6:	Momentanwerte (Stundenwerte) der Vor- und Rücklauftemperatur am Heizwerksausgang. Dargestellt sind die Vorlauftemperatur des Heizwerks sowie die Rücklauftemperatur aus dem Fernwärmenetz.....	15
Abbildung 7:	Momentanwerte (Stundenwerte) verschiedener Temperaturen im Heizwerk. Die Abbildung zeigt die Messwerte der Vor- und Rücklauftemperatur des Thermalwassers sowie diverse Vorlauftemperaturen des Heizwerks (nach dem Wärmeübertrager, nach der Ergänzungsheizung, nach Beimischung Druckregler und Heizwerk).....	16
Abbildung 8:	Schematische Darstellung eines Kennlinienfeldes einer Tauchkreiselpumpe mit Anlagenkennlinie. In Abhängigkeit der Drehzahl und der charakteristischen Anlagenkennlinie wird vom Hersteller ein Betriebsfeld für den Betrieb der TKP definiert.....	17
Abbildung 9:	Momentanwerte (Stundenwerte) der Leistung der geothermischen Wärmeübertrager, Massenstrom Thermalwasser, Massenstrom im Fernwärmenetz, Massenstrom im Fernwärmenetz über die Wärmeübertrager und Massenstrom Bypass.....	18
Abbildung 10:	Momentanwerte (Stundenwerte) der Leistungen im Heizwerk. Dargestellt sind die Messwerte der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung, die geothermische Leistung der Wärmeübertrager und die Leistung der Ergänzungsheizung.....	19
Abbildung 11:	Auswertung der Fördereffizienz in Abhängigkeit des Fernwärmemassenstromes anhand der Messdaten. Farblich markiert (blau) sind hierbei die Punkte an denen die Ergänzungsheizung (Eingrenzung > 0,1 MW) sowie der Bypass über das	

	Dreiwegeventil aktiv ist. Weiter ist der Massenstrom des Bypasses über das Dreiwegeventils (grau) bzw. ab 110 kg/s über das Druckreguliertventil (grau) dargestellt.....	20
Abbildung 12:	Verschiedene Messwerte zu thermischen Leistungen im Heizwerk sowie die berechnete Verdrängung der Geothermie nach der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung sortiert. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Die blauen Balken im Vordergrund stellen die durch die Ergänzungsheizung substituierte geothermische Leistung dar.....	23
Abbildung 13:	Dargestellt ist eine bivalente Holzheizungsanlage mit Speicher nach Gabathuler [44]. Die Einbindung des Wärmespeichers erfolgt parallel zu den Wärmeerzeugern zwischen Vor- und Rücklauf.....	33
Abbildung 14:	Prinzipschema für die Standardschaltung "Bivalente Mehrkesselanlage in Serienschaltung ohne Speicher" nach [22]. Die jeweiligen Wärmeerzeuger sind nach der Priorisierung der Zuschaltung in Reihe hydraulisch in das System eingebunden.....	35
Abbildung 15:	Beispielhafte Temperaturen, Massenströme und thermische Leistungen an einer Hausanschlussstation in einem Einfamilienhaus mit einem Heizkreis (Heizkörperheizung) und einem Trinkwasserspeicher.....	39
Abbildung 16:	Einbindung technischer Speicher in Wärmepumpensysteme nach Floss [48]. Die linke Darstellung zeigt die serielle Einbindung in den Vorlauf nach der Wärmepumpe, die rechte Darstellung zeigt die serielle Einbindung eines technischen Speichers in den Rücklauf vor der Wärmepumpe.....	45
Abbildung 17:	Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines technischen Speichers bei der Ergänzungsheizung. Der Speicher wird dabei zwischen Vor- und Rücklauf der Ergänzungsheizung eingebunden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegeregelventil (V-201) geregelt werden.....	46
Abbildung 18:	Standardschaltung nach Hammerschmid [22] mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischen Speicher. Der parallel eingebundene Wärmespeicher dient zum Ausgleich der Differenzen zwischen Wärmenachfrage und Wärmebereitstellung.....	48
Abbildung 19:	Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines parallelen Speichers in einem geothermischen Heizwerk. Der Speicher wird dabei zwischen Vor- und Rücklauf des Heizwerkes und der Ergänzungsheizung eingebunden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegeregelventil (V-301) geregelt werden.....	50
Abbildung 20:	Ergebnis zu Untersuchungen der parallelen Speichereinbindung bezüglich der erreichbaren Temperaturen im Speicher, den Speicherladezeiten und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. Die bei der Speicherbeladung in Abhängigkeit des Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager erreichten Beladetemperataturen verursachen unterschiedliche Entladedauern.....	51
Abbildung 21:	Vereinfachte Darstellung der Einbindung eines in Reihe eingebundenen Speichers in einem geothermischen Heizwerk [12] (modifiziert). Der Speicher wird seriell im Vorlauf nach den geothermischen Wärmeübertragern eingebunden. Die	

Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegeregelventil (V-401) geregelt werden.....	52
Abbildung 22: Ergebnis zu Untersuchungen der seriellen Speichereinbindung bezüglich der erreichbaren Temperaturen im Speicher, den Speicherladezeiten und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. In Abhängigkeit der Temperaturen vor der Speicherbeladung werden unterschiedliche Beladezeiten erreicht. Zur besseren Vergleichbarkeit der Entladedauern sind die Temperaturen im Wärmespeicher den Temperaturen in Abbildung 20 angepasst.....	53
Abbildung 23: Optimierungsansatz der hybriden Speichereinbindung mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischem Speicher nach Bichler [1], modifiziert. Der Speicher wird dabei parallel zwischen Vor- und Rücklauf der Ergänzungsheizung als auch seriell eingebunden. Dadurch können alle zuvor in den Kapiteln 2.5.3 - 2.5.5 diskutierten Schaltungsvarianten realisiert werden. Die Temperaturen in das Fernwärmenetz können dabei über das Dreiwegeregelventil (V-501) geregelt werden.....	61
Abbildung 24: Ergebnis zu Untersuchungen der hybriden Speichereinbindung bezüglich der erreichbaren Temperaturen im Speicher, den Speicherladezeiten und Entladezeiten in Abhängigkeit des Massenstromes im Fernwärmenetz. Gezeigt sind die verschiedenen Kurven für die Low-Ex- und High-Ex-Ladung sowie die gesamte Ladedauer. Zur besseren Vergleichbarkeit der Entladedauern sind die Temperaturen im Wärmespeicher den Temperaturen in Abbildung 20 angepasst.....	63
Abbildung 25: Verschiedene Messwerte im Zeitraum von Oktober bis April zu thermischen Leistungen im Heizwerk (Geothermie, Fernwärme) sowie das berechnete Leistungspotential mit hybrider Speichereinbindung und Wärmespeicher nach der in das Fernwärmenetz abgegebenen Leistung sortiert. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Links von der geothermischen Leistungsgrenze stellen die roten Balken die über den Wärmespeicher substituierte Leistung der Ergänzungsheizung dar. Rechts von der geothermischen Leistungsgrenze stellen die roten Balken die in den Speicher geladene geothermische Leistung dar. ....	65
Abbildung 26: Massenströme bei der Beladung des Wärmespeichers bei unterschiedlichen hydraulischen Einbindungsvarianten.....	66
Abbildung 27: Modell einer Beladetasse mit dem Anschlussrohr von oben (linke Darstellung), sowie den Bezeichnungen der relevanten Größen (rechte Darstellung) nach Göppert et al. [53]. ....	68
Abbildung 28: Geschwindigkeitsverteilung (unten mit Strömungslinien) in einer Beladetasse unter isothermen (oben) und nicht isothermen (unten, 30 K) Verhältnissen [53]. ....	69
Abbildung 29: Typische Steigerung der Anschlussrate eines Heizwerks nach der Inbetriebnahme. Die Steigerung der Anschlussrate wird für die Simulation der verschiedenen hydraulischen Konzepte in Kapitel 6.4 verwendet. Während in den ersten Jahren eine Verdopplung der Anschlüsse erfolgt wird in den Betriebsjahren 4 - 8 die Anschlussrate deutlich reduziert.....	73
Abbildung 30: Temperaturverläufe und Bezeichnungen für die Modellierung des geothermischen Gegenstrom-Wärmeübertragers. ....	75
Abbildung 31: Links: Plattenwärmeübertrager (1 Plattenpaket, 2 Stativplatte, 3 Zuganker, 4 Spannplatte, 5 Führungstange, 6 Stütze, 7 Träger) [37]	

Rechts: Platte mit Winkel-Wellen-Prägung, Winkel $\phi$ und zwei Strömungsformen [37].....	78
Abbildung 32: Regelung der Vorlauftemperatur mit einer Beimischschaltung inklusive der erforderlichen Armaturen (Regelarmatur und Abgleich- bzw. Regulierarmatur) [40]..	83
Abbildung 33: Veränderung des Summenvolumenstroms in Abhängigkeit der Parameter $a'$ , $b$ und $c$ [28].....	84
Abbildung 34: Systematische Aufteilung der verschiedenen Anlagenbereiche zur Berechnung der Druckverluste. Im Weiteren ist die die Aufteilung der verschiedenen Rohrabschnitte des Heizwerkes zur Berechnung der Druckverluste dargestellt (vgl. Anhang B).....	88
Abbildung 35: Vereinfachter, systematischer Aufbau des Fernwärmenetzes mit verschiedenen Abnehmerbereichen zur Berechnung des Druckverlustes.....	89
Abbildung 36: Kennlinien der Netzpumpen nach Bemessung in [68]. Dargestellt sind die Kennlinienfelder der parallelen Pumpen mit den verschiedenen Kennlinien zur Auslegung (z. B. Anlagenkennlinie) bzw. der Pumpencharakteristik (z. B. Wirkungsgradkennlinie). Die Wirkungsgradkennlinie wird zur Modellierung der Netzpumpen herangezogen.....	91
Abbildung 37: Kennlinien der Pumpe der Ergänzungsheizung nach Bemessung in [68]. Dargestellt sind die Kennlinienfelder der Pumpe mit den verschiedenen Kennlinien zur Auslegung (z. B. Anlagenkennlinie) bzw. der Pumpencharakteristik (z. B. Wirkungsgradkennlinie). Die Wirkungsgradkennlinie wird zur Modellierung der Pumpe der Ergänzungsheizung herangezogen. ....	92
Abbildung 38: Volumenanteil der Mischzone bei Einströmung über eine Beladetasse als Funktion über der idealen Richardson-Zahl. Experimentelle Ergebnisse aus Huhn [52] nach der Gradienten-Methode (grün), der 90/10 %-Methode (rot) sowie die Angabe zur ersten Näherung (schwarz). Die erste Näherung wird für das Modell zur Berechnung der Mischzonengröße herangezogen. Das Modell ist gültig für Richardson $> 4,1$ .....	95
Abbildung 39: Darstellung des Speichermodells mit der Modellierung der instationären Wärmeleitung im Speicher über finite Differenzen. Die Darstellung zeigt einen qualitativen Temperaturverlauf in exemplarisch dargestellten Schichten und verdeutlicht die zur Berechnung der instationären Wärmeleitung im Speicher verwendete Vorgehensweise.....	99
Abbildung 40: Vereinfachte Darstellung des Aufbaus von geothermischen Heizwerken nach aktueller Anlagenkonfiguration im Grundausbau. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption mit dem übergeordneten MSR-System. Die detaillierte Abbildung des übergeordneten MSR-Systems ist in Abbildung 41 dargestellt.....	103
Abbildung 41: Detaillierte Darstellung der Regelungslogik des übergeordneten MSR-Systems aus Abbildung 40 zur Veranschaulichung der Wechselwirkungen der verschiedenen Module für die Simulation des Basismodells.....	104
Abbildung 42 Optimierungsansatz hybride Speichereinbindung mit einer bivalenten Mehrkesselanlage in Serienschaltung mit eingebundenem thermischen Speicher nach Bichler [1], modifiziert. Dargestellt ist die hydraulische und regelungstechnische Konzeption mit dem übergeordneten MSR-System. Die detaillierte Abbildung des übergeordneten MSR-Systems ist in Abbildung 43 dargestellt.....	107

