



ZAE BAYERN

Bayerisches Zentrum
für Angewandte
Energieforschung

Energetisch und wirtschaftlich optimierte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung

- Abschlussbericht -

gefördert durch



Deutsche Bundesstiftung Umwelt

unter dem Aktenzeichen 30467 – 24/2

In Zusammenarbeit mit:



Christian Wuschig

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V.

Bereich: Energiespeicherung

Walther-Meissner-Straße 6

85748 Garching

Tel: 089/329442-44

Fax: 089/329442-12

email: christian.wuschig@zae-bayern.de

31. Januar 2015

Projektkennblatt					
der Deutschen Bundesstiftung Umwelt					
Az	30467	Referat	24/2	Fördersumme	87.780 €
Antragstitel		Energetisch und wirtschaftlich optimierte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung			
Stichworte		Kraft-Wärme-Kopplung, KWK, mehrstufige, Absorptionskältemaschine, AKM, Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, KWKK, energetische und wirtschaftliche Optimierung			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
2 Jahre	11.06.2012	10.06.2014	-		
Bewilligungsempfänger	Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern)		Tel	+44 89 329 442 44	
	Bereich: Energiespeicherung		Fax	+44 89 329 442 12	
	Walther-Meißner-Straße 6 85748 Garching		Projektleitung	Christian Wuschig	
			Bearbeiter	Christian Wuschig	
Kooperationspartner	Danpower Unternehmensgruppe Charlottenstraße 40 14467 Potsdam				
Zielsetzung und Anlass des Vorhabens					
<p>Zur Erreichung der klimapolitischen Ziele der Bundesregierung ist die Kraft-Wärme-Kopplung ein wesentlicher Baustein. Für die Wirtschaftlichkeit eines Blockheizkraftwerks (BHKW) ist die Zahl der Jahresvolllaststunden ein entscheidender Faktor. Durch die Kopplung mit einer Absorptionskältemaschine (AKM) kann die erzeugte Wärme in der Übergangszeit und im Sommer zum Antrieb der AKM und damit zur Kältebereitstellung genutzt werden. Dies erhöht die Jahresvolllaststunden und damit die Wirtschaftlichkeit des BHKW und ermöglicht im Vergleich zur konventionellen Technik eine ökonomisch, energetisch und ökologisch vorteilhafte Kältebereitstellung. Am ZAE Bayern wurde ein innovatives Kopplungskonzept einer mehrstufigen AKM entwickelt und patentiert. Diese sogenannte zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung weißt, im Vergleich zu konventionellen einstufigen AKM, eine hohe energetische Effizienz und ein gutes Teillastverhalten auf.</p> <p>Im Rahmen dieses Projektes soll zur Optimierung und Demonstration dieses Anlagentyps eine Pilotanlage in Betrieb genommen werden. Ziel ist der Nachweis der Funktionstüchtigkeit und Vorteilhaftigkeit dieses Konzeptes, die Optimierung der AKM, der regelungstechnischen Integration in das Energiesystem und des Zusammenspiels aller Komponenten des Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssystems (KWKK).</p>					
Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden					
<p>Zu Beginn des Projektes erfolgt die Inbetriebnahme der AKM. Durch erste Anpassungen an der Hydraulik und Regelung wird ein stabiler Betrieb des Systems sichergestellt. Eventuell auftretende, insbesondere die innovative AKM betreffende, Probleme werden analysiert und behoben.</p> <p>Eine umfangreiche messtechnische Instrumentierung und Datenerfassung von Massenströmen, Temperaturen und des Strombedarfs einzelner Komponenten ermöglicht eine detaillierte Untersuchung des Systems. Das Betriebsverhalten (Effizienz, Teillastverhalten, Regelbarkeit, etc.) einzelner Komponenten in Abhängigkeit aller relevanten Randbedingungen (Außenbedingungen, Bedarfssituation, etc.) und deren Zusammenwirken wird analysiert und bewertet. Hieraus werden optimierte Einsatz- und Regelungsstrategien für diese Komponenten in KWKK-Systemen abgeleitet.</p>					
<small>Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • http://www.dbu.de</small>					

Eine auf den Charakteristiken der einzelnen Komponenten und dem Regelverhalten des Gesamtsystems basierende Systemmodellierung ermöglicht den Vergleich unterschiedlicher Regelungsstrategien. Darauf aufbauend wird ein hinsichtlich Versorgungssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Energieeffizienz optimiertes Regelungskonzept für das Energiesystem entwickelt und zusammen mit eventuell notwendigen anlagentechnischen Modifikationen realisiert.

Zur Bewertung einzelner Maßnahmen und des gesamten Systems erfolgt kontinuierlich über die gesamte Projektlaufzeit hinweg eine energetische, ökonomische und ökologische Bilanzierung. Zum Nachweis der Vorteilhaftigkeit der umgesetzten Maßnahmen und des innovativen AKM Konzeptes wird das vorhandene System anhand der systemtechnischen Modellierung mit alternativen Versorgungskonzepten verglichen. Die gewonnen Erkenntnisse zum Betriebsverhalten einzelner Komponenten und zu optimierten Regelungsstrategien werden in Hinsicht auf die Übertragbarkeit auf andere System verallgemeinert.

Ergebnisse und Diskussion

Im Rahmen des Projektes wurde der Betrieb der Pilotinstallation zwei Jahre begleitet und analysiert. Es hat sich gezeigt, dass das Anlagenkonzept in einer realen Industrieanwendung zur Kälteerzeugung einsatzfähig ist. Die Effizienzvorteile im Vergleich zu konventionellen einstufigen Anlagen wurden nachgewiesen. Auch der Anstieg des COP im Teillastfall konnte im Regelbetrieb nachgewiesen werden. Die Betriebszustände dieses AKM Konzeptes werden dargestellt.

Die Bewertung der AKM und des KWKK-Systems zeigen die primärenergetischen und ökologischen Vorteile. Die Wirtschaftlichkeit im Vergleich zur konventionellen Kälteerzeugung mit Kompressionskältemaschinen wird diskutiert.

Es wurden zahlreiche Optimierungsmaßnahmen anhand von Messdatenauswertungen und Modellierungen für das System erarbeitet. Diese konnten Teils bereits umgesetzt werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Zu diesem Projekt wurden Ergebnisse auf Konferenzen präsentiert (Vortrag und Artikel in Tagungsband). Darüber hinaus bestand Kontakt mit potentiellen weiteren Anwendern.

Fazit

Im Rahmen des Projektes konnte gezeigt werden, dass das Konzept einer zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung in einer realen Industrieanwendung zum Einsatz kommen kann. Der Effizienzgewinn im Vergleich zum Stand der Technik konnte nachgewiesen werden. Der starke Anstieg des COP im Teillastfall konnte im regulären Anlagenbetrieb nachgewiesen werden. Mit einem maximalen effektiven COP von ca. 2,0 liegt der erreichte Wert allerdings am unteren Ende des Erwartungsbereichs. Bei zukünftigen Auslegungen für weitere Installationen muss der Sicherstellung der Rauchgasauskühlung verstärkt Aufmerksamkeit gewidmet werden.

Inhaltsverzeichnis

1	Abbildungsverzeichnis	1
2	Tabellenverzeichnis	5
3	Abkürzungen und Formelzeichen	6
4	Zusammenfassung	9
5	Einleitung	10
5.1	Motivation und Stand der Technik	10
5.2	Effizienzsteigerung durch zwei-/einstufige Kreisläufe	11
5.2.1	interne Kopplung	12
5.2.2	externe Kopplung	12
5.3	Ziele des Vorhabens	15
6	Hauptteil	16
6.1	Beschreibung des Energiesystems	16
6.1.1	Hauptkomponenten	16
6.1.2	Hydraulische Einbindung	22
6.1.3	Regelungskonzept	24
6.2	Betriebsverhalten der AKM	40
6.2.1	Anforderung von BHKW und AKM	40
6.2.2	Anfahrvorgang	41
6.2.3	Lastregelung im Betrieb	45
6.2.4	Abfahrvorgang	46
6.3	Leistungsbewertung der AKM	50
6.3.1	Volllastbetrieb	50
6.3.2	Bewertung anhand der charakteristische Gleichung	51
6.3.3	Teillastverhalten	52
6.4	Bewertung des KWKK-Systems	54
6.4.1	Primärenergetische Bewertung	55
6.4.2	Ökologische Bewertung	57
6.4.3	Ökonomische Bewertung	58
6.5	Optimierungsmaßnahmen und –potentiale	68
6.5.1	Ansteuerung der Heißwasserventile zur Lastregelung der AKM	68
6.5.2	Plattenwärmetauscher der Naßkühltürme	73

6.5.3	Kesseltaktung	74
6.5.4	Fahrweise des KWKK-Systems	78
6.5.5	Bedarfsabhängige BHKW Lastregelung.....	80
7	Fazit	84
8	Literaturverzeichnis.....	85
9	Verbreitung der Projektergebnisse.....	87
10	Anhang	88
A1	Leistungsdaten der KWKK-Komponenten.....	88
A2	Grundlagen der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	94
A3	Grundlagen der Druckverlustberechnung	98

1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Das eingesetzte BHKW des Typs JMS 412 GS-C05	17
Abbildung 2: Warmwasserspeicher im Energiesystem	18
Abbildung 3: Heizkessel zur Deckung der Spitzenlast	18
Abbildung 4: Sonderanfertigung der zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung.....	19
Abbildung 5: Luftansaugseite der in Nabern eingesetzten Nasskühltürme der Firma Gohl ...	20
Abbildung 6: Eine der in Nabern eingesetzten Kompressionskältemaschinen.....	20
Abbildung 7: In Nabern eingesetzter Kaltwasserspeicher	21
Abbildung 8: Tischkühlereinheit zur freien Kühlung	21
Abbildung 9: Vereinfachtes Anlagenfließbild der Heißwasserkreisläufe	22
Abbildung 10: Vereinfachtes Anlagenfließbild der Kaltwasserkreisläufe	23
Abbildung 11: Anlagenfließbild des KWKK-Heißwasserkreislaufs.....	26
Abbildung 12: Anlagenfließbild des KWKK-Warmwasserspeicherkreislaufs	28
Abbildung 13: Regelung der Ventilstellung für die AKM-Heißwasserzufuhr	29
Abbildung 14: Anlagenfließbild der Kessel- und Heiznetzeinbindung im KWKK-System.....	30
Abbildung 15: Heizkurven zur Bestimmung der Solltemperaturen $T_{\text{Kessel,Soll}}$ und $T_{\text{HN,Soll}}$	30
Abbildung 16: Anlagenfließbild des KWKK-Rauchgaskreislaufs	32
Abbildung 17: Anlagenfließbild des KWKK-Kaltwasserkreislaufs.....	33
Abbildung 18: Anlagenfließbild der Einbindung des Kaltwasserspeichers	34
Abbildung 19: Anlagenfließbild des KWKK-Kühlwasserkreislaufs in Nabern	35
Abbildung 20: Anlagenfließbild des KKM-Kaltwasserkreislaufs in Nabern	36
Abbildung 21: Heizkurve zur Bestimmung der KKM-Sollrücklauftemperatur	36
Abbildung 22: Anlagenfließbild des Kaltwasserkreislaufs der freien Kühlung.....	38
Abbildung 23: Anlagenfließbild des Kaltwasserverteilers	38

Abbildung 24: Lastanforderung BHKW	40
Abbildung 25: Anfahrvorgang: externe Pumpen (Heißwasserpumpe P502, Kaltwasserpumpe P201, Kühlwasserpumpe P301).....	41
Abbildung 26: Anfahrvorgang: Rauchgasklappe V601, Heißwasserventil V505, Kaltwassertemperaturen (Eintritt T303; Austritt T304), Sollwert für T304	42
Abbildung 27: Anfahrvorgang: Leistungen der AKM	43
Abbildung 28: Anfahrvorgang im Sommermodus: interne Pumpen der AKM.....	44
Abbildung 29: Anfahrvorgang: Klappen, Ventile, interne Temperaturen und Konzentration	44
Abbildung 30: Lastanforderung AKM.....	45
Abbildung 31: Abfahrvorgang: externe Pumpen (Heißwasserpumpe P502, Kaltwasserpumpe P201, Kühlwasserpumpe P301).....	46
Abbildung 32: Abfahrvorgang: Klappen, Ventile, Temperaturen und Sollwert.....	47
Abbildung 33: Abfahrvorgang: Leistungen der AKM	47
Abbildung 34: Abfahrvorgang: interne Pumpen der AKM.....	48
Abbildung 35: Abfahrvorgang: Klappen, Ventile, Temperaturen und Konzentration	49
Abbildung 36: Rauchgaseintrittstemperatur in den HTG	50
Abbildung 37: Rauchgasaustrittstemperatur in den HTG.....	51
Abbildung 38: Verlauf der totalen treibenden Temperaturdifferenz ΔT in Abhängigkeit der Verdampferleistung und der Auslegungspunkt (rot)	52
Abbildung 39: Entwicklung des COP und der Kälteleistung der AKM bei variierender Antriebswärme	53
Abbildung 40: Energieflussdiagramm des KWKK-Systems in einem Jahr.....	54
Abbildung 41: Kältegestehungskosten bei Variation des Preises für Stromverkauf	63
Abbildung 42: Kältegestehungskosten bei Variation des Preises für Strombezug.....	63
Abbildung 43: Kältegestehungskosten bei Variation des Erdgaspreises	64
Abbildung 44: Kältegestehungskosten bei Variation des Wasserpreises.....	64
Abbildung 45: Kältegestehungskosten bei Variation des Zinssatzes	65

Abbildung 46: Kältegestehungskosten bei Variation des Betrachtungszeitraums	65
Abbildung 47: Kapitalwert der drei Systemvarianten	67
Abbildung 48: Ventilkennlinien der Heißwasserventile	68
Abbildung 49: Ventilregelung Ist-Zustand	69
Abbildung 50: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil)	70
Abbildung 51: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Volllastfall übertragenen Wärme (Q_{100}) in Abhängigkeit vom Volumenstrom (V) durch das Ventil V504 (V_{100} entspricht dem Fall, dass alles Heißwasser zum Antrieb der AKM verwendet wird).....	70
Abbildung 52: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Volllastfall übertragenen Wärme (Q_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil).....	71
Abbildung 53: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) und optimierter Zusammenhang zwischen den Stellungen von Ventil V504 (y -Achse) und V505 (x -Achse)	71
Abbildung 54: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) entsprechend der optimierten Fahrweise der Ventile V505 und V505	72
Abbildung 55: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Volllastfall übertragenen Wärme (Q_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) entsprechend der optimierten Fahrweise der Ventile V505 und V505	73
Abbildung 56: Temperaturen und Massenströme bei Takten der Kessel.....	75
Abbildung 57: Einbindung der Kessel ursprünglich (oben) und optimiert (unten).....	77
Abbildung 58: Temperaturen und Massenströme nach Optimierung.....	78
Abbildung 59: Reduktion der Kosten für Wärme (rot) und Kälte (blau) in Abhängigkeit des Stromwerts bei verschiedenen COP der Kompressionskältemaschinen und Gaspreisen	79

Abbildung 60: Temperaturen des Heißwasserpufferspeichers	81
Abbildung 61: Heißwasserspeicherladezustand entsprechend den drei Berechnungsmethoden	83

2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vom ZAE Bayern installierte Messinstrumente.....	24
Tabelle 2: Primärenergiefaktoren nach Energieträger/-versorgung.....	56
Tabelle 3: Berechnung der Primärenergiequotienten für beide Systemvarianten.....	56
Tabelle 4: CO ₂ -Äquivalente verschiedener Energieträger- und versorgung (GEMIS - Globales Emissions-Modell integrierter Systeme, 2013).....	57
Tabelle 5: CO ₂ -Emissionen beider Systeme und -Einsparung	58
Tabelle 6: Betrachtungsgrundlagen der drei Systemvarianten.....	59
Tabelle 7: Kostenbilanz der drei Systemvarianten.....	61
Tabelle 8: Amortisationszeiten der verglichenen Energiesysteme	66
Tabelle 9: Auslegungsdaten und Messdaten der Plattenwärmeübertrage	74

3 Abkürzungen und Formelzeichen

A	Absorber der AKM	
A	Annuität	[€]
a	Annuitätsfaktor	[-]
A	Jährliche Ausgaben	[€]
a	Amortisationszeit	[a]
A ₀	Investitionsbetrag	[€]
aK	Kälteleistung der in Betrieb befindlichen Kältemaschinen	[kg m ² / s ³]
AKM	Absorptionskältemaschine	
AWT	Abgaswärmetauscher	
BHKW	Blockheizkraftwerk	
C _n	Kapitalwert zum Zeitpunkt n	[€]
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	
COP	Coefficient of Performance; Synonym wird auch oft Wärmeverhältnis, Kältezahle oder EER (Energy Efficiency Ratio) verwendet	[-]
COP _{eff}	Effektiver COP einer zwei-/einstufigen AKM in Teillast	
DE/SE	Double-Effect/Single-Effect = zwei-/einstufige AKM	
DWV	Drei-Wege-Ventil	
E	Jährliche Einnahmen	[€]
f _p	Primärenergiefaktor	[-]
FU	Frequenzumrichter	
G1	Niedertemperatur- oder auch Heißwassergenerator der AKM	
G2	Hochtemperaturgenerator der AKM	
GLT	Gebäudeleittechnik	
H	Index für Wärmebedarf	
H	Hub/Stellung eines Ventils	[m]
H ₁₀₀	Maximaler Hub eines Ventils	[m]
H ₂ O/LiBr	Wasser/Lithiumbromid (Arbeitsstoffpaar der eingesetzten AKM)	
HN	Heiznetz	
HTG	Hochtemperaturgenerator der AKM	
HTK	Hochtemperaturkondensator der AKM	
i	Zinssatz	[i]
K	Kelvin	
K	Index für Kältebedarf	
K1	(Niedertemperatur-)Kondensator der AKM	

K2	Hochtemperaturkondensator der AKM	
KKM	Kompressionskältemaschine	
kW	Kilowatt	
kWh	Kilowattstunde	
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung	
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung	
L	Ladezustand des Pufferspeichers	[-]
LWT	Lösungswärmetauscher	
MID	Magnetisch-induktive-Durchflussmessung	
MJ	Megajoule	
n	Anzahl der Jahre im Betrachtungszeitraum	
NKT	Naßkühlturm	
NTG	Niedertemperatur- oder auch Heißwassergenerator der AKM	
NTK	(Niedertemperatur-)Kondensator der AKM	
P	Zusammen mit dreistelligem Zifferncode Bezeichnung für eine Pumpe	
PE	Primärenergie	[kg m ² / s ³]
PER	Primary Energy Ratio	[-]
PT100	Widerstandsthermometer mit Platin als Widerstandsmaterial und einem Widerstand von 100 Ohm bei 0 °C	
PWT	Plattenwärmetauscher	
Q	Wärmemenge	[kg m ² / s ³]
RKW	Rückkühlwerk	
RL	Rücklauf	
SDT	System Delta T	[K]
SE	Single Effect = einstufige AKM	
sK	Differenz aus Kälteleistung der in Betrieb befindlichen Kältemaschinen und aktuellem Kältebedarf	[kg m ² / s ³]
Soll	Sollwert	
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung	
T	Zusammen mit dreistelligem Zifferncode Bezeichnung für einen Temperatursensor	
T	Temperatur	[K]
TB	Totband	[K]
V	Verdampfer der AKM	
V	Zusammen mit dreistelligem Zifferncode Bezeichnung für ein Ventil	
V	Volumenstrom	[m ³ / s]
VL	Vorlauf	

$\Delta\Delta T$ Totale treibende Temperaturdifferenz [K]

Die Lage eines bestimmten Ventils (VXYZ), Temperatursensors (TXYZ) oder einer Pumpe (PXYZ) ist Abbildung 9 und Abbildung 10 zu entnehmen.

4 Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes wurde ein Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssystem mit einem motorischen Blockheizkraftwerk und einer Absorptionskältemaschine (AKM) in Betrieb genommen. Bei der AKM handelt es sich um einen speziell für den Einsatz an motorischen Blockheizkraftwerken (BHKW) angepassten Prototypen einer zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung. Durch die Felderprobung des Konzeptes in einer industriellen Anwendung soll die Einsatztauglichkeit des Anlagenkonzeptes nachgewiesen werden und die Vorteile gegenüber konventionellen Konzepten dargestellt werden.

Dementsprechend wurden das Betriebsverhalten der AKM und vor allem die Effizienz im Teillastfall analysiert und bewertet. Anschließend erfolgt eine Bewertung des Gesamtsystems unter primärenergetischen, ökologischen und ökonomischen Aspekten. Durch die fortlaufende Analyse und Bewertung des Anlagenbetriebs werden auftretende Probleme identifiziert und Lösungsvorschläge erarbeitet und Optimierungspotentiale identifiziert. Umgesetzte Maßnahmen werden bewertet oder bei noch umzusetzenden Maßnahmen deren Auswirkung auf das System prognostiziert. Wo notwendig wurden numerische Modelle erarbeitet, um den Einfluss von Maßnahmen auf einzelne Komponenten oder das Gesamtsystem bewerten zu können.

Hauptergebnis ist, dass das AKM Konzept, das dem Prototypen zugrunde liegt funktionsfähig ist und in Industrie- oder Gewerbeanwendungen zum Einsatz kommen kann. Die deutliche Effizienzsteigerung im Vergleich zu konventionellen einstufigen AKM und der in Teillast weiter deutlich steigende COP konnten nachgewiesen werden. Der Anlagenbetrieb konnte durch umgesetzte Maßnahmen bereits deutlich verbessert werden.

Dennoch müssen über den Zeitraum des Projektes hinaus noch weitere Maßnahmen ergriffen werden. Nach Abschluss dieser Maßnahmen und einer finalen Bewertung soll das Konzept AKM Herstellern zum Bau und Vertrieb zur Verfügung stehen. Bereits jetzt wurde in Kooperation mit einem BHKW Hersteller und einem AKM Hersteller mit der Entwicklung eines optimierten und integrierten Gesamtsystems begonnen.

Neben dem ZAE Bayern war die Danpower Unternehmensgruppe als Eigentümer und Betreiber des Energiesystems an dem Projekt beteiligt.

Das Vorhaben wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt im Rahmen des Projektes „Energetisch und wirtschaftlich optimierte Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung“ (30467 – 24/2) gefördert.

5 Einleitung

5.1 Motivation und Stand der Technik

Der Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) ist Kernbestandteil der klimapolitischen Ziele der Bundesregierung im Rahmen der „Klimaschutzoffensive“. Bis zum Jahr 2020 soll der KWK-Anteil an der Stromerzeugung auf 25 % verdoppelt werden. Dies soll sowohl durch den Ausbau der Fernwärmeversorgung, gespeist aus Großkraftwerken, sowie durch die sogenannte „Klein-KWK“ erreicht werden, d.h. den Einsatz von Blockheizkraftwerken (BHKW) kleiner und mittlerer Leistung, die dezentral mit hoher Effizienz Strom und Wärme zur Verfügung stellen.

Voraussetzung für den wirtschaftlichen Betrieb von KWK-Systemen ist eine möglichst hohe jährliche Ausnutzung. Dementsprechend sollen BHKW neben dem wärmeorientierten Betrieb während der Heizperiode im Sommer in Verbindung mit Absorptionskältemaschinen (AKM), als Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssysteme (KWKK-Systeme) zur Bereitstellung von Strom und Klimakälte eingesetzt werden.

Dabei ist es wichtig, dass das KWK-System nicht nur während des Heizbetriebs, sondern auch während der Kälteerzeugung im Vergleich zu konventioneller Technik ökonomisch und ökologisch vorteilhaft ist. Deshalb ist die Weiterentwicklung und weitere Anpassung der konventionellen Absorptionskältetechnik an die Nutzung in KWKK-Systemen entscheidend für die Erreichung dieser Ziele.

Einstufige Absorptionskältemaschinen werden meist mit Heißwasser oder Heißdampf angetrieben. Bei der Kopplung mit einem Motor-BHKW bietet sich die Anbindung über einen Heißwasserkreislauf an. Dabei wird der Kühlwasserkreislauf des Motors, der die Wärmen von Gemischkühler, Ölkühler und Motorkühler aufnimmt und auf den standardmäßig ebenfalls die Rauchgaswärme übertragen wird, als Antriebsmedium genutzt.

Das Antriebstemperaturniveau für die AKM liegt nach dem Rauchgaswärmetauscher typischerweise zwischen 90 und 100 °C. Die Rücklauftemperatur des Heißwassers zum BHKW beträgt ca. 80 °C.

5.2.1 interne Kopplung

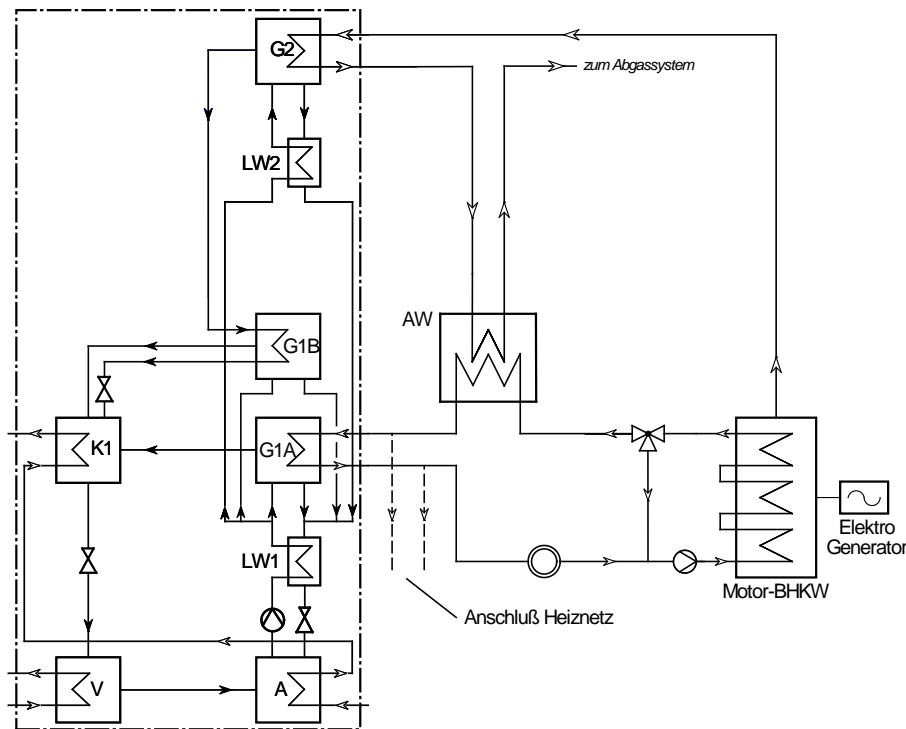


Abbildung 2: „Interne“ Kopplung von BHKW und zwei-/einstufiger Absorptionskälteanlage.