Abbildung 43: Detaillierte Darstellung der Regelungslogik des übergeordneten MSR-Systems aus Abbildung 42 zur Veranschaulichung der Wechselwirkungen der verschiedenen Module für die Simulation der hybriden Speichereinbindung. ....	108
Abbildung 44: Simulation des geothermischen Heizwerks im Auslegungsfall mit 200 kg/s im Fernwärmenetz. Gezeigt werden u. a. die wichtigsten Temperaturen und Massenströme in diesem Betriebspunkt, in dem die Tauchkreiselpumpe bereits mit maximaler Drehzahl betrieben wird, andere Komponenten jedoch noch Leistungsreserven aufweisen.....	113
Abbildung 45: Temperaturen im Heizwerk bei ansteigendem Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Dargestellt sind verschiedene Vor- und Rücklauftemperaturen vor und nach den relevanten Komponenten im Heizwerk.....	115
Abbildung 46: Massenströme der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell.....	115
Abbildung 47: Thermische Leistungen der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Bei der Zuschaltung der Ergänzungsheizung auf minimaler Leistung wird die geothermische Leistung verdrängt.....	116
Abbildung 48: Elektrische Leistungen der relevanten Komponenten im Heizwerk in Abhängigkeit vom Massenstrom im Fernwärmenetz für das Basismodell. Die elektrische Gesamtleistung setzt sich aus der elektrischen Leistung der Tauchkreiselpumpe, der Netzpumpen und dem sonstigen elektrischen Aufwand (z.B. Kühlung, Lüftung, Büro) zusammen.....	117
Abbildung 49: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im niedrigen Lastfall..... Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Bei gleicher Betriebsweise erreicht die Simulation zu den Messwerten eine gute Übereinstimmung.....	118
Abbildung 50: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.....	120
Abbildung 51: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwertdaten im Monat März. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.....	123
Abbildung 52: Monatliche Energieumsätze der Jahressimulation und prozentuale Abweichung im Vergleich zu den Messwerten.....	125
Abbildung 53: Sensitivität der Energieanteile, der CO <sub>2</sub> -Emissionen und der Energiekosten bei Variation des K <sub>s</sub> -Wertes für das Basismodell. ....	127
Abbildung 54: Sensitivität der Energieanteile, der CO <sub>2</sub> -Emissionen und der Energiekosten bei Variation des maximalen Massenstromes über die geothermischen Wärmeübertrager für das Basismodell. ....	128
Abbildung 55: Ergebnis der absoluten Energiewerte der optimierten Jahressimulation und der Simulation des Basismodell (vgl. Abbildung 52). ....	129
Abbildung 56: Validierung des Speichermodells anhand der experimentellen Ergebnisse einer Speicherbeladung mit warmen Wasser (von oben) aus Zachár et al. in [51]. Kreuze: Experimentelle Messungen von Zachár et al; Schwarzer Temperaturverlauf: Simulationsergebnisse aus [51]; Roter Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit Randbedingungen nach [51]; Grüner Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit skalierten Randbedingungen in der Geothermie.....	130

Abbildung 57: Validierung des Speichermodells anhand der experimentellen Ergebnisse einer Speicherbeladung mit kaltem Wasser (von unten) aus Zachár et al. in [51]. Kreuze: Experimentelle Messungen von Zachár et al; Schwarzer Temperaturverlauf: Simulationsergebnisse aus [51]; Roter Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit Randbedingungen nach [51]; Grüner Temperaturverlauf: Eigene Simulation mit skalierten Randbedingungen in der Geothermie.....	131
Abbildung 58: Simulationsergebnisse der hybriden Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk.....	133
Abbildung 59: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines technischen Speichers. Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der Einbindung eines technischen Speichers gezeigt.....	135
Abbildung 60: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines technischen Speichers. Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der parallelen Speichereinbindung gezeigt.....	136
Abbildung 61: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines technischen Speichers. Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der seriellen Speichereinbindung gezeigt.....	137
Abbildung 62: Momentanwerte der relevanten Massenströme bei der Einbindung eines technischen Speichers. Die Abbildung zeigt zum Vergleich den Massenstrom über die geothermischen Wärmeübertrager (hellblau) sowie den Massenstrom über die Ergänzungsheizung (gelb) des Basismodells. Des Weiteren werden die Massenströme (Thermalwasser (rot), Wärmeübertrager (blau), Speicherladung (über die Ergänzungsheizung; violett), Fernwärmenetz und der aus dem Bereich der Ergänzungsheizung bzw. dem Speicher zum Hauptvorlauf zugeführte Massenstrom (orange)) zur Simulation mit der hybriden Speichereinbindung gezeigt.....	138
Abbildung 63: Sensitivität der Energie Geothermie, der Energie Ergänzungsheizung, der elektrischen Energie gesamt, der CO <sub>2</sub> -Emissionen und der Energiekosten bei	

Variation der Vorlauftemperatur der Ergänzungsheizung mit der hybriden Speichereinbindung bei einem 100 m <sup>3</sup> großem Speicher.....	142
Abbildung 64: Dargestellt ist die Veränderung der Energieanteile für die verschiedenen Wärmeerzeuger sowie der elektrische Energiebedarf. Als Basis des Vergleichs mit den verschiedenen Konzepten mit 100 m <sup>3</sup> Wärmespeicher wird das optimierte Basismodell herangezogen. Im Vergleich ist zu sehen, dass mit allen Konzepten Einsparungen bei der Ergänzungsheizung erreicht werden können, jedoch die hybride Speichereinbindung die höchsten Einsparungen erzielt.....	143
Abbildung 65: Vergleich der Reduktionen der CO <sub>2</sub> -Emissionen der verschiedenen hydraulischen Konzeptionen bei einer Betriebsoptimierung in Abhängigkeit der Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Reduktion der CO <sub>2</sub> -Emissionen im Betrieb erreicht werden kann.....	145
Abbildung 66: Vergleich der finanziellen Einsparungen mit den verschiedenen hydraulischen Konzeptionen bei einer Betriebsoptimierung in Abhängigkeit der Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Einsparung bei der Betriebsoptimierung erreicht werden kann.....	146
Abbildung 67: Ertragsentwicklung der verschiedenen Konzepte bei einer Betriebsoptimierung mit ausgewählten Speichergrößen. Während mit den mit den weiteren Konzepten erst nach über 10 Jahren eine Amortisation erreicht werden kann liegt die Amortisationszeit bei der hybriden Speichereinbindung bei unter 5 Jahren.....	146
Abbildung 68: Reduktionen der CO <sub>2</sub> -Emissionen im Betrieb mit den hydraulischen Konzeptionen als Grundkonzept für Neuanalgen in Abhängigkeit der Speichergröße im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Reduktion der CO <sub>2</sub> -Emissionen im Betrieb erreicht werden kann.....	148
Abbildung 69: Finanzielle Einsparungen im Betrachtungszeitraum von 20 Jahren mit den hydraulischen Konzeptionen als Grundkonzept in Abhängigkeit der Speichergröße. Es zeigt sich, dass mit der hybriden Speichereinbindung die deutlichste Einsparung bei der Betriebsoptimierung erreicht werden kann.....	148
Abbildung 70: Ertragsentwicklung der verschiedenen Konzepte als Grundkonzept mit ausgewählten Speichergrößen. Während mit der Einbindung eines technischen Speichers erst nach 12 Jahren in beiden Szenarien eine Amortisation erreicht werden kann liegt die Amortisationszeit bei der hybriden Speichereinbindung bei unter 8 Jahren.....	149
Abbildung 71: Honorare für Grundleistungen der Technischen Ausrüstung nach Zone 3 „von“ nach HOAI [79].....	175
Abbildung 72: Anteile der Kosten bei den verschiedenen hydraulischen Konzepten mit einem 100 m <sup>3</sup> großen Wärmespeicher. Die Darstellung zeigt deutlich, dass bei der hybriden Speichereinbindung die zusätzlichen Kosten für die Armaturen (Regelventile, Absperrventile, Druckregelventil mit Sicherheitsfunktion) einen hohen Anteil der Gesamtkosten einnehmen. Insgesamt gesehen sind die Speicherkosten bei dem 100 m <sup>3</sup> großen Speicher der hybriden Einbindung am höchsten.....	175
Abbildung 73: Gesamte Investitionskosten für verschiedene Speichergrößen inklusive der zugehörigen Kosten für Wartung, Planung, Armaturen, Rohrinstallation, Speicher und sonstiges (z.B. Fundament) in Abhängigkeit des hydraulischen Konzepts.....	176

Abbildung 74: Widerstandsbeiwerte $\zeta$ von Rohrleitungsteilen aus [26] für verschiedene Formstücke.....	177
Abbildung 75: Widerstandsbeiwerte $\zeta$ von Armaturen aus [26]. .....	178
Abbildung 76: Wärmeleitwiderstand $R_f$ in $[m^2K/W]$ von Wasser und organischen Stoffen nach Wagner [80].....	179
Abbildung 77: Darstellung des Schnittes (oben) sowie Bemessungsdiagramm (unten) für 2- und 3-Weg-Hubventile des Herstellers Belimo [67]. .....	181
Abbildung 78: Wirtschaftliche Rohrdimensionierung in Abhängigkeit des Massenstromes nach Isoplus [63].....	182
Abbildung 79: Auswertung der Simulationsergebnisse der Einbindung eines technischen Speichers im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Während in Abbildung 58 der Speicher auch aktiv geladen wird kann in der Einbindung eines technischen Speichers der Speicher nur über die Ergänzungsheizung beladen werden. Die serielle Entladung zum Hauptvorlauf bewirkt bei der Speicherentladung hohe Massenströme – dementsprechend ergeben sich nur kurze Entladezeiten.....	183
Abbildung 80: Auswertung der Simulationsergebnisse der parallelen Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Der Speicher wird aktiv geladen. Die hohen Temperaturen der Ergänzungsheizung führen zu geringen Massenströmen in den Speicher bei der Beladung. Der Speicher wird an diesem Tag (vgl. Abbildung 58) nur am Ende zur Substitution der Ergänzungsheizung genutzt.....	184
Abbildung 81: Auswertung der Simulationsergebnisse der seriellen Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Der Speicher wird aktiv geladen. Bei der Beladung des Speichers werden nur geringe Massenströme in den Speicher geführt. Der Speicher wird an diesem Tag (vgl. Abbildung 58) dreimal zur Ausspeicherung genutzt.....	185
Abbildung 82: Verschiedene Simulationswerte der Jahressimulation der parallelen (oben) und hybriden (unten) Speichereinbindung. Die Abbildung zeigt die thermischen Leistungen im Heizwerk (Geothermie, Fernwärme) sowie die Leistung des Wärmespeichers (rot) im Jahresgang. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Insgesamt wird deutlich, dass der Wärmespeicher im Regelfall in der Übergangszeit, nicht aber bei maximalen Leistungen des Heizwerks zum Einsatz kommt. Die hybride Speichereinbindung zeigt im Vergleich zur parallelen Speichereinbindung eine häufigere Nutzung des Speichers.....	186

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Temperaturanforderungen verschiedener Anlagensysteme für die Beheizung von Gebäuden und die Trinkwarmwasserbereitung sowie die daraus abgeleitete, geforderte Fernwärme-Vorlauftemperatur an der Hausübergabestation. Gezeigt werden die Temperaturen für verschiedene Anlagensysteme bei einer angenommenen Temperaturabsenkung im Vorlauf bei der Wärmeübertragung von 3 K.....	25
Tabelle 2: Die Tabelle zeigt die wesentlichen Anforderungen an die Hydraulik geothermischer Heizwerke. Eine Kategorisierung der Anforderungen erfolgt dabei nach VDI 2073 in Festanforderungen und Grenzforderungen. Während die Festanforderungen mit der aktuellen Anlagenkonzeption erfüllt werden können zeigen die Grenzforderungen auch nicht erfüllte Anforderungen. ....	34
Tabelle 3: Eignung der Typen von Be- und Entladesystemen für die Beladung eines Wärmespeichers bei unterschiedlichen Randbedingungen nach Lohse et al. [50] (modifiziert). Dabei wird unterschieden zwischen unterschiedlichen Beladehöhen sowie unterschiedlichen Randbedingungen (Volumenstrom bzw. Temperatur) bei der Beladung.....	67
Tabelle 4: Übersicht über verschiedene Temperaturvorgaben für die Simulation. Weiter werden die Möglichkeiten der Zuschaltung des Verteilventils sowie die Schrittweite zur iterativen Berechnung der Massenströme zur Temperaturregelung gezeigt.....	74
Tabelle 5: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation der geothermischen Wärmeübertrager.....	79
Tabelle 6: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation der Ergänzungsheizung.....	82
Tabelle 7: Nusselt-Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs für die Wärmeverluste des Wärmespeichers nach VDI-Wärmeatlas [37]. Je nach Anwendungsfall werden verschiedene Nusselt-Korrelationen angesetzt.....	100
Tabelle 8: Verschiedene technische Randbedingungen für die Simulation des Wärmespeichers .....	102
Tabelle 9: Spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktoren ausgewählter Energieträger.....	173
Tabelle 10: Spezifische Energiekosten ausgewählter für die Energieträger Heizöl (EL) und Strommix Deutschland nach [75], [78]. Die spezifischen Werte wurden für Heizöl (EL) über den Zeitraum von 2006 bis 2015 und für den Strommix Deutschland über den Zeitraum 2013 – 2015 als Mittelwerte ermittelt.....	174
Tabelle 11: Zinsfaktoren, Betrachtungszeitraum, sonstige Vorgaben für die wirtschaftliche Bewertung der hydraulischen Konzeptionen.....	174
Tabelle 12: Randbedingungen für die Simulation der Fördereinrichtung. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte.....	179
Tabelle 13: Randbedingungen für die Simulation des Heizwerkes. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte.....	180

Tabelle 14: Randbedingungen für die Simulation des Fernwärmenetzes. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Leistungsanteile, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte. .... 182

## Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Dimension
A	Fläche	m <sup>2</sup>
a	Temperaturleitfähigkeit	m <sup>2</sup> /s
a <sub>v</sub>	Ventilautorität	-
b	Einfluss der Ventilautorität	-
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl	-
c <sub>p</sub>	Spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck)	-
c	Abgleich der Bypassstrecke	J/kg/K
D, h	Durchmesser	m
F	Kraft	N
Gr	Grashof-Zahl	-
g	Fallbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
H, h	Höhe	m
I	Elektrischer Strom	A
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> /K
k <sub>v</sub>	k <sub>v</sub> -Wert	m <sup>3</sup> /h
L, l	Charakteristische Länge, Länge	m
m	Masse	kg
Nu	Nusselt-Zahl	-
P <sub>el</sub>	Elektrische Leistung	W
Pr	Prandl-Zahl	-
p	Druck	Pa
Q	Thermische Energie	J
R	Wärmeleitwiderstand	m <sup>2</sup> K/W
Ra	Rayleigh-Zahl	-
Re	Reynolds-Zahl	-
Ri	Richardson-Zahl	-
S	Entropie, Formfaktor	J/K, -
s	Schichtdicke	m
T	Absolute Temperatur	K
t	Zeit	s
V	Volumen	m <sup>3</sup>
W	Elektrische Arbeit	J
$\dot{W}$	Wärmekapazitätsstrom	K/kg/s
w	Geschwindigkeit	m/s
X	Wellenzahl	-
a'	Verhältnis mengenkonstanter zu mengenvariabler Druckverlust	-
â	Wellenprägung der Platten des Wärmeübertragers	m
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> /K
β	Volumenausdehnungskoeffizient	K <sup>-1</sup>
ε	Rauigkeit des Rohres, Wirkungsgrad des Wärmeübertragers	m, -
ξ	Druckverlustbeiwert	-
λ	Wärmeleitfähigkeit, Rohrreibungszahl	W/m/K, -
Δ	Differenz	-
Λ	Wellenlänge der Platten des Wärmeübertragers	m

## Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Dimension
$\rho$	Dichte	$\text{kg/m}^3$
$\eta$	Dynamische Viskosität	Pas
$\varphi$	Prägewinkel der Platten des Wärmeübertragers	°
$\vartheta$	Temperatur	°C
$\Phi$	Flächenvergrößerungsfaktor	m
$\gamma$	Kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\psi$	Mischzone	-
$\zeta$	Druckverlustbeiwert Zeta	-

## Abkürzungen und Indizes

Zeichen	Bezeichnung
A	Ausgasung
a	Außen, Rohrabstand
amp	Amplitude
BHKW	Blockheizkraftwerk
BWS	Betriebswasserspiegel
DRV	Druckregelventil
E	Erdreich
EH	Ergänzungsheizung
EHP	Pumpe Ergänzungsheizung
EIN	Eintritt
end	Endenergie
EO	Erdreich-Oberfläche
el	elektrisch
FB	Förderbohrung
Feu	Feuerung
FEZ	Fördereffizienz
f	End
GT	Geothermie
geo	geodätisch
gr	Groß
HAST	Hausanschlussstation
H/D	Höhen-/ Durchmesser-Verhältnis
HW	Heizwerk
ISO	Isolierung
i	Innen
K	Kessel
KP	Kreiselpumpe
kl	Klein
LMTD	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
LZ	Laufzeit
MV	Mischventil
MZ	Mischzone
m	Medium
min	Minimal
NSP	Netzspeicher
NTU	Number of Transfer Units
RB	Reinjektionsbohrung
RL	Rücklauf
Sp	Speicher
SW	Schrittweite
son	Sonstige
TDH	Total Dynamic Head
Th	Thermal

## Abkürzungen und Indizes

Zeichen	Bezeichnung
TKP	Tauchkreispumpe
Ü	Übertage
WÜT	Wärmeübertrager
WS	Wetterschutz
w	Wand
zu	Zugeführt
$f$	Fouling
$\tau$	Tau (Reibungskraft)
$\infty$	Unendlich, Umgebung



## Anhang

### A. Grundlagen zur Bewertung der verschiedenen Konzeptionen

#### 1. Definition der Bewertungskriterien

Der Untersuchungsrahmen für die betriebliche Analyse mit Kenngrößen umfasst im Wesentlichen den Energie- bzw. Ressourcenverbrauch im Betrieb der Anlagen auf Jahresbasis. Aufwände für die Erstellung der Fördereinrichtung, der obertägigen Anlagenperipherie des Versorgungsunternehmens sowie der Hausanschlussstationen und Kundenanlagen werden hierbei nicht betrachtet. In der genannten Betrachtungskette werden alle im Betrieb zu- und abgeführten Energieströme bilanziert.

Im Bereich der Fördereinrichtung wird der Tauchkreislumpumpe elektrische Energie für die Förderung des Thermalwassers aus dem Reservoir bzw. die Reinjektion zugeführt. Bei der Energiebereitstellung im Heizwerk werden am Wärmeübertrager und über die Ergänzungsheizung thermische Energien zugeführt. Für den Betrieb der Netzpumpen ist elektrische Energie erforderlich. Weitere elektrische Energie ist für den Betrieb von Lüftungsanlagen, Bürobetrieb, etc. erforderlich. Im Bereich der Energieverteilung beeinflussen die Netzverluste als nicht nutzbare thermische Energie die Bilanz. Grundsätzlich stellt der tatsächliche Nutzen in der Bilanz die dem Kunden verkaufte Energiemenge an den Hausanschlussstationen dar. Da jedoch im Rahmen dieser Arbeit das Fernwärmenetz nicht mitbetrachtet wird, stellt der Heizwerkausgang in das Fernwärmenetz die Bilanzgrenze dar.

Für die Erstellung der Kenngrößen werden die Energieströme je nach Energieform mit speziellen Faktoren gewichtet. Jahresmittelwerte für veränderliche Faktoren wie z. B. Energiekosten oder CO<sub>2</sub>-Emissionen werden nach Angaben öffentlicher Stellen (z. B. Statistisches Bundesamt [75], Umweltbundesamt [76]) ermittelt. Nachfolgend werden die Bewertungskriterien erläutert, und die wichtigsten Grundlagen sowie Einflussfaktoren diskutiert.

#### CO<sub>2</sub>-Emissionen (CO<sub>2</sub>)

Die Berechnung der CO<sub>2</sub>-Emissionen wird herangezogen, um den anthropogenen Beitrag zum Klimawandel zu verdeutlichen. Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) ist ein farb- und geruchloses Gas, das natürlicher Bestandteil der Atmosphäre ist und entsteht als unerwünschtes Nebenprodukt bei der Energieumwandlung (Verbrennung kohlenstoffhaltiger Brennstoffe). Kohlendioxid gilt als das wichtigste unter den klimarelevanten atmosphärischen Spurengasen. 2014 kommt es in der Atmosphäre in einer mittleren Konzentration von 399 ppm (global) vor [77].