Bei der sogenannten „internen Kopplung“ (Abbildung 2) [Kre02a, Kre02b, Ede02, Ino04, Kat05, Mor84] wird die Niedertemperaturantriebswärme an zwei voneinander unabhängigen Generatoren zugeführt. Einer der Generatoren (G1A) wird mit der durch den Kühlwasserkreislauf vom BHKW und dem Niedertemperatargaswärmetauscher (AW) abgeführten Wärme angetrieben. Der zweite Generator (G1B) wird mit der Kondensationswärme des im Hochtemperaturgenerator (G2) ausgetriebenen Kältemittels beheizt. Die Abwärme des Hochdruckteils wird also innerhalb der AKM („interne Kopplung“) direkt wieder zum Antrieb genutzt.

5.2.2 externe Kopplung

Bei der „externen Kopplung“ (Abbildung 3) hingegen wird diese Abwärme auf den externen Kreislauf des Motorkühlwassers ausgekoppelt. Dies ermöglicht es die AKM ausschließlich mit dem Rauchgas anzutreiben und sämtliche Niedertemperaturwärmeströme (Motorkühlwasser, Niedertemperaturanteil der Rauchgaswärme und Kondensationswärme des Dampfes aus dem Hochdruckteil) für Heizzwecke zur Verfügung zu stellen. Im Gegensatz dazu ist es bei der internen Kopplung nicht möglich, bei sinkendem Kältebedarf bzw. steigendem Wärmebedarf die Kondensationswärme aus der oberen Stufe der AKM ebenfalls für Heizzwecke zu verwenden. Das verwendete Systemkonzept bietet daher bezüglich Effizienz und Flexibilität deutliche Vorteile gegenüber der sogenannten „internen“ Kopplung [Kre02a, Kre02b].

Ausgehend von der vollständigen Nutzung der BHKW-Wärme zur Kälteerzeugung, d.h. normaler Betrieb von Double-Effect- und Single-Effect-Anlagenteil, kann die Wärmeeinkopplung in den einstufigen Anlagenteil beliebig reduziert werden - bis zum Grenzfall der Nutzung der

gesamten Niedertemperaturwärme aus dem BHKW-Heißwasserkreis zu Heizzwecken. In diesem Grenzfall wird die zwei-/einstufige Kälteanlage ausschließlich mit BHKW-Rauchgas zum Betrieb des Hochtemperaturgenerators (Generator 2) der oberen Kreislaufstufe beheizt. Die am Generator 2 eingekoppelte Rauchgaswärme wird durch die Übertragung der Kondensationswärme aus dem Kondensator 2 auf den BHKW-Heißwasserkreis annähernd vollständig als Niedertemperaturwärme wieder verfügbar. In diesem Betriebszustand wird die zwei-/einstufige Kälteanlage somit im Wesentlichen durch Nutzung der Exergieänderung, die bei der Abwertung der Rauchgaswärme (Temperaturbereich etwa von 450 bis 180 °C) auf das Temperaturniveau des Heißwasserkreises auftritt, angetrieben. Dadurch ergibt sich im Teillastbetrieb ein „effektiver“ COP, der deutlich über die Kältezahl der zwei-/einstufigen AKM mit „interner“ Kopplung hinausgeht. Dies wird im Folgenden eingehend diskutiert.

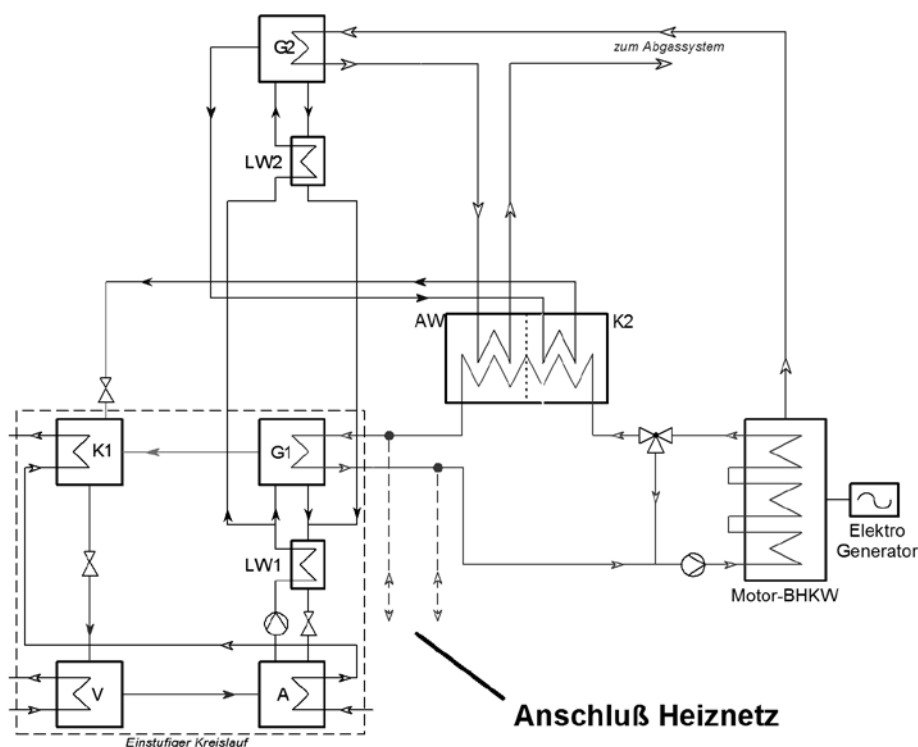


Abbildung 3: “Externe“ Kopplung von BHKW und zwei-/einstufiger Absorptionskälteanlage.

Die oben beschriebene Betriebsweise mit annähernd vollständiger Nutzung der BHKW-Abwärme über den Heißwasserkreislauf erlaubt insbesondere in den Übergangszeiten einen sehr effizienten Einsatz zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen. Abbildung 4 zeigt die Energieausnutzung einer KWKK-Anlage mit einstufiger Absorptionskälteanlage (1), zwei-/einstufiger Absorptionskälteanlage (2) und zwei-/einstufiger Anlage im Einsatz zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen (3, 4). Für den hier vorgestellten Fall der Kopplung an ein typisches Motor-BHKW ermöglicht eine zwei-/einstufige Kälteanlage im reinen Kältebetrieb eine Steigerung der Kälteleistung gegenüber einer herkömmlichen einstufigen Absorptionskälteanlage um mehr als 30%. Im Mischbetrieb zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen wird eine optimale Ausnutzung der zur Verfügung stehenden BHKW-Wärme erzielt. Im Grenzfall mit maximaler Heizwärmenutzung sind etwa 25% der Auslegungskälteleistung der zwei-/einstufigen Kälteanlage verfügbar, wobei gleichzeitig knapp 90% der BHKW-Wärme über den Heißwasserkreis

zu Heizzwecken genutzt werden kann. In diesem Teillastzustand werden somit nur etwa 10% der BHKW-Wärme als Antriebswärme für die Kälteanlage verbraucht. Bezieht man die Kälteleistung in diesem Betriebszustand auf die Minderung der zur Verfügung stehenden BHKW-Wärmeleistung, so ergibt sich eine "effektive" Kältezahl um 2,0. Die besonders effiziente Energieausnutzung in dieser Betriebsart ist auch an den verfügbaren Energiemengen zum Heizen und Kühlen abzulesen: Die Summe der Nutzenergien "Heizwärme" und "Kälte" übersteigt die dafür eingesetzte Antriebsenergie "BHKW-Wärme".

Dies wirkt sich positiv auf das Teillastverhalten und die Energieeffizienz aus.

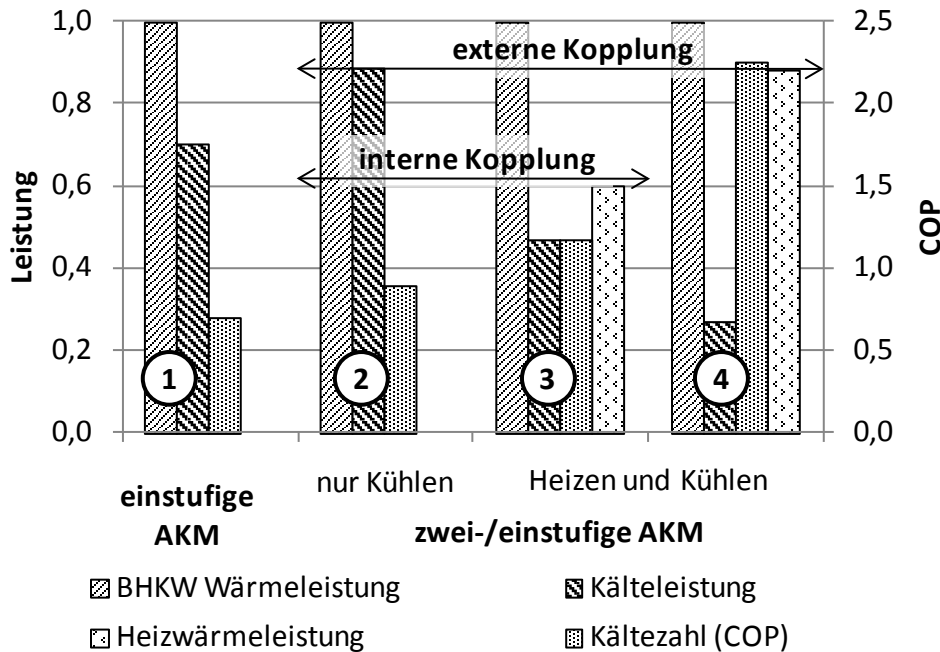


Abbildung 4: Energieausnutzung einer KWKK-Anlage mit einstufiger Absorptionskälteanlage (1), interne und externe zwei-/einstufige Absorptionskälteanlage im reinen Kühlfall (2), interne und externe zwei-/einstufige Anlage im Einsatz zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen (BHKW-Kühlwasserwärme für Heizung, Kondensationswärme aus oberer Stufe der AKM als Antrieb für Niedertemperaturgenerator der AKM (3)) und externe zwei-/einstufige Anlage im Einsatz zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen (Kondensationswärme als Heizwärme genutzt (4))

Abbildung 4 zeigt das Teillastverhalten einer zwei-/einstufigen AKM mit interner Kopplung im Vergleich zu einer externen Kopplung. Beide Konzepte wirken in dem Fall, dass ausschließlich Kälte erzeugt werden soll (2), identisch. Mit sinkendem Kältebedarf und damit steigender Wärmebereitstellung verhalten sich beide Systemkonzepte zunächst weiterhin gleich. Der Teillastfall, in dem die Wärme aus Motorkühlwasser und dem Niedertemperaturanteil des Rauchgases dem Heiznetz zugeführt wird, stellt für die interne Kopplung die minimale Teillast (ohne Drosselung des Rauchgasmassenstroms) dar (3). Im Gegensatz dazu kann bei der externen Variante die Kälteerzeugung bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung weiter gedrosselt. Dabei wird die Kondensationswärme aus der oberen Stufe der AKM aus dem Kältesystem ausgekoppelt und dem Heiznetz zugeführt (4). Dies ist bei der internen Kopplung nicht möglich.

5.3 Ziele des Vorhabens

Im Rahmen des Vorhabens soll die Optimierung eines Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssystems (KWKK) und die Integration in ein bestehendes Energiesystem durchgeführt werden. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf dem Nachweis der Funktionalität und der Optimierung des innovativen Konzeptes einer mehrstufigen, für den Betrieb an einem Blockheizkraftwerk (BHKW) optimierten Absorptionskältemaschine (AKM). Der zweite Schwerpunkt liegt auf der Integration des KWKK-Systems in das Gesamtenergiesystem. Grundlage hierfür bildet die Erfassung der Bedarfssituation und des Betriebszustands des gesamten Energiesystems auf Seiten der Wärme- (Kessel, BHKW) und Kältebereitstellung - (Kompressionskältemaschinen (KKM), freie Kühlung, AKM) und der Nebenaggregate (Rückkühlwerke, Pumpen). Durch umfangreiche messtechnische Erfassung und Auswertung der Daten sollen optimierte Einsatzstrategien für die einzelnen Komponenten und die übergeordnete Steuerung entwickelt werden. Durch die Aus- und Bewertung der Ergebnisse werden abschließend allgemeine Kriterien für die Dimensionierung und Steuerung derartiger Systeme abgeleitet.