Tabelle 9: Spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktoren  $f_{CO_2}$  ausgewählter Energieträger.

Energieträger	CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktor $f_{CO_2}$ in [kg/MWh]
Heizöl (EL)	0,312 [26]
Strommix Deutschland	0,558 <sup>2</sup> [76]

<sup>1</sup>Mittelwert der Jahre 2013 – 2015

<sup>2</sup>vorläufige Angaben für 2014; erste Schätzungen für 2015; (Strommix inklusiver fossiler, nuklearer und erneuerbarer Energieträger)

Die CO<sub>2</sub>-Emissionen verschiedener Energieträger können über spezifische Faktoren aus dem Computerprogramm GEMIS berechnet werden. Für die in dieser Arbeit analysierten CO<sub>2</sub>-Emissionen im Betrieb sind jedoch nur die direkt in der zugeführten Energieform enthaltenen Emissionen relevant. Deshalb kann an dieser Stelle auf gängige Literatur wie z. B. Recknagel et al. [26] zurückgegriffen werden. Tabelle 9 gibt einen Überblick über die verwendeten CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktoren für die beiden Energieträger Heizöl  $f_{CO_2,EH}$  und elektrische Energie  $f_{CO_2,eI}$ . Für den Strommix Deutschland wurde der Mittelwert der Jahre 2013 – 2015 angesetzt. Das regenerative Szenario in Kapitel 6.3 bzw. Kapitel 6.4 wird mit  $f_{CO_2,eI} = 0$  berechnet.

$$CO_2 = \frac{Q_{EH}}{\eta_{EH}} \times f_{CO_2,EH} + W_{el,HW,f} \times f_{CO_2,eI} \quad (100)$$

$$Q_{HW,f}$$

Hierbei ist  $Q_{EH}$  die Nutzenergie der Ergänzungsheizung,  $\eta_{EH}$  der Gesamtwirkungsgrad der Ergänzungsheizung,  $W_{el,HW,f}$  der gesamte elektrische Energieverbrauch des Heizwerkes und  $Q_{HW,f}$  die in das Fernwärmenetz eingespeiste Energie. Die komponentenbezogenen Energiemengen werden mit den jeweiligen spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen (bezogen auf den Brennwert) gewichtet. Hierbei sind die jeweiligen Energieanteile mit den zugehörigen CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktoren nach Art der eingesetzten Energie zu multiplizieren.

### Energiekosten (EK)

Die Kennzahl Energiekosten wird genutzt, um eine Aussage über den ökonomischen Betrieb der geothermischen Anlagen zu tätigen. Zur Bestimmung der Energiekosten werden die Messwerte der relevanten Zähler für die elektrische Energie  $W_{el,HW,f}$  (Tauchkreiselpumpe, Netzpumpen, sonstiges) und die thermische Endenergie der Ergänzungsheizung ( $Q_{EH,f}/\eta_{EH}$ ) separat aufsummiert und mit dem bezahlten, spezifischen Preis für den jeweiligen Energieträger (z. B.  $f_{K,EH}$ ,  $f_{K,Strom}$ ) im Betrachtungszeitraum multipliziert. Das Ergebnis wird durch die vom Heizwerk in das Fernwärmenetz abgegebene Energie  $Q_{HW,f}$  dividiert. Um die variablen Energiekosten unabhängig zu individuellen Preisvorteilen verschiedener Standorte zu bestimmen, werden die Energiepreise über das Statistische Bundesamt [75] ermittelt.

$$EK = \frac{\frac{Q_{EH,f}}{\eta_{EH}} \times f_{K,EH} + W_{el,HW,f} \times f_{K,Strom}}{Q_{HW,f}} \quad (101)$$

Tabelle 10 zeigt die für die Bestimmung der variablen Energiekosten verwendeten spezifischen Kosten. Es wird dabei zwischen Energiekosten für die Industrie und Energiekosten für private

Haushalte unterschieden. Für die Berechnungen der Kosten eines Heizwerkes werden die Industriepreise angesetzt.

**Tabelle 10: Spezifische Energiekosten  $f_K$  für die Energieträger Heizöl (EL) und Strommix Deutschland nach [75], [78]. Die spezifischen Werte wurden für Heizöl (EL) über den Zeitraum von 2006 bis 2015 und für den Strommix Deutschland über den Zeitraum 2013 – 2015 als Mittelwerte ermittelt.**

Energieträger	Spez. Energiekosten $f_K$ Industrie in [€/MWh]	Spez. Energiekosten $f_K$ priv. Haushalte in [€/MWh]
Heizöl (EL)	55,43	65,96 <sup>1</sup>
Strommix Deutschland	131,15	294,87

<sup>1</sup>Bruttopreise nach Angaben in [75]

## 2. Randbedingungen für die Bewertung der hydraulischen Konzeptionen

Über nachfolgende Gleichung (75) kann der Kapitalwert KW errechnet werden.

$$KW = \sum_{t=0}^{t_N} \frac{e_t - a_t}{(1+i)^t} + \frac{L_{t_N}}{(1+i)^{t_N}} - I_0 \quad (102)$$

Hierbei ist  $t_N$  die Nutzungsdauer bzw. der Betrachtungszeitraum,  $e_t$  die Einzahlung zum jeweiligen Zeitpunkt  $t$ ,  $a_t$  die Auszahlung zum jeweiligen Zeitpunkt  $t$ ,  $i$  der Diskontierungszinssatz und  $I_0$  die Investitionssumme. Nachfolgende Tabelle 11 zeigt die für die Bewertung angesetzten Randbedingungen.

**Tabelle 11: Zinsfaktoren, Betrachtungszeitraum, sonstige Vorgaben für die wirtschaftliche Bewertung der hydraulischen Konzeptionen**

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Betrachtungszeitraum:	$t_N$	20	a
Diskontierungszinssatz:	$i$	2	%
Preissteigerung Wärme (Heizöl), unteres Szenario:	$r_w$	2	%
Preissteigerung Wärme (Heizöl), oberes Szenario:	$r_w$	7	%
Preissteigerung Strom, unteres Szenario:	$r_s$	5	%
Preissteigerung Strom, oberes Szenario:	$r_s$	7	%
Preissteigerung für Wartung und Instandhaltung, unteres Szenario:	$r_l$	2	%
Preissteigerung für Wartung und Instandhaltung, oberes Szenario:	$r_l$	5	5

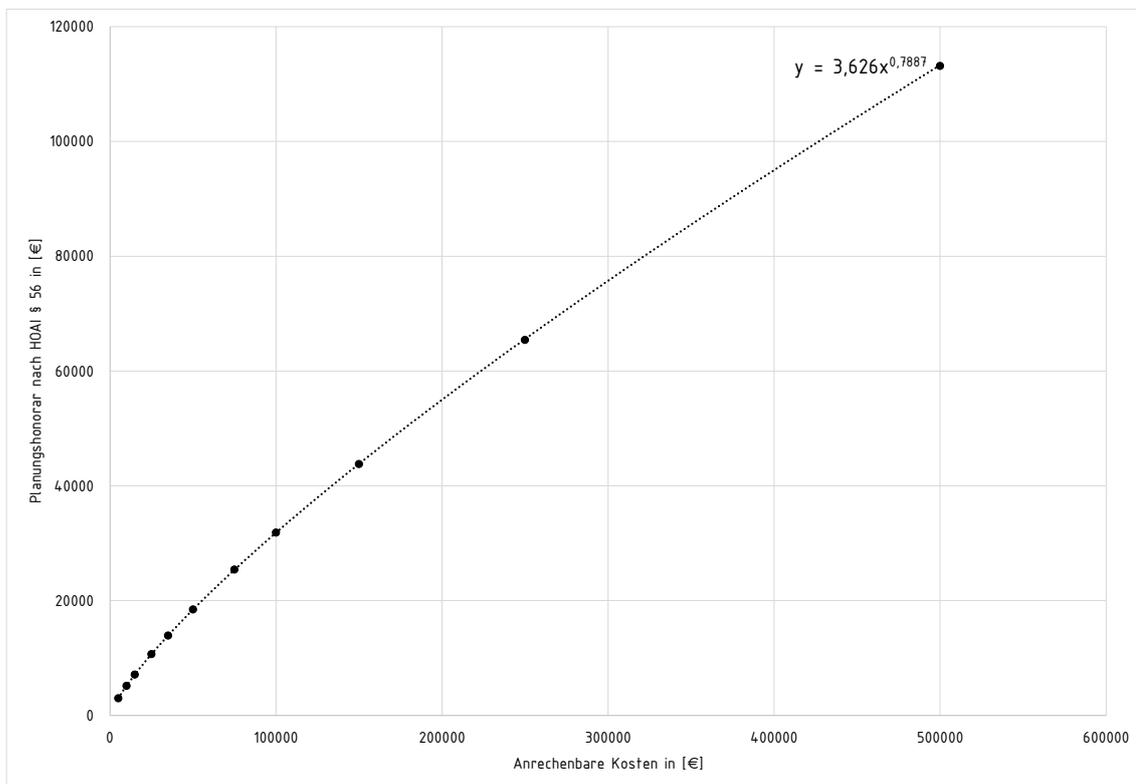


Abbildung 71: Honorare für Grundleistungen der technischen Ausrüstung nach Zone 3 „von“ nach HOAI [79].

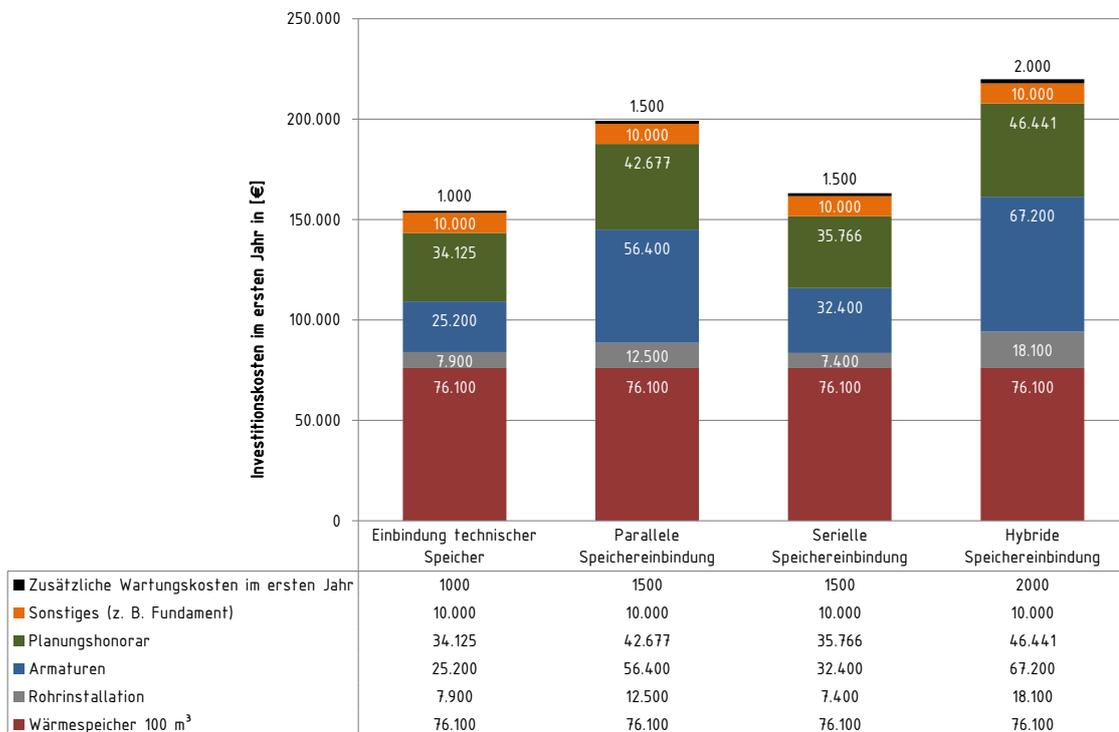
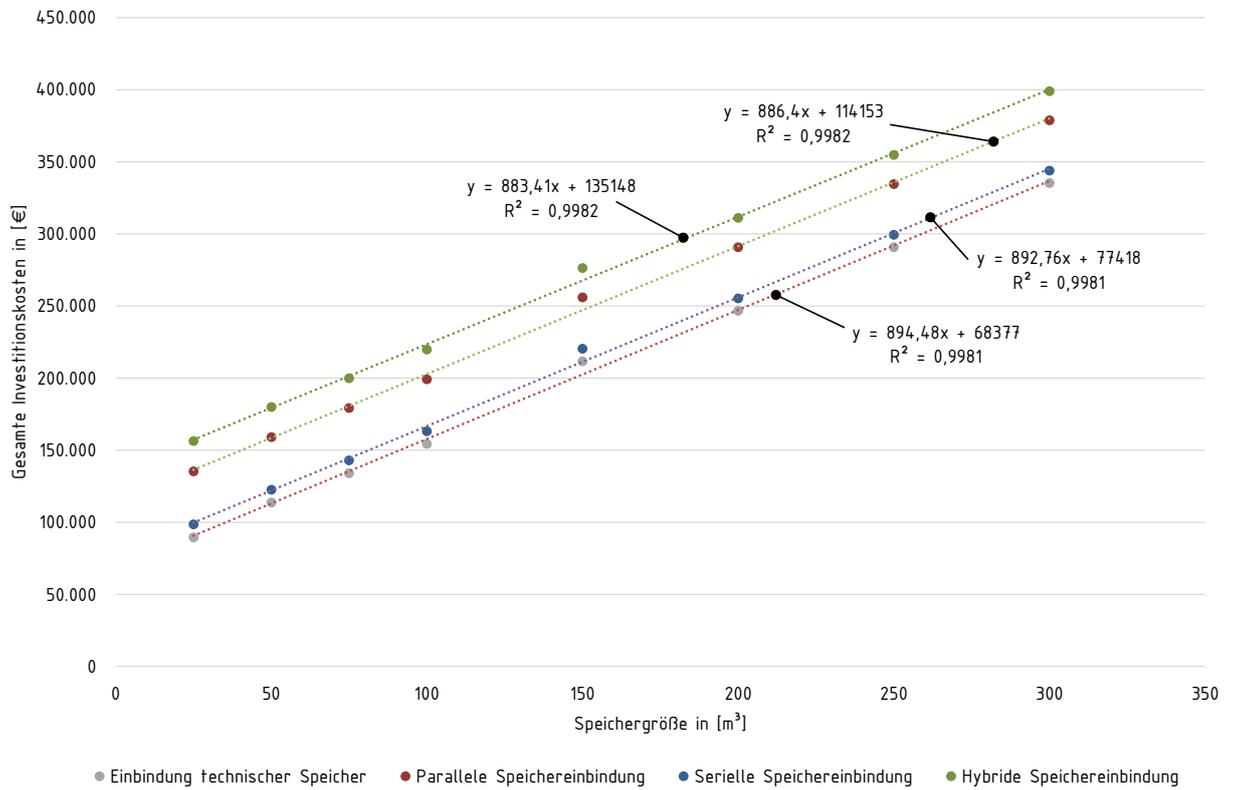


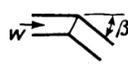
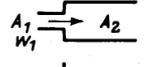
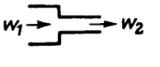
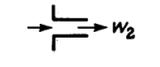
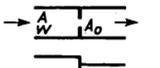
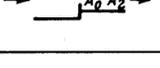
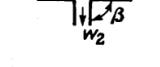
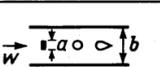
Abbildung 72: Anteile der Kosten bei den verschiedenen hydraulischen Konzepten mit einem 100 m<sup>3</sup> großen Wärmespeicher. Die Darstellung zeigt deutlich, dass bei der hybriden Speichereinbindung die zusätzlichen Kosten für die Armaturen (Regelventile, Absperrventile, Druckregelventil mit Sicherheitsfunktion) einen hohen Anteil der Gesamtkosten einnehmen. Insgesamt gesehen sind die Speicherkosten bei dem 100 m<sup>3</sup> großen Speicher der hybriden Einbindung am höchsten.



**Abbildung 73:** Gesamte Investitionskosten für verschiedene Speichergrößen inklusive der zugehörigen Kosten für Wartung, Planung, Armaturen, Rohrinstallation, Speicher und sonstiges (z.B. Fundament) in Abhängigkeit des hydraulischen Konzepts.

## B. Berechnungsgrundlagen

3. Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  von Rohrleitungsteilen und Armaturen

Teil	Darstellung	Widerstandsbeiwert $\zeta_u$	Druckverlust $\Delta p$ in N/m <sup>2</sup>
<b>Bogen</b> 90° glatt $r/d = 0,5$ 1,0 2,0 3,0		1,0 0,35 0,20 0,15	(Umlenkverlust) $\Delta p = \zeta_u \cdot \frac{\rho}{2} w^2$
<b>Knie</b> $\beta = 90^\circ$ 60° 45°		1,3 0,8 0,4	$\Delta p = \zeta_u \frac{\rho}{2} w^2$
<b>Erweiterung, rund</b> stetig $\beta = 10^\circ$ (in einem 20° langen 30° Rohr) 40°		$A_1/A_2 = 0,5$ 0,25 $\zeta_1^{(2)}$ = 0,12 0,24 0,17 0,37 0,21 0,46 0,27 0,60	$\Delta p = \zeta_1 \frac{\rho}{2} w_1^2$
plötzlich (Borda-Carnot)		$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$	$\Delta p = \zeta_1 \frac{\rho}{2} w_1^2$
Ausströmung		$\zeta_1 = 1,0$	$\Delta p = \frac{\rho}{2} w_1^2$
<b>Verengung, stetig</b> $\beta = 20 \dots 90^\circ$		$A_2/A_1 = 0,2$ $\zeta_2 = 0,08$ 0,4 0,08 0,6 0,06 0,8 0,02	$\Delta p = \zeta_2 \frac{\rho}{2} w_2^2$
plötzlich		$\zeta_2 = \frac{(1/\alpha - 1)^2}{(1 - A_2/A_1)}$	$\Delta p = \zeta_2 \frac{\rho}{2} w_2^2$ Kante: scharf <sup>3)</sup> $\alpha = 0,59$ gebrochen $\alpha = 0,75$ gerundet $\alpha = 0,90$ düsenförmig $\alpha = 0,99$
Einströmung		$\zeta_2 = (1/\alpha - 1)^2$	
<b>Blende, scharfkantig</b>		$\zeta = \left(\frac{A}{\alpha A_0} - 1\right)^2$	$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} w^2$
		$\zeta_2 = \left(\frac{A_2}{\alpha A_0} - 1\right)^2$	$\Delta p = \zeta_2 \frac{\rho}{2} w^2$
<b>Abzweigung, scharfkantig</b> $w_2/w_1 = 0,5$ 1,0 2,0 3,0		$\beta = 90^\circ$ 60° 45° 4,5 3,1 2,0 1,5 0,77 0,43 0,74 0,47 0,45 0,62 0,58 0,54	$\Delta p = \zeta_2 \cdot \frac{\rho}{2} w_2^2$
<b>Querwiderstand</b> $a/b = 0,10$ 0,25 0,50		■ ○ 0,7 0,2 0,07 1,4 0,55 0,23 4,0 2,0 0,9	$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} w^2$

1) Rietschel-Raiss 1970. – Eck: Technische Strömungslehre Bd.1. 1978. Bd.2. 1981. – Richter, H.: Rohrhydraulik 1962. – Stradtman: Stahlrohr-Handbuch 1982. – Idel'chik-Handbuch 1966. – Gersten, K.: Einführung in die Strömungsmechanik 1974. – Kalide, W.: Techn. Strömungslehre 1976 u. FLT-Handbuch 1988.

2) einschl. Rohrreibung ( $\lambda = 0,02$ ); turbulentes Zuströmprofil.

3) Glück, B.: Druckverluste, VEB-Verlag, Berlin 1988.

Abbildung 74: Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  von Rohrleitungsteilen aus [26] für verschiedene Formstücke.

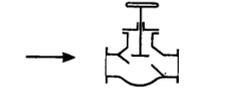
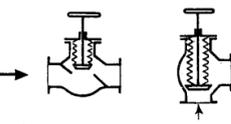
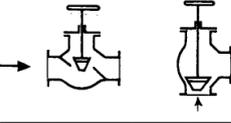
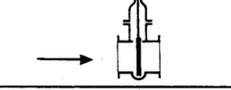
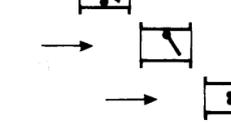
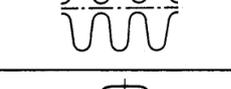
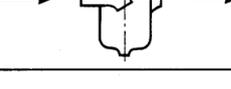
Teil	Bild	$\zeta_u$ -Wert bei DN			
		25	50	100	200 mm
<b>Kugelhahn</b>		0	0	0	0
<b>Absperrklappe</b>		–	0,8 ⋮ 1,5	0,27 ⋮ 0,4	0,15 ⋮ 0,3
<b>Absperrventile</b> Normalventil		5,9	3,7	4,9	5,5
mit Faltenbalg und Standardkegel Durchgang Eckventil		5,7 4,5	4,9 4,5	5,5 4,5	5,8 6,0
mit Faltenbalg und Drosselkegel Durchgang Eckventil		13 12	11 10	19 18	12 11
<b>Schieber</b> ohne Leitrohr mit Leitrohr			0,2 0,1	0,30 0,15	
<b>Rückschlagklappe</b> Gummi Metall – 1 Flügel Metall – 2 Flügel		– – –	7,0 3,2 –	5,5 3,2 1,5	3,2 3,1 1,3
<b>Rückschlagventil</b> waagrecht senkrecht		10,5 3,7	10,3 3,4	8,0 –	5,0 –
<b>Hahn</b>		1,0	–	–	–
<b>Lyrabogen</b> glatt gefaltet		– –	0,75 1,5	0,75 1,5	0,75 1,5
<b>Wellrohrausgleicher</b> je Welle		–	0,2	0,2	0,2
<b>Wasserabscheider</b> Eintritt normal Eintritt tangential		– –	3,0 5...8	3,0 5...8	3,0 5...8

Abbildung 75: Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  von Armaturen aus [26].