Das eingesetzte innovative Konzept einer zwei-/einstufigen Absorptionskältemaschine ermöglicht es den COP (coefficient of performance) im Vergleich zu konventionellen einstufigen Anlagen um ca. 30 % zu steigern. Durch die direkte Nutzung der Rauchgaswärme steigt der COP in Vollast von ca. 0,7 auf 0,95. Darüber hinaus ermöglicht dieses System bei gleichzeitigem Wärmebedarf die Kälteleistung stufenlos zwischen 100% und ca. 10% zu variieren. Die dabei erreichte Energieausnutzung des Systems für die gleichzeitige Wärme- und Kältelieferung entspricht einer „effektiven Kältezah!“ (COP_{eff}) der Kälteerzeugung von 2 bis 3. D.h. für eine Einheit Kältelieferung (in kW oder kWh) ist nur eine Drittel bis eine halbe Einheit BHKW-Wärme (in kW oder kWh) erforderlich.

Durch die messtechnische Erfassung der externen Ströme und interner Daten der AKM und die Auswertung der Ergebnisse sollen die hohen Wirkungsgrade und das Teillastverhalten erstmals in einer realen Anwendung zur Bereitstellung von Kälte nachgewiesen werden. Darüber hinaus wird das Betriebsverhalten der AKM optimiert, um einen möglichst effizienten und sicheren Betrieb zu gewährleisten.

Durch eine umfangreiche Auswertung der Messdaten werden die Charakteristiken der AKM ermittelt. Die AKM und das Gesamtsystem werden hinsichtlich ökologischer und ökonomischer Kriterien bewertet. Durch Messdatenauswertung und Systemmodellierung werden Optimierungsmaßnahmen und -potentiale ermittelt und bewertet.

6 Hauptteil

Der Hauptteil fasst die im Rahmen des Projektes erarbeiteten technischen und wissenschaftlichen Ergebnisse zusammen.

6.1 Beschreibung des Energiesystems

Zu Beginn wird das Energiesystem das Gegenstand dieses Projektes ist beschrieben. Dabei wird auf die wesentlichen Eigenschaften der Hauptkomponenten und deren hydraulische und regelungstechnische Kopplung eingegangen.

Das Energiesystem ist ein KWKK-Systems bestehend aus einem motorischem Blockheizkraftwerk und einer zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung. Es wurde in einem in Nabern bei Kirchheim unter Teck angesiedelten Gewerbegebiet errichtet. Der Gewerbepark hat eine Grundfläche von rund 100 000 m² und umfasst 36 Gebäude von Büroräumen über Werkstätten bis hin zu Lagerhallen und Laborräumen. Die Versorgung der Liegenschaft mit Wärme und Kälte erfolgt über ein Nahwärme- und Nahkältenetz. Als Bauherr für die Energiezentrale ist die Firma Danpower GmbH verantwortlich, einem auf Wärme, Strom und Kälte spezialisierten Versorgungsunternehmen. Die planerische Betreuung, Auslegung und Inbetriebnahme der für das KWKK-System vorgesehenen AKM und die Optimierung des Gesamtsystems wird vom ZAE Bayern durchgeführt.

6.1.1 Hauptkomponenten

Im Folgenden werden die relevanten Komponenten des Energiesystems beschrieben. Eine Zusammenfassung der Leistungszahlen findet sich in Anhang A1.

6.1.1.1 Blockheizkraftwerk

Die zentrale Hauptkomponente des KWKK-Systems bildet das BHKW. Es dient zur Wärmebereitstellung für Heiz- und Kühlprozesse und erzeugt gleichzeitig Strom, der direkt im Gewerbepark genutzt werden kann. Es handelt sich dabei um ein BHKW des Typs JMS 412 GS-C05 der Firma GE Jenbacher GmbH & Co OHG (Abbildung 1).



Abbildung 1: Das eingesetzte BHKW des Typs JMS 412 GS-C05

Es hat einen erdgasbefeuerten 12-Zylinder-Motor und liefert bei Vollast eine elektrische Leistung von 936 kW sowie eine thermische Leistung von 922 kW. Die Rücklauf­temperatur sollte laut Datenblatt zwar bei 80 °C liegen, wird allerdings konstant auf 78 °C geregelt, um im anschließenden AKM-Hochtemperaturkondensator eine bessere Wärmeausnutzung zu erreichen. Diese Regelung geschieht über eine Rücklaufanhebung durch die ventilgesteuerte Beimischung des Vorlaufs. Dieser hat beim Austritt aus dem Motor eine Temperatur von 90 °C, welche bei der anschließenden Wärmeaufnahme im Hochtemperaturkondensator der AKM und im AWT auf bis zu 98,2 °C ansteigt. Der Massenstrom des Heißwassers im BHKW beträgt 10 kg/s. Bei Vollast besitzt das Rauchgas beim Austritt eine Temperatur von 395 °C bei einem Massenstrom von ca. 1,37 kg/s. In der AKM sinkt die Temperatur weiter auf rund 180 °C, worauf sich das Abgas im AWT auf ca. 105 °C abkühlt. In Anhang A1 befinden sich eine ausführliche Tabelle mit den wichtigsten Leistungsdaten des BHKW sowie eine grafische Erläuterung des Warmwasser- und Kühlkreislaufs.

6.1.1.2 Warmwasser-Pufferspeicher

Im Betrieb stimmen Wärmebedarf und Wärmeerzeugung durch das in Vollast laufende BHKW (hier: 922 kW) so gut wie nie überein. Zur zeitlichen Entkoppelung von Bedarf und Erzeugung stehen zwei identische Warmwasserspeicher mit einem Fassungsvermögen von jeweils ca. 37,4 m³ zur Verfügung (Abbildung 2).

Diese reichen zusammen bei einer Temperaturspreizung von beispielsweise 20 K für eine Wärmemenge von rund 6300 MJ. Die zwei Speicher sind in Serie geschaltet eingebunden und befinden sich vor den Heizkesseln, werden also ausschließlich vom BHKW beladen.



Abbildung 2: Warmwasserspeicher im Energiesystem

6.1.1.3 Heizkessel

Da BHKW grundsätzlich so ausgelegt werden, dass sie in erster Linie nur die Grundlast decken, also in diesem Fall eine Wärmeleistung von 922 kW, werden immer noch einer oder mehrere Spitzenlastheizkessel benötigt, die zugeschaltet werden können, wenn der Wärmebedarf höher ist als 922 kW und die Pufferspeicher leer sind.

In Nabern existieren zwei solche Kessel, die vom ursprünglich bestehenden Energiesystem übernommen wurden (Abbildung 3). Es handelt sich dabei um zwei Dreizug-Flammrohr-Rauchrohrkessel der Firma Danstoker, ehemals DSV, die über Zweistoffbrenner der Firma Weishaupt mit Leichtöl oder Erdgas befeuert werden. Der kleinere Kessel 4¹ hat sowohl bei Erdgas- als auch bei Ölbetrieb eine Leistung von 0,5 bis 0,9 MW und wird bei erhöhtem Wärmebedarf grundsätzlich vor dem größeren Kessel 1 angefordert. Dieser hat bei Erdgasbetrieb eine Leistung von 0,7 bis 2,6 MW und bei Ölbetrieb eine Leistung von 0,7 bis 2,4 MW. Die zwei Kessel sind parallel eingebunden und befinden sich hinter den Pufferspeichern, was bedeutet, dass sie ausschließlich zur direkten Wärmebedarfsunterstützung zugeschaltet werden aber nicht zur Speicherbeladung.



Abbildung 3: Heizkessel zur Deckung der Spitzenlast

6.1.1.4 Absorptionskältemaschine

Die neben dem BHKW wichtigste Komponente des KWKK-Systems im Rahmen dieser Arbeit ist die AKM. Hierbei handelt es sich um eine Sonderanfertigung der Firma Thermax einer

¹ Die Nummerierung bei einigen Komponenten (Kessel, KKM) wurde vom bestehenden Energiesystem übernommen und ist deshalb nicht regelmäßig.

nach dem Prinzip der externen Kopplung arbeitende zwei-/einstufigen AKM mit einem COP von 0,99 in Vollast (Abbildung 4).



Abbildung 4: Sonderanfertigung der zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung

Sie arbeitet mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid ($H_2O/LiBr$) und erreicht im Verdampfer bei einem Massenstrom von ca. 29,8 kg/s und einer Temperaturspreizung von 6 auf 12 °C eine maximale Kälteleistung von 750 kW. Der Niedertemperaturgenerator im einstufigen Teil besitzt eine Durchflussmenge von 10 kg/s und erreicht eine maximale Gesamtleistung von 648 kW, bestehend aus 412 kW aus dem BHKW-Heißwasser sowie 236 kW aus dem Hochtemperaturkondensator. Der Hochtemperaturgenerator läuft mit einer Maximalleistung von 330 kW, wodurch eine Gesamtleistungsaufnahme von 742 kW erreicht wird. Über den Absorber bzw. den Niedertemperaturkondensator wird mittels eines mit 35 % Glykolananteil gemischten Kühlwassers eine Wärmemenge von 1509 kW abgeführt. Dies erfolgt durch einen Massenstrom von ca. 84,7 kg/s bei einer Temperaturspreizung von 27/32 °C. Dieses Kühlwassergemisch wird im RKW über einen weiteren Kühlkreislauf rückgekühlt und wieder der AKM zugeführt.

6.1.1.5 Rückkühlwerk

Das Kühlwasser aus der AKM wird über ein RKW auf 27 °C abgekühlt und daraufhin wieder der AKM zugeführt. Das in Nabern eingesetzte RKW besteht aus zwei identischen Kühltürmen des Typs DT 2/50 Z XL der Firma Gohl (Abbildung 5). Es handelt sich hierbei um geschlossene Nasskühltürme, in welchen ein interner Wasserkühlkreislauf mit einer Temperaturspreizung von 5 K (Rücklauf vom RKW 25 °C; Vorlauf zum RKW 30 °C) und einem Durchfluss von jeweils ca. 36 kg/s zirkuliert.



Abbildung 5: Luftansaugseite der in Nabern eingesetzten Nasskühltürme der Firma Gohl

Als Kühlmedium wird reines Wasser verwendet, während im Kühlkreislauf der AKM ein Wasser-Glykol-Gemisch zum Einsatz kommt, welches seine Abwärme in einem Wärmetauscher auf den RKW-Kreislauf überträgt. Unter Auslegungsbedingungen (bei einer Feuchtkugeltemperatur von 21 °C) beträgt die Kühlleistung der zwei Türme jeweils 757 kW. Für den Umlauf wird eine Lüftungsleistung von insgesamt 18 kW benötigt.

6.1.1.6 Kompressionskältemaschinen

Neben der neu installierten AKM bleiben weiterhin drei KKM aus dem Altbestand im Gesamt-KWKK-System erhalten, die als Spitzenlast-Kältemaschinen dienen und die AKM unterstützen, sollten deren maximale Leistung von 750 kW den angeforderten Kältebedarf nicht mehr decken können.



Abbildung 6: Eine der in Nabern eingesetzten Kompressionskältemaschinen

Es handelt sich hierbei um KKM der Firma OPK mit einer Kühlleistung von jeweils 600 kW (Abbildung 6). Die KKM 6 und 7 sind mit jeweils sechs Kolbenverdichterstufen à 100 kW ausgestattet und werden mit dem Kältemittel R22 betrieben. Die KKM 8 besitzt zwei Stufen à 300 kW, wobei ein Kreislauf über einen Schraubenverdichter betrieben wird, während der zweite mit einem Turboverdichter angetrieben wird. Bei zusätzlicher Kälteanforderung besitzt die KKM 8 Priorität. Sollte auch deren Kühlleistung nicht mehr ausreichen, werden die KKM 6 und 7 mit abwechselnder Führung angefordert. Alle KKM besitzen eine eigene für die Rückkühlung zuständige Tischkühlereinheit. In Anhang A3 befinden sich ausführliche Leistungsdaten der drei KKM.

6.1.1.7 Kaltwasserspeicher

Da auch bei der Kaltwasserbereitstellung immer wieder Abweichungen zwischen angefordertem Kältebedarf und produziertem Kälteangebot auftreten, werden, analog zum Warmwasser, Pufferspeicher benötigt, die das aus den Kältemaschinen kommende Kaltwasser speichern und bei Bedarf wieder ins Kältenetz abgeben können. In Nabern ist hierfür ein Kaltwasserspeicher mit einem Fassungsvermögen von ca. 46 m³ installiert, der bei der üblichen Temperaturspreizung von 6 K eine Kälteleistung von rund 1156 MJ puffern kann (Abbildung 7). Er befindet sich einbindungstechnisch gesehen hinter den Kälteerzeugern und wird deshalb bei Kälteüberschuss auch von allen direkt beladen.



Abbildung 7: In Nabern eingesetzter Kaltwasserspeicher

6.1.1.8 Freie Kühlung

Da in den Wintermonaten die BHKW-Abwärme für Heizzwecke benötigt wird und außerdem der Kältebedarf so gering ist, dass die AKM nur in niedrigem Lastbereich laufen könnte, wird zu dieser Zeit komplett auf die AKM verzichtet und auf den so genannten Winterbetrieb umgeschaltet. In diesem Betriebsmodus wird die Kühlgrundlast ausschließlich über freie Kühlung gedeckt und nur im Falle höherer Kältelastanforderung direkt auf die KKM zugegriffen.



Abbildung 8: Tischkühlereinheit zur freien Kühlung

Voraussetzung dafür ist eine niedrige Außentemperatur (< 3 °C), um eine Kühlung des Kaltwassers auf 6 °C gewährleisten zu können. Im Sommerbetriebsmodus wird auf die freie Kühlung komplett verzichtet, da die Außentemperaturen zu hoch sind. In Nabern besteht dieses Kühlsystem aus zwei Tischkühlereinheiten des Typs G-FAHN 100A 2x5 der Firma Güntner mit

einer Gesamtkühlleistung von 600 kW (Abbildung 8). Jede Einheit besteht wiederum aus zehn einzelnen Lüftermodule.

6.1.2 Hydraulische Einbindung

Die Zusammenhänge, Verschaltungsprinzipien und hydraulischen Einbindungen der in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Anlagenkomponenten können in einem vereinfachten Systemfließbild grafisch sehr gut dargestellt werden.

6.1.2.1 Heißwasserkreislauf

In Abbildung 9 sind alle im Heißwasserkreislauf vorkommenden relevanten Anlagenteile des KWKK-Systems in Nubern eingezeichnet. Die Leistungen, Temperaturen und Massenströme variieren je nach Lastanforderung, und sind hier beispielhaft für den Volllastfall entsprechend der Auslegung der Komponenten BHKW und AKM dargestellt.

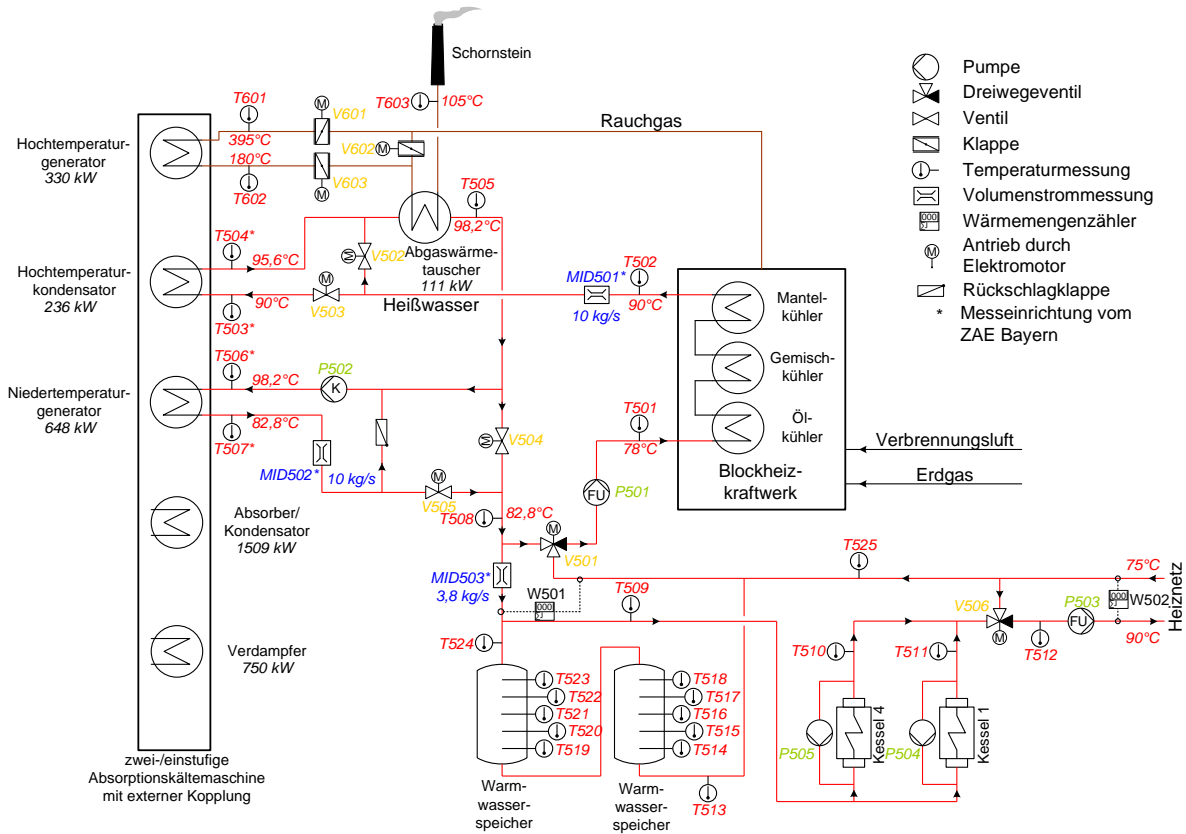


Abbildung 9: Vereinfachtes Anlagenfließbild des gesamten Heißwasserkreislaufs

6.1.2.2 Kaltwasserkreislauf

In Abbildung 10 sind dementsprechend die Anlagenkomponenten des Kaltwasserkreislaufs in einem Systemfließbild dargestellt, wobei die angegebenen Werte für BHKW- und AKM-Volllast entsprechend der Auslegung gelten.

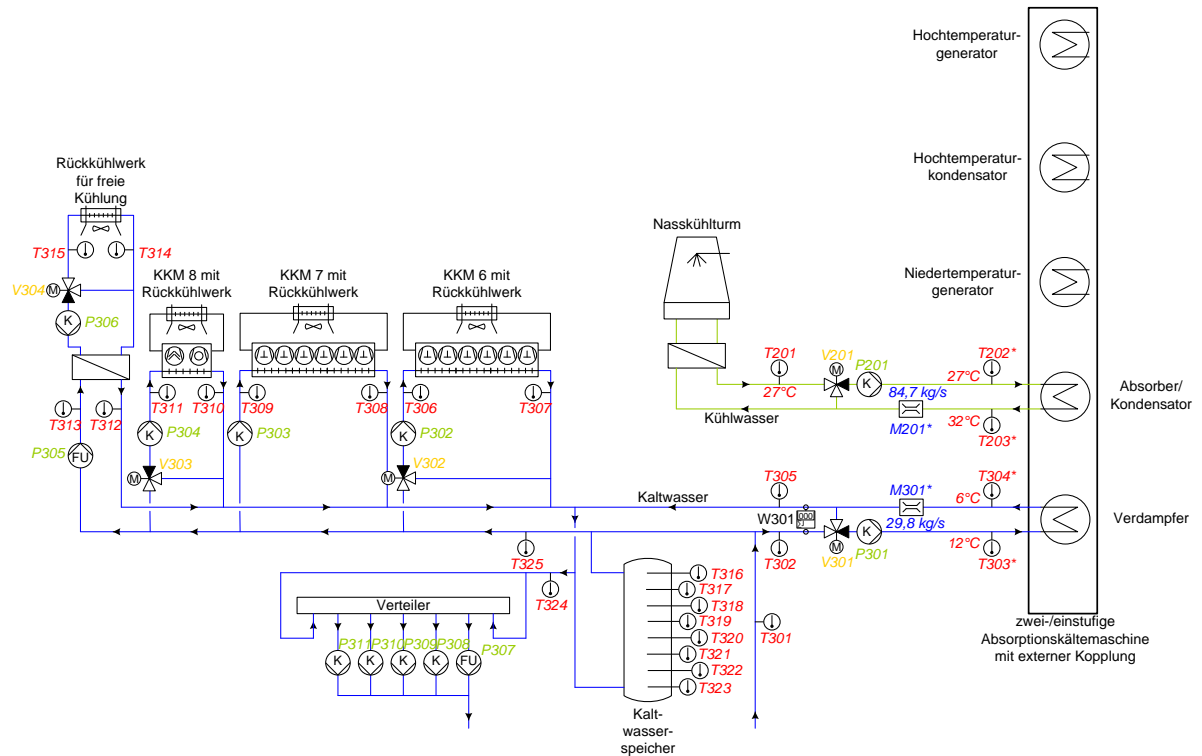


Abbildung 10: Vereinfachtes Anlagenfließbild des gesamten Kaltwasserkreislaufs und des Kühlkreislaufs

6.1.2.3 Messtechnische Ausstattung

Wie in diesen beiden Fließbildern an den mit einem Sternchen (*) markierten Messstellen zu sehen ist, sind vom ZAE Bayern an der gesamten Anlage fünf MID und acht Pt100 angebracht, welche zur Leistungsberechnung der AKM dienen. In Tabelle 1 sind die einzelnen Messinstrumente mit ihrer jeweiligen Position im KWKK-System aufgelistet.

Tabelle 1: Vom ZAE Bayern installierte Messtechnik

Messinstrument	Position
MID201	Kühlwasser AKM
MID301	Kaltwasser AKM
MID501	Heißwasser BHKW
MID502	Heißwasser AKM
MID503	Heißwasser Netz
T202	Kühlwassereintritt AKM
T203	Kühlwasseraustritt AKM
T303	Kaltwassereintritt AKM
T304	Kaltwasseraustritt AKM
T503	Heißwassereintritt Hochtemperaturkondensator AKM
T504	Heißwasseraustritt Hochtemperaturkondensator AKM
T506	Heißwassereintritt Niedertemperaturgenerator AKM
T507	Heißwasseraustritt Niedertemperaturgenerator AKM

Anhand dieser Messstellen lässt sich die AKM energetisch bilanzieren und deren Betriebsverhalten in Voll- und Teillastzuständen charakterisieren. Die weiteren im Anlagenplan eingezeichneten und im System angebrachten messtechnischen Instrumente dienen zum einen der Auswertung und Überwachung des BHKW bzw. des Gesamtsystems, als auch der regelungstechnischen Steuerung über die Gebäudeleittechnik (GLT). Die Daten dieser Sensoren werden von der GLT erfasst und teils gespeichert.

6.1.3 Regelungskonzept

Das KWKK-System in Nabern wurde zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme als wärmegeführtes System betrieben. Der bei BHKW-Betrieb erzeugte Strom kann gewinnbringend ins Netz eingespeist oder für interne Prozesse genutzt werden. Das heißt, das BHKW ist so lange in Betrieb, bis Wärme- und Kältebedarf so niedrig sind, dass ein Volllastbetrieb nicht mehr gewährleistet werden kann.

6.1.3.1 Betriebsmodi des Gesamtsystems

Das für die Inbetriebnahme des KWKK-Systems vorliegende Regelungskonzept ist in zwei Modi unterteilt, Sommermodus und Wintermodus. Der Wechsel zwischen den Modi kann manuell erfolgen oder automatisiert in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Für jeden Modus gibt es eine eigene Schaltungsregelung, welche die Reihenfolge der Zuschaltung der Anlagenkomponenten bei den verschiedenen Bedarfsanforderungen vorgibt. Im Wintermodus herrscht reiner BHKW-Heizbetrieb, das heißt, es wird neben Strom nur Abwärme erzeugt, die direkt für Heizzwecke verwendet wird. Eventuell auftretender Kältebedarf wird

ausschließlich über freie Kühlung oder die KKM gedeckt, das heißt, die AKM bleibt aus. Die für die Anforderung der Anlagenkomponenten festgelegten Reihenfolgen beim Heizen und Kühlen werden als Sequenzfolgen bezeichnet, welche beim Wintermodus wie folgt aussehen:

Sequenzfolge zur Heizung (Wintermodus):

BHKW → Kessel 4 → Kessel 1

Das heißt, kann der vorangestellte Wärmeerzeuger den angeforderten Wärmebedarf nicht mehr decken bzw. liegt eine Störung vor, wird der nachfolgende Erzeuger angefordert.

Sequenzfolge zur Kühlung (Wintermodus):

Freie Kühlung → KKM 8 → KKM 6 → KKM 7

Im Sommermodus wird neben BHKW-Heizbetrieb auch Abwärme für die Kälteerzeugung über die AKM bereitgestellt. In diesem Fall wird die freie Kühlung abgeschaltet, da sie bei höheren Außentemperaturen ohnehin nicht auf die erforderlichen 6 °C im Kaltwasser herunterkühlen kann. Die Sequenzfolge im Sommerbetrieb sehen folgendermaßen aus:

Sequenzfolge zur Heizung (Sommermodus):

BHKW → Kessel 4 → Kessel 1

Beim Heizbetrieb gibt es somit keinen Unterschied zwischen Sommer- und Wintermodus.

Sequenzfolge zur Kühlung (Sommermodus):

AKM mit Rauchgas → AKM mit Heißwasser → KKM 8 → KKM 6 → KKM 7

Trotz Sommermodus hat jedoch immer noch die Warmwassererzeugung Priorität. Das heißt, bevor die AKM vom BHKW gespeist werden kann, wird zuerst der Warmwasserspeicher bis zu einem bestimmten Grad beladen (mehr zu den Speichern in Kapitel 6.1.3.3). Wird also das BHKW-Heißwasser komplett für Heizzwecke benötigt, wird die Sequenz „AKM mit Heißwasser“ übersprungen und direkt KKM 8 angefordert.