## 4. Randbedingungen zur Berechnung des Wärmeübertragers

Wasser bei Wandtemperatur bei Wassertemperatur  bei Stromgeschwindigkeit	bis 120 °C unter 50 °C		120... 200 °C über 30 °C	
	unter 1 m/s	über 1 m/s	unter 1 m/s	über 1 m/s
Meerwasser	$1/10000$	$1/10000$	$1/5000$	$1/5000$
aufbereitetes Kesselspeisewasser	$1/10000$	$1/10000$	$1/2500$	$1/5000$
aufbereitetes Wasser für Kühltürme	$1/5000$	$1/5000$	$1/2500$	$1/2500$
Trinkwasser, Quellwasser, Wasser großer Seen	$1/5000$	$1/5000$	$1/2500$	$1/2500$
sauberes Flusswasser	$1/2500$	$1/5000$	$1/1600$	$1/2500$
Wasser schmutzhaltiger Flüsse	$1/1600$	$1/2500$	$1/1200$	$1/1600$
hartes Wasser	$1/1600$	$1/1600$	$1/1000$	$1/1000$
Abwasser	$1/600$	$1/800$	$1/500$	$1/600$
<b>Organische Stoffe</b>				
organische Dämpfe, Benzin			$1/10000$	
organische Flüssigkeiten, flüssiges Kältemittel, Sole			$1/5000$	
Gasol, Schmieröl, Kältemitteldämpfe, staubhaltige Luft			$1/2500$	
pflanzliche Öle			$1/1600$	
flüssiges Naphthalin, Härteöl			$1/1200$	
Heizöl			$1/1000$	
Koksofengas, Leuchtgas			$1/500$	

Abbildung 76: Wärmeleitwiderstand  $R_f$  in  $[m^2K/W]$  von Wasser und organischen Stoffen nach Wagner [80]

## 5. Randbedingungen für die Simulation der Fördereinrichtung

Tabelle 12: Randbedingungen für die Simulation der Fördereinrichtung. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Länge des 1. Abschnittes:	$L_{FB,1}$	1500	m
Länge des 2. Abschnittes:	$L_{FB,2}$	650	m
Länge des 3. Abschnittes:	$L_{FB,3}$	650	m
Länge des Übertageteils:	$L_{\bar{U}}$	100	m
Dimension des 1. Abschnittes:	DN	250	-
Dimension des 2. Abschnittes:	DN	200	-
Dimension des 3. Abschnittes:	DN	150	-
Dimension des Übertageteils:	DN	250	-
Summe der Zeta-Werte des 1. Abschnittes		0	-
Summe der Zeta-Werte des 2. Abschnittes		0	-
Summe der Zeta-Werte des 3. Abschnittes		0	-
Summe der Zeta-Werte des Übertageteils		10,95	
Wandrauigkeit der Unter- und Übertagerohre	k	0,02	mm
Ausgasungsdruck	$dp_{A,min}$	7	bar

## 6. Randbedingungen für die Simulation des Heizwerkes

Tabelle 13: Randbedingungen für die Simulation des Heizwerkes. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Länge des Abschnitts HW 1.1	$L_{HW\ 1.1}$	10	m
Länge des Abschnitts HW 2.1	$L_{HW\ 2.1}$	15	m
Länge des Abschnitts HW 3.1	$L_{HW\ 3.1}$	2	m
Länge des Abschnitts HW 4.1	$L_{HW\ 4.1}$	5	m
Länge des Abschnitts HW 4.2	$L_{HW\ 4.2}$	5	m
Länge des Abschnitts HW 3.2	$L_{HW\ 3.2}$	2	m
Länge des Abschnitts HW 2.2	$L_{HW\ 2.2}$	15	m
Länge des Abschnitts HW 2.3	$L_{HW\ 2.3}$	1	m
Länge des Abschnitts HW 2.4	$L_{HW\ 2.4}$	10	m
Länge des Abschnitts HW 1.2	$L_{HW\ 1.2}$	10	m
Länge des Abschnitts EH 1.1	$L_{EH\ 1.1}$	5	m
Länge des Abschnitts EH 2.1	$L_{EH\ 2.1}$	10	m
Länge des Abschnitts EH 2.2	$L_{EH\ 2.2}$	2	m
Länge des Abschnitts EH 1.2	$L_{EH\ 1.2}$	5	m
Dimension des Abschnitts HW 1.1	DN	350	-
Dimension des Abschnitts HW 2.1	DN	350	-
Dimension des Abschnitts HW 3.1	DN	300	-
Dimension des Abschnitts HW 4.1	DN	300	-
Dimension des Abschnitts HW 4.2	DN	300	-
Dimension des Abschnitts HW 3.2	DN	300	-
Dimension des Abschnitts HW 2.2	DN	350	-
Dimension des Abschnitts HW 2.3	DN	350	-
Dimension des Abschnitts HW 2.4	DN	350	-
Dimension des Abschnitts HW 1.2	DN	350	-
Dimension des Abschnitts EH 1.1	DN	350	-
Dimension des Abschnitts EH 2.1	DN	300	-
Dimension des Abschnitts EH 2.2	DN	300	-
Dimension des Abschnitts EH 1.2	DN	350	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 1.1		7	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 2.1		1,7	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 3.1		4	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 4.1		2,4	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 4.2		0,9	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 3.2		1,4	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 2.2		1,9	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 2.3		1,5	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 2.4		1,9	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt HW 1.2		8	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt EH 1.1		1	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt EH 2.1		0,5	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt EH 2.2		0,5	-
Summe der Zeta-Werte Abschnitt EH 1.2		1	-
Wandraugigkeit Rohrinstallation Heizwerk	k	0,02	mm
kvs-Wert Verteilventil maximaler Druckverlust über das Verteilventil	$kvs_{VV}$ $dp_{VV,max}$	630 400	$m^3/h$ kPa
kvs-Wert Mischventil Ergänzungsheizung maximaler Druckverlust über das Mischventil Ergänzungsheizung	$kvs_{MV,EH}$ $dp_{VV,max}$	630 400	$m^3/h$ kPa
Druckverlust der Ergänzungsheizung im Auslegungsfall	$dp_{EH,max}$	8000	Pa

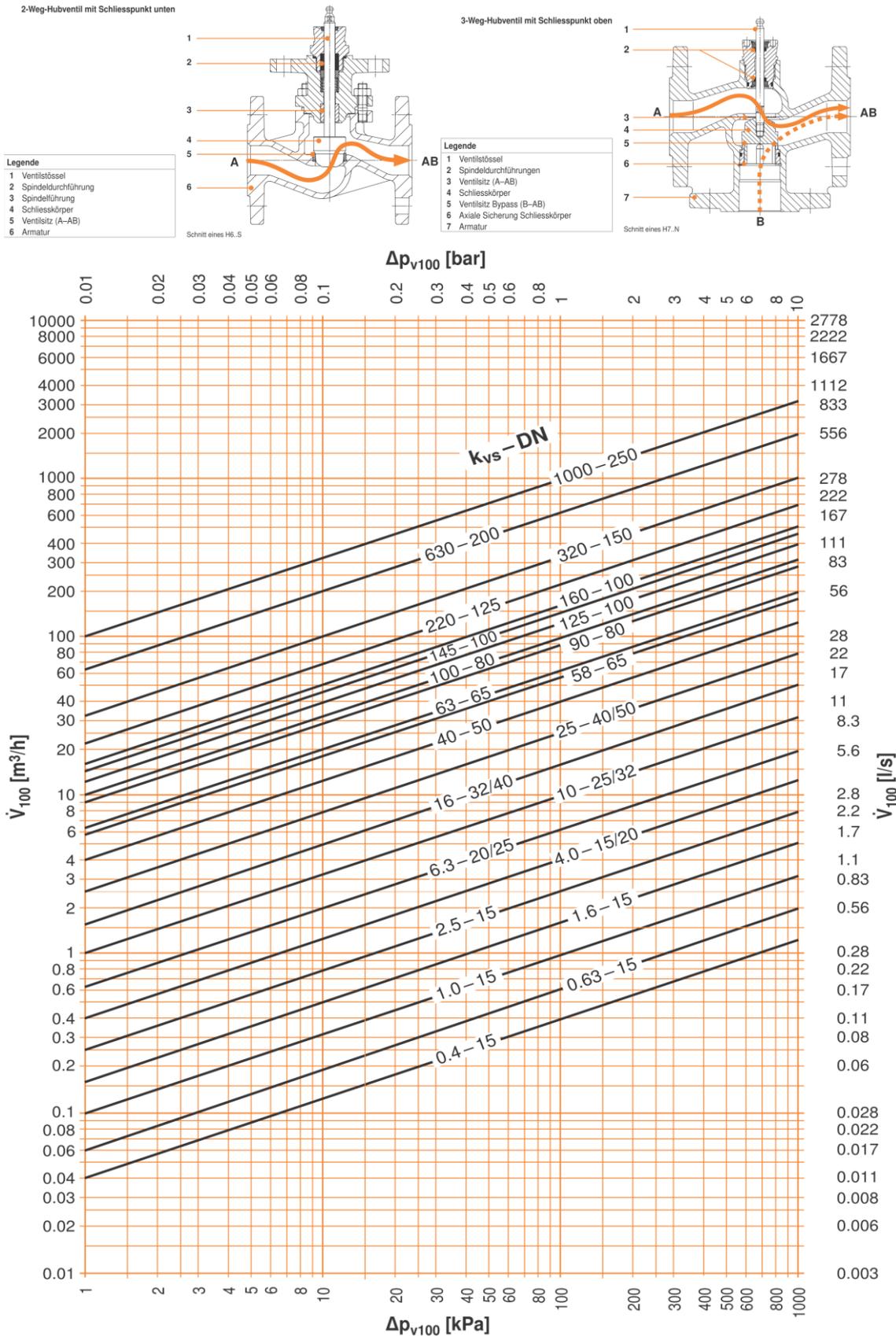


Abbildung 77: Darstellung des Schnittes (oben) sowie Bemessungsdiagramm (unten) für 2- und 3-Weg-Hubventile des Herstellers Belimo [67].