6.1.3.2 BHKW-Heißwasserkreislauf

Der BHKW-Heißwasserkreislauf beinhaltet das Zusammenspiel und die Regelung der Pumpen und Ventile des BHKW-Betriebs, des AKM-Hochtemperaturkondensators sowie des AKM-Niedertemperaturgenerators (Abbildung 11).

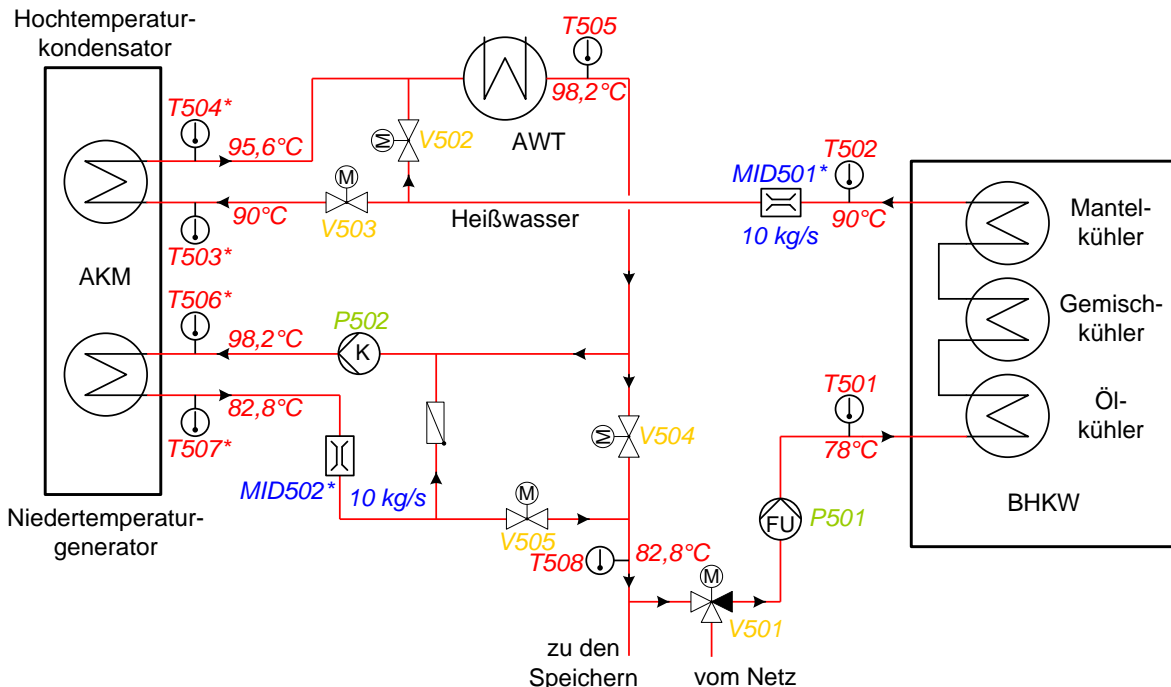


Abbildung 11: Anlagenfließbild des KWKK-Teils des Heißwasserkreislaufs

Das BHKW besitzt eine eigene autarke Steuerungseinheit, die den Betrieb des BHKW regelt. Die GLT sorgt nur für die BHKW-Anforderung im Bedarfsfall. Zwischen BHKW und GLT werden folgende Daten ausgetauscht: Freigabe von der GLT, Betrieb vom BHKW und Störmeldungen vom BHKW an die GLT.

Das BHKW wird im Wintermodus von der GLT immer dann angefordert, wenn sich die Warmwasser-Pufferspeicher schon zu einem Großteil geleert haben (Temperatursollwert unterschritten). Ist dies der Fall, geht das BHKW mit 100 % Lastvorgabe an und übernimmt die Heißwasserbereitstellung für die Verbraucher. Währenddessen werden die Speicher mit dem überschüssigen vom BHKW kommenden Heißwasser so lange beladen, bis sie wieder voll sind. Erreicht der unterste Temperaturfühler in den Speichern den festgelegten Mindestsollwert, wird das BHKW zurückgesetzt und ausgeschaltet (im Wintermodus). Leert sich dann der Speicher erwartungsgemäß wieder, geht das BHKW vor der kompletten Speicherentleerung auf 100 % Lastvorgabe und der Beladungszyklus startet erneut. Überschreitet die an Messfühler T501 erfasste BHKW-Vorlauftemperatur 78 °C, geht das BHKW aus Schutz vor Beschädigung in Teillast und wird im Extremfall ebenfalls zurückgesetzt. Sollten sich die Speicher jedoch trotz angefordertem BHKW immer noch leeren, werden die Kessel zur weiteren Heißwassererzeugung nach Sequenzfolge angefordert (weiteres Vorgehen siehe dann Kapitel 6.1.3.4).

Im Sommermodus wird mit steigender Beladung des Heißwasserspeichers sukzessive mehr Heißwasser zum Antrieb der AKM genutzt. Wird weniger Kälte benötigt als erzeugt wird, begrenzt die AKM eigenständig die Heißwasserzufuhr. Sind Wärme- und Kältebedarf gering, füllt sich der Speicher. Sobald der unterste Fühler die vorgegebene Temperatur überschreitet, gilt wieder die gleiche Vorgehensweise wie im Wintermodus und das BHKW wird zurückgesetzt und ausgeschaltet.

Zur Regulierung der BHKW-Vorlauftemperatur (T501) ist ein Dreiwegeventil (V501) angebracht, welches den Vorlauf durch Beimischung des von der AKM (bzw. des AWT) kommenden Rücklaufs auf den Sollwert anhebt. Die Stellung dieses Ventils ist stufenlos einstellbar (0 bis 100 %) und wird, neben der Ansteuerung der Pumpe P501, autark über das BHKW geregelt. Pumpe P501 ist, wie bereits erwähnt, auf eine konstante Durchflussmenge von 10 kg/s eingestellt.

Die Ventile V502 und V503 regeln den Heißwasserdurchfluss durch den Hochtemperaturkondensator der AKM und werden autark über die AKM angesteuert, sobald Kältebedarf besteht und die AKM im Sommermodus angefordert wird. Ist dies der Fall, geht V503 auf Durchgangsstellung und V502 schließt. Wird die AKM zurückgesetzt, geht V502 auf Durchgangsstellung und V503 schließt, die zwei Ventile öffnen und schließen also entgegengesetzt und es gibt keine Zwischenstufen, sondern jeweils nur „auf“ und „zu“.

Je nachdem, welche Wärmemenge im Heiznetz benötigt wird, kann ein Teil des vom AWT kommenden Heißwassers zur Kälteerzeugung im Niedertemperaturgenerator verwendet werden. Die dafür benötigten Informationen erhält die AKM von der GLT. Abhängig von der freigegebenen Menge, regelt die AKM die Stellung der Ventile V504 und V505 stufenlos auf die entsprechenden Mischungsverhältnisse, wobei diese wiederum invers arbeiten, also entgegengesetzt öffnen und schließen. Die vor dem Niedertemperaturgenerator eingebaute Rückschlagklappe sowie die Pumpe P502 sorgen dafür, dass der interne Heißwasserkreislauf der AKM (bei Betrieb) konstant auf 10 kg/s gehalten werden kann, unabhängig von den Ventilstellungen. Das aus der AKM austretende und nun abgekühlte Heißwasser wird nach der Beimischung des an der AKM vorbeigeführten Heißwassers wie schon angesprochen zur Anhebung des BHKW-Vorlaufs an Ventil V501 verwendet, bevor es zu den Speichern, den Kesseln oder dem Heiznetz weitergeleitet wird.

Wie in Kapitel 6.1.1 beschrieben, besitzt das BHKW auch einen Tischkühler zur zusätzlichen Kühlung des Gas-Luft-Gemischs. Dieser wird mit über das BHKW gesteuert, wobei ein zwischen Tischkühler und BHKW eingebautes stufenloses Dreiwegeventil für die nötige Einstellung der Solltemperatur sorgt. Die Stellung dieses Ventils wird auf die Gemischtemperatur geregelt, die BHKW-intern gemessen wird.

6.1.3.3 Warmwasserspeicher

Die zwei Warmwasser-Pufferspeicher sind zwischen BHKW bzw. AKM und den Heizkesseln eingebunden, werden also ausschließlich vom BHKW direkt beladen. Sie sind in Reihe geschaltet und können somit als ein großer Speicher betrachtet werden (Abbildung 12).

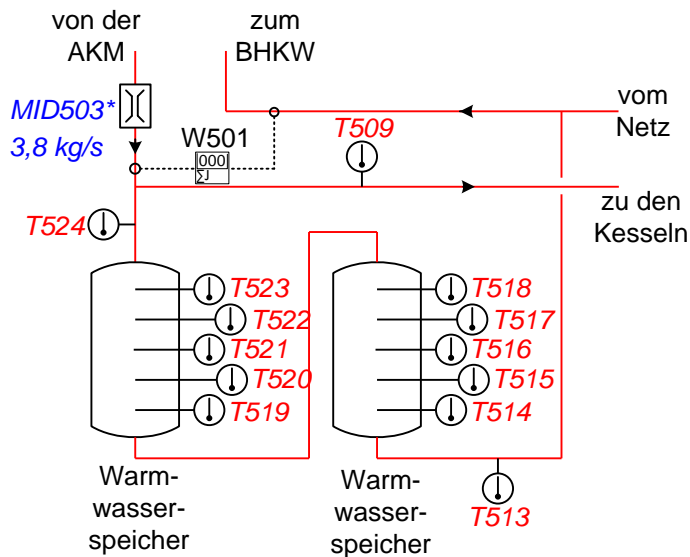


Abbildung 12: Anlagenfließbild des Pufferspeicherteils des Heißwasserkreislaufs

Wie im vorangegangenen Kapitel angedeutet, steuert der Ladungszustand der Speicher die Lastanforderung an das BHKW. Hierzu stehen dem System zehn Temperatursensoren zur Verfügung, die innerhalb der Speicher gleichmäßig verteilt installiert sind und somit deren Temperaturbelastung von oben nach unten durchgehend erfassen können (T514 bis T523). Wird vom Heiznetz Heißwasser benötigt, wird es erst den Speichern entnommen, wodurch diese anfangen, sich zu leeren. Hierbei fließt am unteren Ende der Speicher dieselbe Menge an kälterem Heiznetzrücklaufwasser nach, die oben vom Heiznetzvorlaufwasser aufgenommen wird. Sinkt die Temperatur am dritten Fühler von oben (T521) unter den außentemperaturabhängigen Heiznetz Sollwert (im Winter z.B. 85 °C), signalisiert dies, dass der Speicher fast leer ist, wodurch die GLT das BHKW anfordert, um den Bedarf zu decken bzw. den Speicher wieder zu füllen (siehe Kapitel 0). Sollte das BHKW auch bei Vollast nicht mehr den benötigten Wärmebedarf decken können und das vom Heißwasserkreislauf kommende Wasser an den Speichern vorbeifließen, leeren sich die Speicher weiter, weshalb zusätzlich noch die Heizkessel von der GLT angefordert werden müssen. Übersteigt die bereitgestellte Wärmemenge den Bedarf, erfolgt die Beladung der Speicher so lange, bis alle zehn Fühler den entsprechenden Sollwert erfassen, was bedeutet, dass die Speicher wieder voll sind. Die Beladung erfolgt entgegengesetzt zur Entladung, das heißt, die Menge des oben zugeführten vom BHKW kommenden Heißwassers entspricht der unten in den Heiznetzrücklauf abgegebenen Wassermenge.

Neben der Steuerung der BHKW-Anforderung regelt der Ladungszustand der Warmwasserspeicher auch die Lastanforderung an die AKM im Sommermodus. So berechnet sich der Heißwasseranteil, der in die AKM geleitet werden kann, aus der Differenz des Heiznetz Sollwerts und der Temperatur an Fühler T516 (Fühler über GLT frei einstellbar). Liegt T516 über dem Sollwert, kann das Ventil V505 100 % öffnen und V504 komplett schließen. Liegt T516 mehr als 10 K unter dem Sollwert, ist V505 geschlossen und V504 100 % geöffnet (Abbildung 13). Eine Ventilstellung von 100 % bedeutet, dass das Ventil offen und 0 %, dass es geschlossen ist. Die Werte dazwischen werden linear interpoliert.