7. Randbedingungen für die Simulation des Fernwärmenetzes

Tabelle 14: Randbedingungen für die Simulation des Fernwärmenetzes. Dargestellt sind die verschiedenen Längen, Leistungsanteile, Dimensionen, Zeta-Werte und sonstige Auslegungsparameter der Rohrabschnitte.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Länge des 1. Abschnittes	$L_{FWN,1}$	500	m
Länge des 2. Abschnittes	$L_{FWN,2}$	1000	m
Länge des 3. Abschnittes	$L_{FWN,3}$	1000	m
Länge des 4. Abschnittes	$L_{FWN,4}$	500	m
Länge des 5. Abschnittes	$L_{FWN,5}$	200	m
Leistungsanteil des 1. Abschnittes	$\dot{Q}_{Anteil,FWN,1}$	50	%
Leistungsanteil des 2. Abschnittes	$\dot{Q}_{Anteil,FWN,2}$	20	%
Leistungsanteil des 3. Abschnittes	$\dot{Q}_{Anteil,FWN,3}$	15	%
Leistungsanteil des 4. Abschnittes	$\dot{Q}_{Anteil,FWN,4}$	10	%
Leistungsanteil des 5. Abschnittes	$\dot{Q}_{Anteil,FWN,5}$	5	%
Dimension des 1. Abschnittes	DN	350	-
Dimension des 2. Abschnittes	DN	250	-
Dimension des 3. Abschnittes	DN	250	-
Dimension des 4. Abschnittes	DN	200	-
Dimension des 5. Abschnittes	DN	100	-
Summe der Zeta-Werte des 1. Abschnittes		5	-
Summe der Zeta-Werte des 2. Abschnittes		10	-
Summe der Zeta-Werte des 3. Abschnittes		10	-
Summe der Zeta-Werte des 4. Abschnittes		5	-
Summe der Zeta-Werte des 5. Abschnittes		2	-
Bereitzustellende Druckdifferenz an ungünstigster Hausanschlussstation	$dp_{HAST}$	10000	Pa
Wandrauigkeit Fernwärmenetz	k	0,02	mm

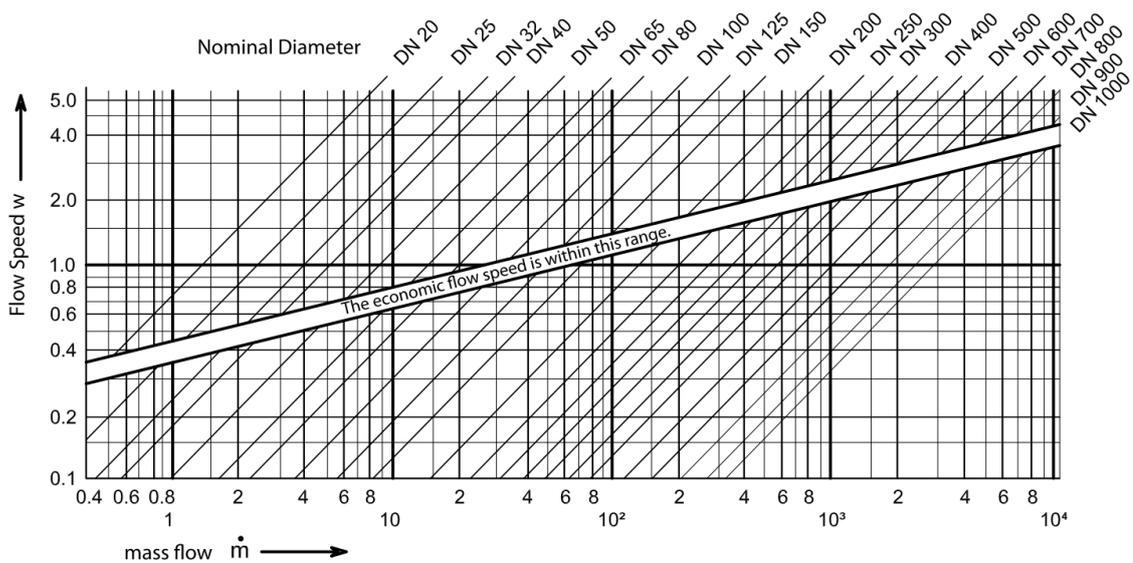
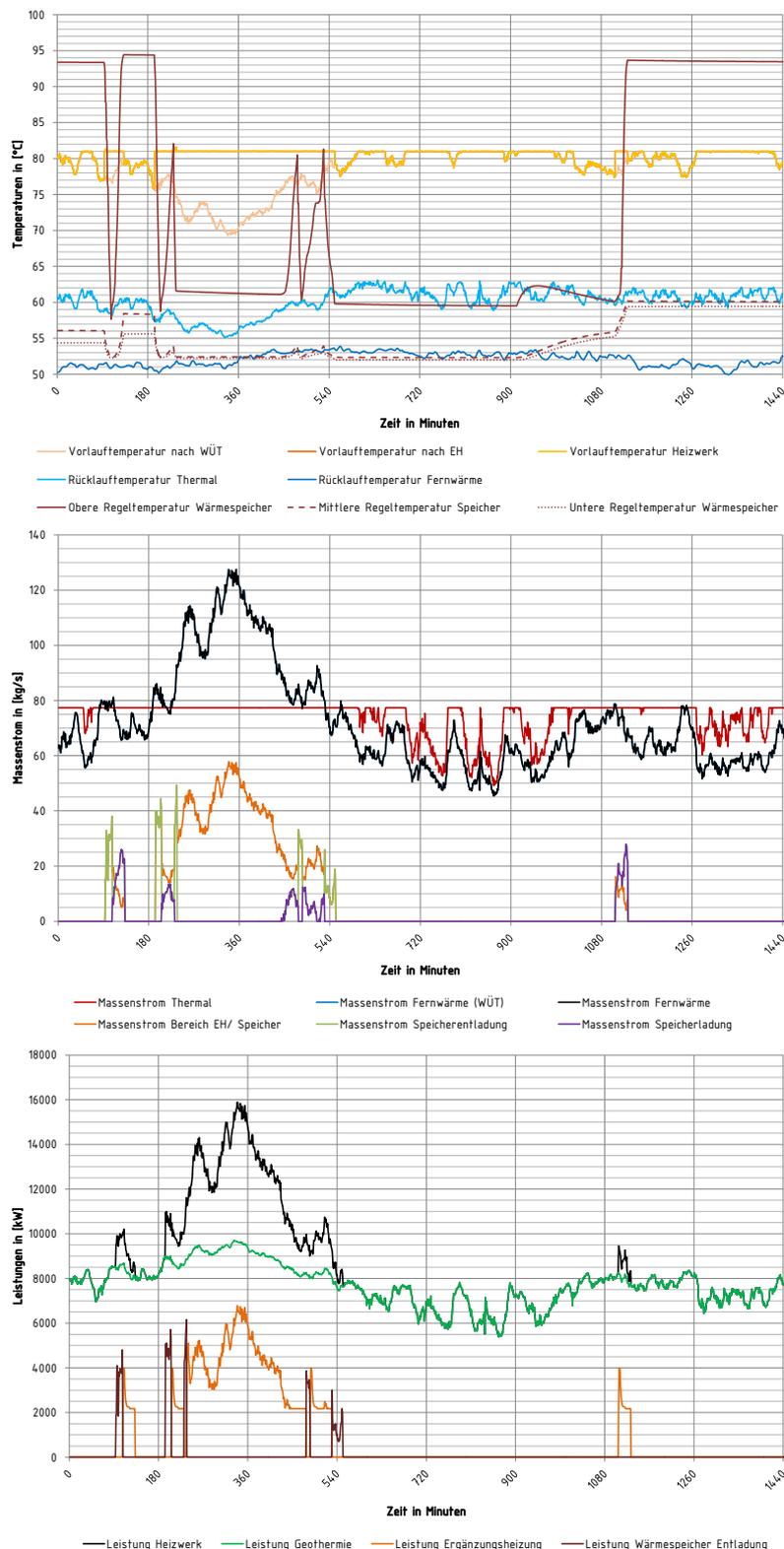


Abbildung 78: Wirtschaftliche Rohrdimensionierung in Abhängigkeit des Massenstromes nach Isoplaus [63]

## C. Weitere Simulationsergebnisse

## 1. Einbindung eines technischen Speichers



**Abbildung 79:** Auswertung der Simulationsergebnisse der Einbindung eines technischen Speichers im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Während in Abbildung 58 der Speicher auch aktiv geladen wird, kann in der Einbindung eines technischen Speichers der Speicher nur über die Ergänzungsheizung beladen werden. Die serielle Entladung zum Hauptvorlauf bewirkt bei der Speicherenladung hohe Massenströme – dementsprechend ergeben sich nur kurze Entladezeiten.

## 2. Einbindung paralleler Speicher

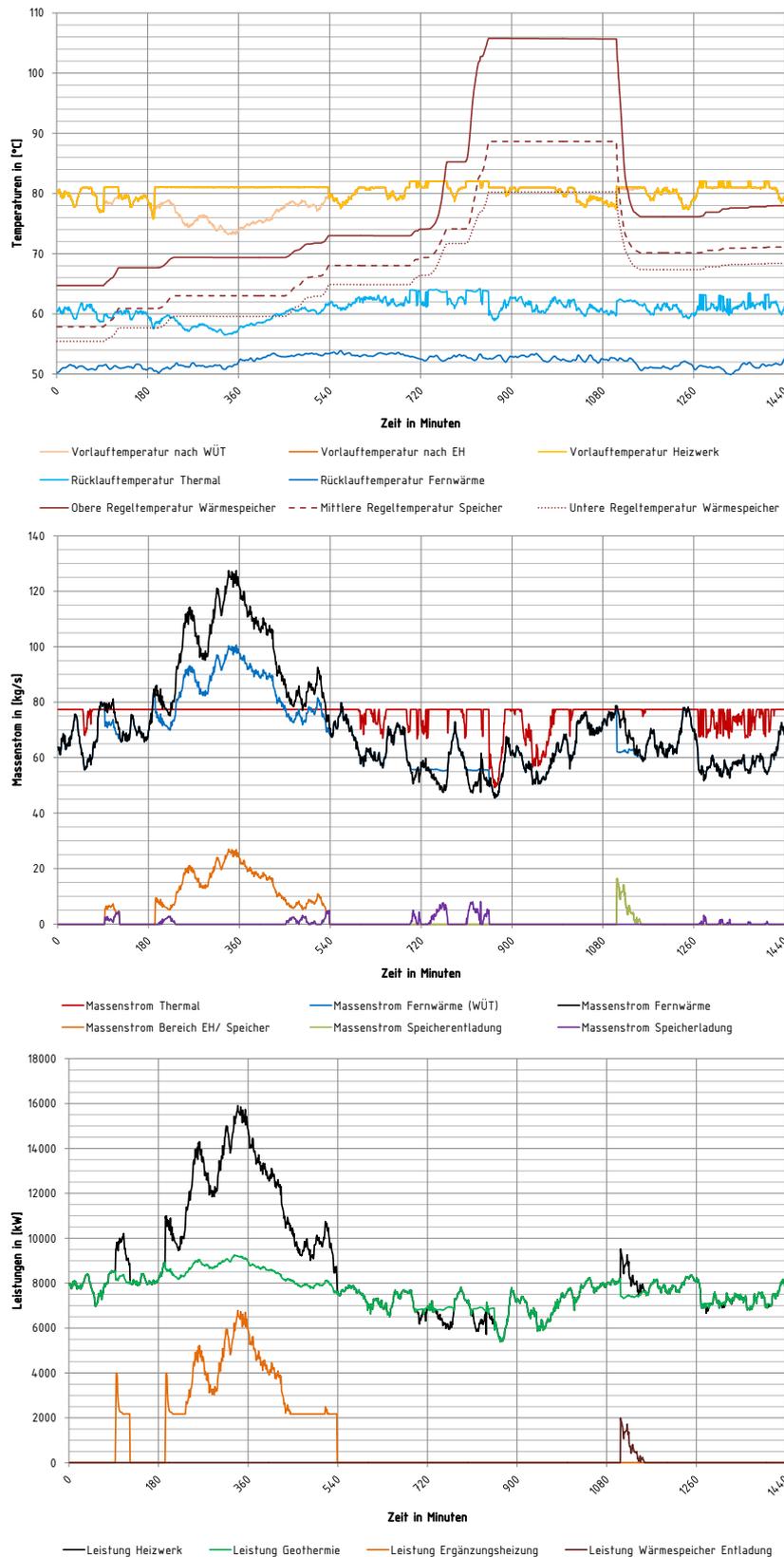


Abbildung 80: Auswertung der Simulationsergebnisse der parallelen Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Der Speicher wird aktiv geladen. Die hohen Temperaturen der Ergänzungsheizung führen zu geringen Massenströmen in den Speicher bei der Beladung. Der Speicher wird an diesem Tag (vgl. Abbildung 58) nur am Ende zur Substitution der Ergänzungsheizung genutzt.

## 3. Einbindung serieller Speicher

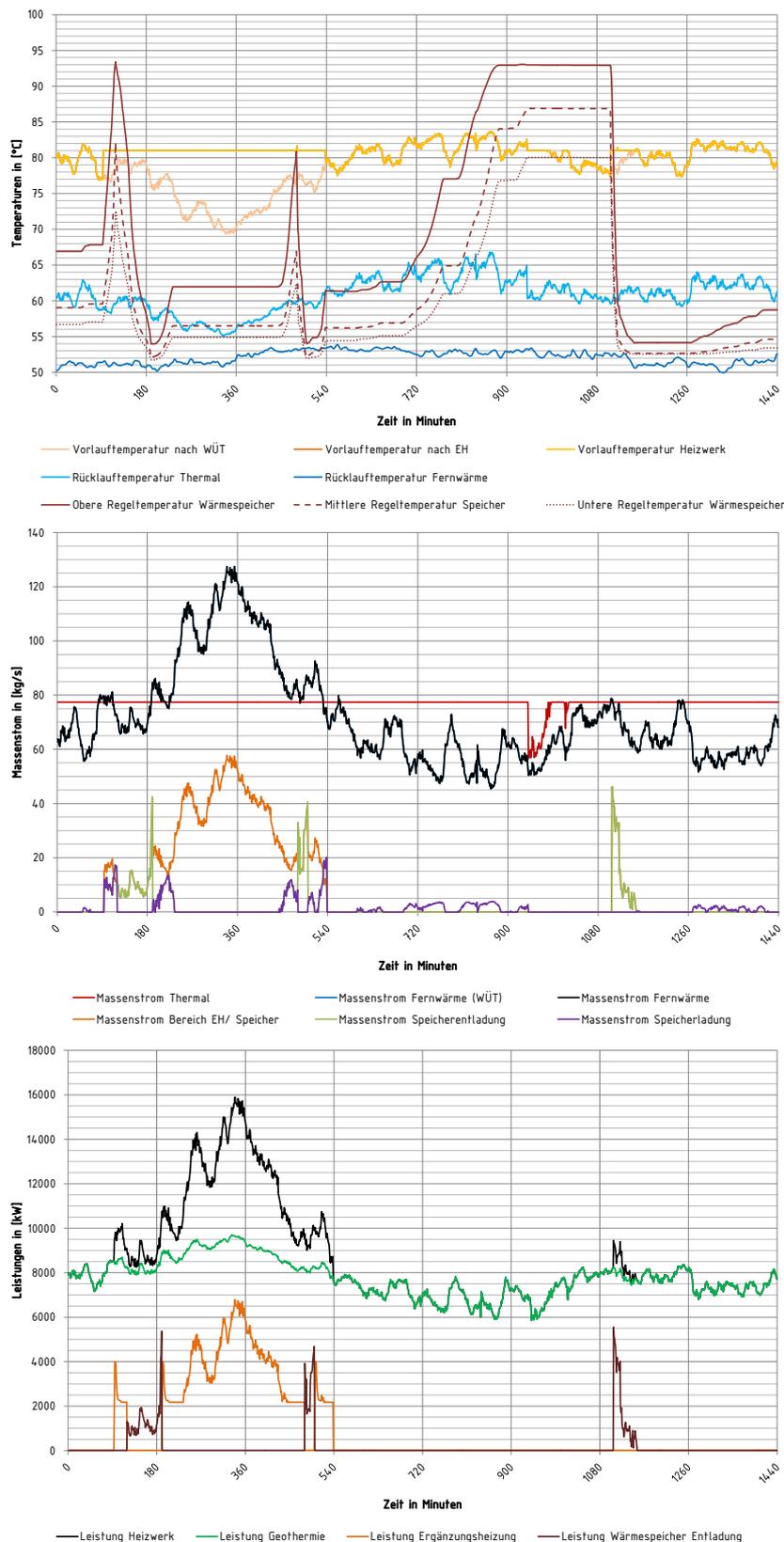
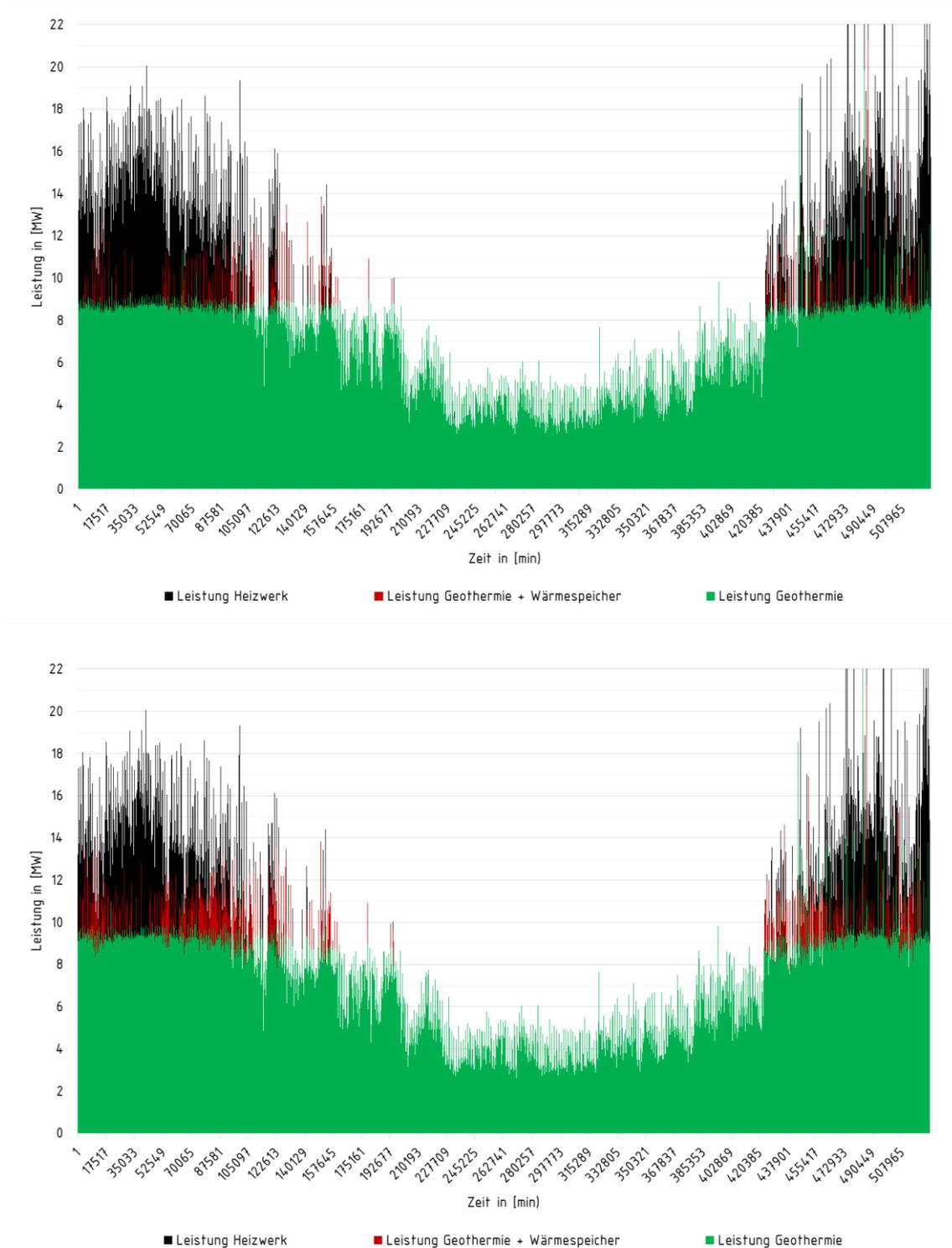


Abbildung 81: Auswertung der Simulationsergebnisse der seriellen Speichereinbindung im wechselnden Lastfall. Oben: Temperaturen im Heizwerk; Mitte: Massenströme im Heizwerk; Unten: Thermische Leistungen im Heizwerk. Der Speicher wird aktiv geladen. Bei der Beladung des Speichers werden nur geringe Massenströme in den Speicher geführt. Der Speicher wird an diesem Tag (vgl. Abbildung 58) dreimal zur Ausspeicherung genutzt.

## 4. Jahressgang bei Einbindung paralleler und hybrider Speicher



**Abbildung 82:** Verschiedene Simulationswerte der Jahressimulation der parallelen (oben) und hybriden (unten) Speichereinbindung. Die Abbildung zeigt die thermischen Leistungen im Heizwerk (Geothermie, Fernwärme) sowie die Leistung des Wärmespeichers (rot) im Jahresgang. Die grünen Balken zeigen die geothermische Leistung der Wärmeübertrager, die im Hintergrund sichtbaren schwarzen Balken stehen somit für die über die Ergänzungsheizung bereitgestellte Spitzenlast. Insgesamt wird deutlich, dass der Wärmespeicher im Regelfall in der Übergangszeit, nicht aber bei maximalen Leistungen des Heizwerkes zum Einsatz kommt. Die hybride Speichereinbindung zeigt im Vergleich zur parallelen Speichereinbindung eine häufigere Nutzung des Speichers.