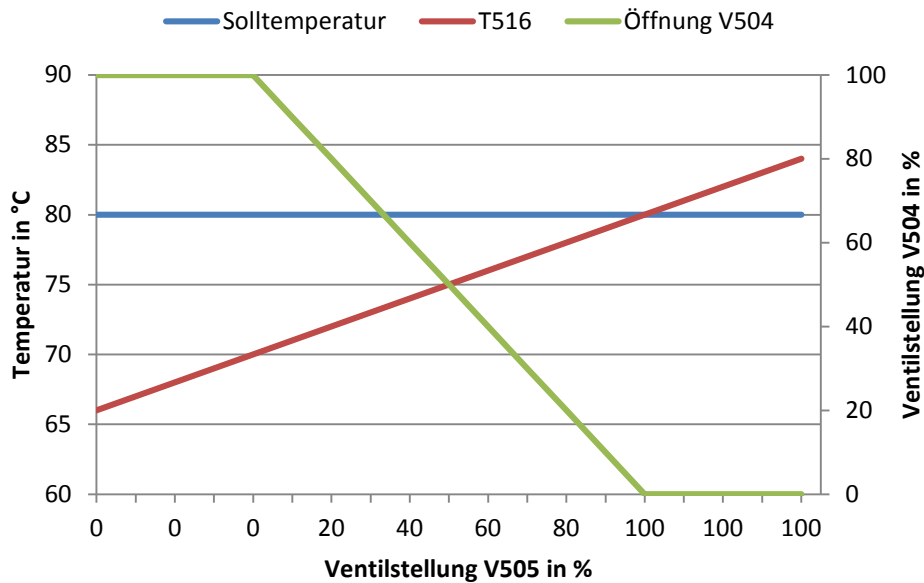


Abbildung 13: Regelung der Ventilstellung für die AKM-Heißwasserzufuhr

In diesem Beispiel wird ein Heiznetzollwert von 80 °C angenommen (blaue Kurve). Die rote Kurve steht für die Temperatur an Fühler T516 und die grüne Kurve zeigt die Stellung des zu V505 inversen Ventils V504. Wird also beispielsweise an T516 eine Temperatur von 75 °C gemessen, sind die Ventile V504 und V505 jeweils zu 50 % geöffnet. Es ergibt sich somit ein linearer Zusammenhang zwischen Speicherbeladung und Heißwasserzufuhr zur AKM, wobei der relevante Temperaturfühler und der maximale Differenzwert von der GLT frei einstellbar sind.

6.1.3.4 Kessel und Heißwasserverteiler

Reicht die Wärmemenge des BHKW nicht aus, um den Wärmebedarf zu decken, werden die Kessel nach Sequenzfolge zugeschaltet. Diese sind parallel angeordnet und befinden sich hinter den Warmwasserspeichern, beladen diese also nicht direkt (Abbildung 14). Kessel 4 ist der kleinere von beiden und steht deshalb in der Sequenzfolge vor dem großen Kessel 1, wird also zuerst angefordert.

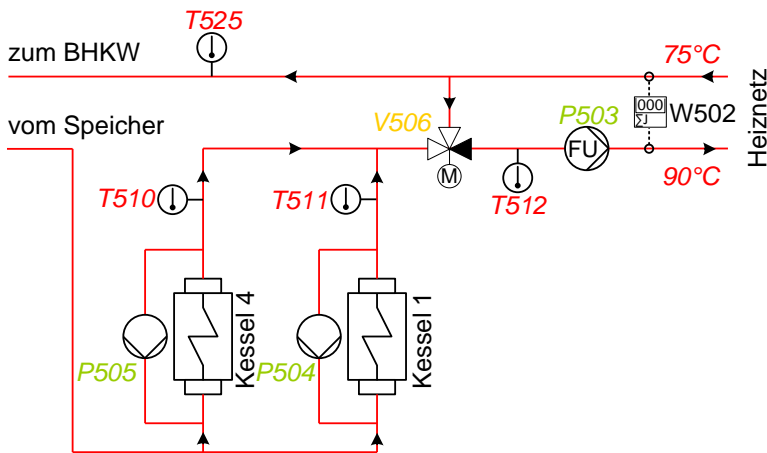


Abbildung 14: Anlagenfließbild der Kessel- und Heiznetzeinbindung im KWKK-System

Das vom BHKW bzw. den Speichern kommende Heißwasser wird vor der Einspeisung ins Heiznetz immer durch einen der beiden Kessel geleitet, unabhängig davon, ob er in Betrieb ist oder nicht. Grund dieser Einbindungsvariante ist, dass der Kessel dadurch weniger Zeit benötigt, um bei Lastanforderung auf Betriebstemperatur zu kommen. Die am Kesselausgang gemessene Temperatur T_{510} bzw. T_{511} ist der Wert, an welchem sich die Kesselregelung orientiert. Je nachdem, welche Umgebungs- bzw. Außentemperatur $T_{\text{außen}}$ vorherrscht, existiert ein entsprechender, festgelegter Sollwert $T_{\text{Kessel,Soll}}$, der über eine Heizkurve berechnet wird (Abbildung 15).

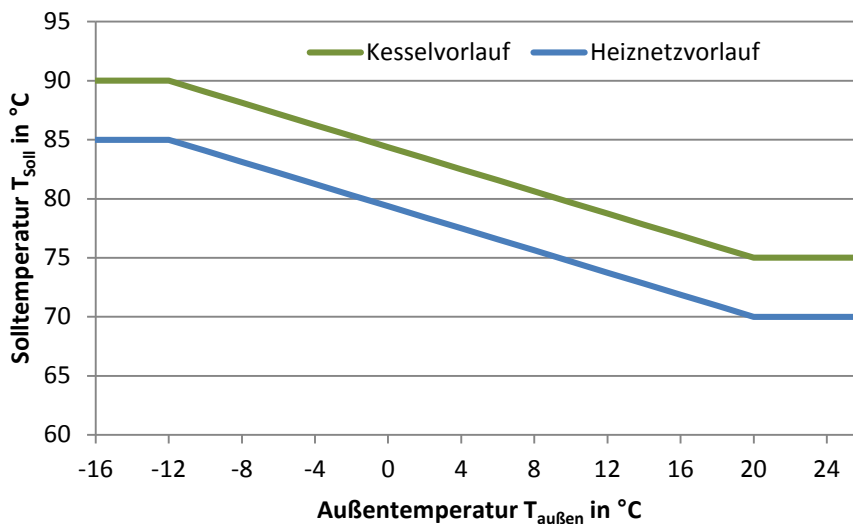


Abbildung 15: Heizkurven zur Bestimmung der Solltemperaturen $T_{\text{Kessel,Soll}}$ und $T_{\text{HN,Soll}}$

Liegt $T_{\text{außen}}$ beispielsweise bei 4 °C, wird $T_{\text{Kessel,Soll}}$ auf eine Temperatur von 80 °C geregelt. Zwischen -12 und +24 °C fällt $T_{\text{Kessel,Soll}}$ linear ab, unter -12 °C Außentemperatur bleibt sie konstant bei 90 °C, über 20 °C Außentemperatur bei 70 °C. Wird also $T_{\text{Kessel,Soll}}$ an der Messstelle T_{510} unterschritten, wird zuerst Kessel 4 angefordert. Sollte dieser aufgrund maximaler Auslastung über einen Zeitraum von 15 min die erforderliche Solltemperatur $T_{\text{Kessel,Soll}}$ nicht erreichen können, wird zusätzlich der größere Kessel 1 zugeschaltet. Bei einer Störmeldung wird sofort automatisch auf den anderen Kessel umgeschaltet. Sollte $T_{\text{Kessel,Soll}}$

an Stelle T510 bzw. T511 mehr als 5 K überschritten werden, wird der jeweilige Kessel wieder abgeschaltet. Ansonsten gilt die gleiche Regelung wie beim BHKW, dass die Kessel zurückgesetzt werden, sobald die Speicher wieder beladen sind. Die zweite in Abbildung 15 dargestellte Heizkurve zeigt den außentemperaturabhängigen Heiznetzsollwert $T_{HN,Soll}$, der an Stelle T512 erreicht werden soll. Dieser Wert liegt immer 5 K unter dem Kesselsollwert $T_{Kessel,Soll}$, um an Dreiwegeventil V506 noch gut regeln zu können. Dies ist auch der Wert, der für die Temperaturfühler in den Pufferspeichern als Sollwert dient.

Die Kessel sind zweistufig ansteuerbar und besitzen einen eigenen autarken Regler, der die Laststeuerung vorgibt. Er erhält den über die Heizkurve berechneten Sollwert $T_{Kessel,Soll}$ als 0-10 V-Signal (0 bis 100 °C), über welches er die entsprechende Solllast ansteuert. Sämtliche Regel- und Steuerfunktionen sind außerdem in einer eigenen Schaltanlage hinterlegt, welche in unmittelbarer Nähe der Kessel installiert ist. Die Befuerung erfolgt standardmäßig mit Gas und kann von Hand auf Öl umgeschaltet werden. Der Kesselregler beinhaltet auch die Aufschaltung der Sicherheitskette, die Brennersteuerung, die Kesselpumpensteuerung sowie die zugehörigen Ölringpumpen, Speisepumpen und Leckölüberwachungen. Desweiteren sind die Kessel mit mehreren Sicherheitsorganen ausgestattet wie Maximaldruckwächter, Sicherheitstemperaturbegrenzer, Temperaturwächter, Wassermängelüberwachung, Gasdichtheitskontrolle, Brennstoffmangel oder Heizungs-Not-Aus. Erst wenn all diese Einrichtungen ordnungsgemäß funktionieren, wird der Kessel freigegeben und die Pumpe eingeschaltet. Der Temperaturwächter sorgt dafür, dass die Kessel bei Überschreitung der internen Grenztemperatur von 120 °C selbstständig abschalten. Bei Störung von einer der genannten Organe wird die Kesselanlage sofort abgeschaltet.

Die Kesselkreispumpen P504 und P505 sind für die Regelung der Kessel zuständig. Sie sorgen für die nötige Rücklaufanhebung, die gebraucht wird, um den Kesselrücklauf auf eine minimale Solleintrittstemperatur zu bringen. Wird diese unterschritten, besteht Korrosionsgefahr durch Rauchgaskondensatbildung im Kesselwärmetauscher. Die Pumpen sind immer in Betrieb, wenn Wärme von den Kesseln angefordert wird und laufen nach Kesselabschaltung ca. 3 min nach, um eine Überhitzung der Kessel zu verhindern. Ein Kesselfühler bestimmt die interne Temperatur und regelt über einen Abgleich mit der Solltemperatur des Kessels $T_{Kessel,Soll}$ die Brennersteuerung.

Im Anschluss an die Kessel folgt das stufenlos regelbare Dreiwegeventil V506. Dieses dient dazu, dem aus den Kesseln kommenden Heißwasser einen Teil des Heiznetzurücklaufs beizumischen, um T512 auf $T_{HN,Soll}$ regeln zu können. Der nun zur Verfügung stehende Heiznetzurücklauf wird über die Verteilerpumpe P503 ins Heiznetz eingespeist, wobei es sich korrekterweise um zwei Pumpen identischer Ausführung handelt, die sich in wöchentlichem Rhythmus bzw. bei Störung redundant abwechseln und auch nie gleichzeitig in Betrieb sind. Dadurch wird sichergestellt, dass das Heißwasser immer ins Netz eingespeist wird, auch wenn eine Pumpenstörung vorliegen sollte. Die jeweils aktive Pumpe wird über einen Frequenzumrichter geregelt (FU-Pumpe).

6.1.3.5 BHKW-Rauchgas

Im Sommermodus wird nach Sequenzfolge bei Kältebedarf zuerst die AKM angefordert, welche dann durch das BHKW-Rauchgas und je nach Lastzustand durch das BHKW-Heißwasser betrieben wird. Der Rauchgaskreislauf beinhaltet den Hochtemperaturgenerator und den AWT (Abbildung 16).

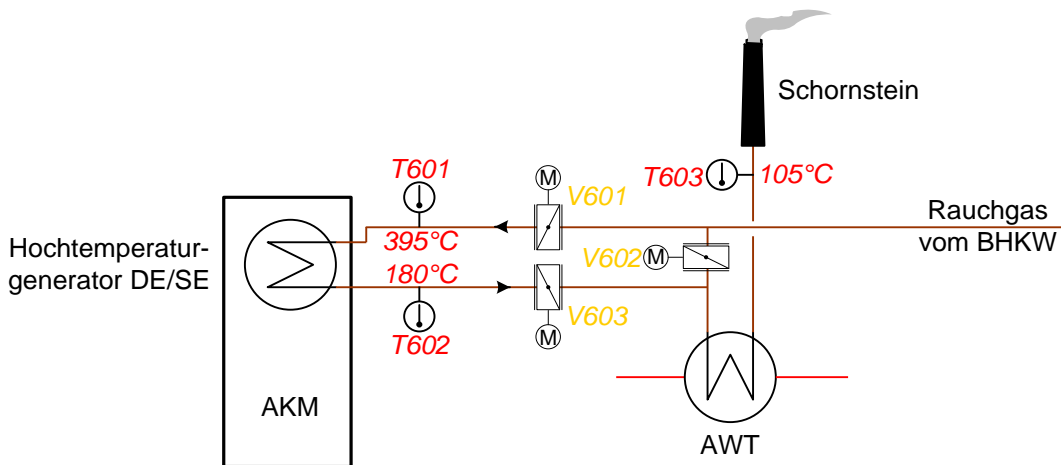


Abbildung 16: Anlagenfließbild des KWKK-Rauchgaskreislaufs

Sobald das BHKW in Betrieb ist und auch Kältebedarf vorliegt, werden von der autarken AKM-Steuerung die inversen vierstufigen Rauchgasklappen V601 und V602 angesteuert und der jeweiligen Lastanforderung entsprechend eingestellt. Mögliche Ventilstellungen sind 0, 25, 50, 75 und 100 %. Soll der Hochtemperaturgenerator der AKM unter Volllast laufen, ist V601 voll geöffnet (100 %) und V602 geschlossen (0 %), während zum Beispiel im Wintermodus bei abgeschalteter AKM V601 geschlossen und V602 auf Durchgangsstellung ist. Die Klappe V603 ist immer in derselben Stellung wie V601. Die Regelung einer Klappe von 0 auf 100 % dauert insgesamt ca. 10 min. Egal, in welchem Modus das System betrieben wird und ob die AKM angesteuert wird oder nicht, wird das Rauchgas durch den AWT geführt, wo es Wärme an den BHKW-Heißwasserkreislauf abgibt. Zur Überwachung des internen AKM-Prozesses sind mehrere Temperatursensoren an und in der AKM angebracht, die die Rauchgastemperatur sowie die Dampf- und Lösungstemperaturen ermitteln und an die AKM-Steuerung zur Lastregelung weitergeben. Werden die Temperaturen im Hochtemperaturgenerator zu hoch, regelt die AKM aus Sicherheitsgründen selbstständig herunter.

6.1.3.6 AKM-Kaltwasserkreislauf

Der AKM-Kaltwasserkreislauf besteht aus dem durch den Verdampfer der AKM strömenden und sich dort abkühlenden Kaltwasserstrom (Abbildung 17).

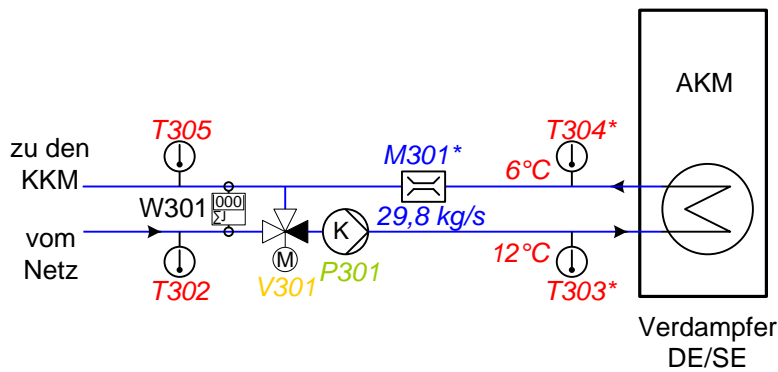


Abbildung 17: Anlagenfließbild des KWKK-Kaltwasserkreislaufs

Befindet sich das KWKK-System im Sommermodus und wird die AKM von der GLT angefordert, werden vor der Freigabe sämtliche AKM-Funktionen wie Kaltwasser-, Heißwasser- oder Kühlwasserpumpe überprüft. Wird die AKM dann freigegeben, ist die autarke AKM-Regelung für die Betriebssteuerung zuständig. Zwischen GLT und AKM werden folgende Daten ausgetauscht: Betriebsmodus und Rückmeldung Pumpenbetrieb von der GLT an die AKM sowie Kalt-, Kühl- und Heißwasserpumpenanforderung, Betriebsstatus und Störmeldungen von der AKM an die GLT. Die SPS schaltet die Pumpen bei Anforderung ein und meldet deren Betrieb zurück an die AKM. Der Massenstrom in der AKM wird über Pumpe P301 konstant auf 29,8 kg/s geregelt, sowohl bei AKM-Volllast als auch bei Teillast. Unter Teillast läuft sie immer dann, wenn das BHKW nicht ausreichend Abwärme bereitstellen kann oder wenn die Eintrittstemperatur T303 zu niedrig ist, also unter 12 °C liegt. Die Auslegungsdaten für die Verdampfertemperaturen bei Volllast sind 12 °C (Eintritt) und 6 °C (Austritt), auf welche das Ventil V301 das vom Kaltwassernetz kommende Wasser durch Beimischung regelt. Liegt T302 unter dem Sollwert von 12 °C, kann auch V301 nicht mehr eingreifen, wodurch die AKM bei gleichbleibendem Massenstrom (Volllast) eine Austrittstemperatur T304 unter 6 °C erreichen würde, was aber aufgrund von Einfrierungsgefahr vermieden werden sollte. Deshalb muss in diesem Fall die Antriebswärme reduziert werden, also die AKM in Teillast gehen, um die 6 °C halten zu können. Dies geschieht über die Regelung der Heißwasserventile V504 und V505 oder der Rauchgasklappen V601 und V602 (siehe Kapitel 0 und 6.1.3.5).

Zur Überwachung der Austrittstemperatur T304 dient ein spezieller Temperatursensor, der eine Unterschreitung des Sollwertes verhindern soll. Sollte dies geschehen, geht V301 auf Durchgangsstellung, um die Beimischung mit Rücklaufwasser und damit die Abkühlung des AKM-Vorlaufs zu unterbrechen, bis T304 wieder einen Wert von 8 °C erreicht (bei einem Hysteresebereich von 2 K). Erst dann wird das Ventil wieder stufenweise geöffnet, um die Sollaustrittstemperatur erneut einzustellen. Der Hysteresebereich lässt sich zwischen 0,3 und 5 K beliebig einstellen.

6.1.3.7 Kaltwasserspeicher

Der Kaltwasserspeicher hat nicht dieselben Regelungsaufgaben wie der Warmwasserspeicher, welcher maßgeblich bestimmt, wann und unter welcher Last das BHKW angefordert wird. Die AKM-Lastanforderung wird bei bestehendem Kältebedarf über die Kaltwassertemperatur am Netzurücklauf T324 sowie die Temperatur an T302 geregelt, allerdings immer un-

ter der Voraussetzung, dass das BHKW die benötigte Abwärme zur Verfügung stellt (siehe Kapitel 0). Überschreitet die Temperatur an T324 den Sollwert von 7 °C, ist der Speicher leer und die AKM oder eine der KKM wird angefordert. Wird der Sollminimalwert von 12 °C an T302 unterschritten, fließt kaltes Wasser aus dem Speicher nach und es geht ein Signal an die AKM, dass sie in Teillast gehen kann. Großer Unterschied zwischen den Regelungen von BHKW und AKM ist, dass die AKM bis unter 40 % in Teillast fahren kann (rein abgasgeführt, Heißwasserventile geschlossen), ohne betriebstechnische Probleme zu bekommen, während das BHKW in der Regel abschaltet, statt in Teillast zu gehen. Der Kaltwasserspeicher ist zwischen allen Kälteerzeugern und dem Kaltwasserverteiler eingebunden, kann also auch von allen direkt beladen werden (Abbildung 18).

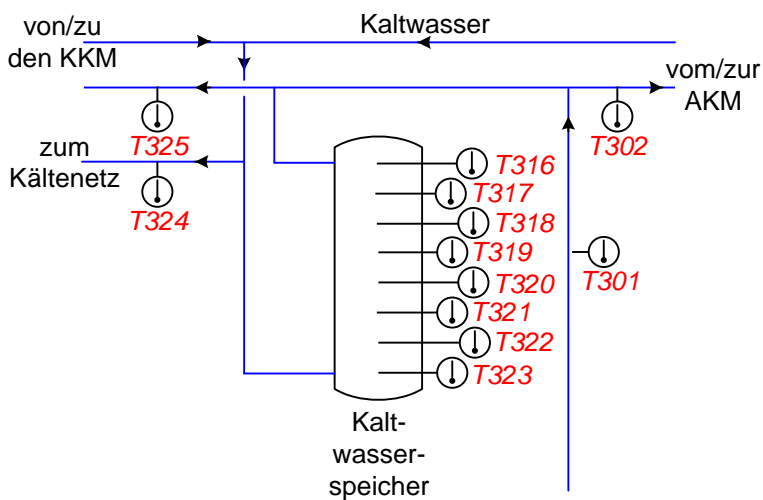


Abbildung 18: Anlagenfließbild der Einbindung des Kaltwasserspeichers

Der Beladungszustand des Speichers wird über acht Temperatursensoren erfasst, welche gleichmäßig über die gesamte Höhe verteilt angebracht sind (T316 bis T323). Wird am obersten Sensor (T316) eine Temperatur von 6 °C gemessen, ist der Speicher beladen.

6.1.3.8 AKM-Kühlkreislauf mit RKW

Der AKM-Kühlwasserkreislauf besteht aus den zu kühlenden Komponenten der AKM, also Absorber und Kondensator, sowie dem aus zwei Nasskühltürmen und einem Wärmetauscher bestehenden Rückkühlwerk (Abbildung 19).

Die AKM-Eintrittstemperatur des Kühlwasserrücklaufs T202 wird auf eine Temperatur von 27 °C geregelt, was über eine Beimischung des AKM-Kühlwasservorlaufs am stufenlos einstellbaren Dreiwegeventil V201 bewerkstelligt wird. Fällt dieser Wert unter 20 °C, geht das Ventil in Eckstellung und die Zufuhr zum RKW-Kreislauf wird unterbrochen. Dadurch zirkuliert das AKM-Kühlwasser nun so lange ohne Wärmeabgabe, bis es wieder den oberen Temperaturgrenzwert des Hysteresebereichs erreicht (z.B. 29 °C). Erst dann öffnet V201 wieder stufenweise. Der Hysteresebereich lässt sich hier zwischen 0,5 und 10 K beliebig einstellen.

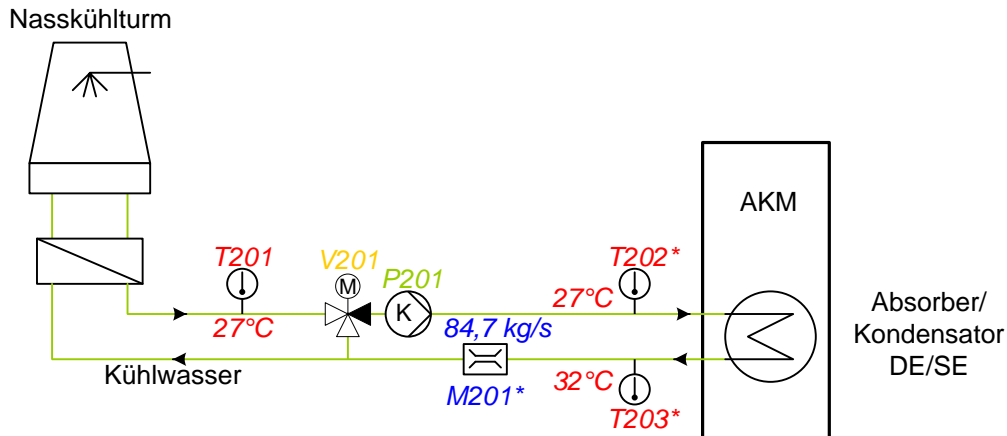


Abbildung 19: Anlagenfließbild des KWKK-Kühlwasserkreislaufs in Nabern

Wird die AKM angefordert, fordert diese auch das RKW an, wodurch die autarke RKW-Steuerung freigegeben wird. Diese sorgt dafür, dass an der Messstelle T201 eine Temperatur von 27 °C ausgeregelt wird. Hierbei fungiert der erste Nasskühlturm RKW 1 als Master, welchem der Sollwert über ein 4-20 mA-Signal (0 bis 54 °C) gemeldet wird. Er steuert dann die Zuschaltung der Ventilatoren und des zweiten Nasskühlturms RKW 2 je nach Kühlleistungsanforderung. Geht vom RKW eine Störmeldung aus, wird dieses zurückgesetzt, wobei die AKM weiterhin betrieben wird, jedoch mit V201 in Eckstellung.

Für die Zirkulation des Kühlwassers sorgt Pumpe P201, welche von der autarken AKM-Steuerung angefordert wird, sobald diese in Betrieb geht. Die Pumpe wird bei AKM-Volllast auf einen Durchfluss von ca. 84,7 kg/s geregelt. Geht von der Pumpe eine Störmeldung aus, wird die komplette AKM zurückgesetzt.

6.1.3.9 KKM-Kaltwasserkreislauf

Der KKM-Kaltwasserkreislauf besteht aus dem durch die drei parallel eingebundenen KKM fließenden Kaltwasserstrom (Abbildung 20). Auch die KKM besitzen eine eigene autarke Steuerung, die den Betrieb steuert, sobald eine der KKM angefordert wird. Nach Sequenzfolge wird KKM 8 zuerst angefordert, wenn der Kältebedarf über die AKM (Sommermodus) bzw. über freie Kühlung (Wintermodus) nicht mehr gedeckt werden kann. Die Lastvorgabe für die KKM orientiert sich an der Netzrücklauftemperatur an der Messstelle T324. Werden hier 7 °C überschritten, wird die KKM-Leistung über Kompressorpumpe P304 angefordert bzw. erhöht. Das vor P304 angebrachte Dreiwegeventil V303 dient dazu, im Anfahrbetrieb der KKM den Rücklauf über Vorlaufbeimischung abzukühlen. Dadurch kann die Sollvorlauftemperatur schneller auf 6 °C ausgeregelt werden. Die außentemperaturabhängige Sollrücklauftemperatur an T311 wird über die Kennlinie in Abbildung 21 bestimmt. Das der KKM 8 nachgeschaltete RKW (Tischkühler) wird direkt über die KKM-Steuerung angefordert und richtet sich nach der entsprechenden Kälteleistung.

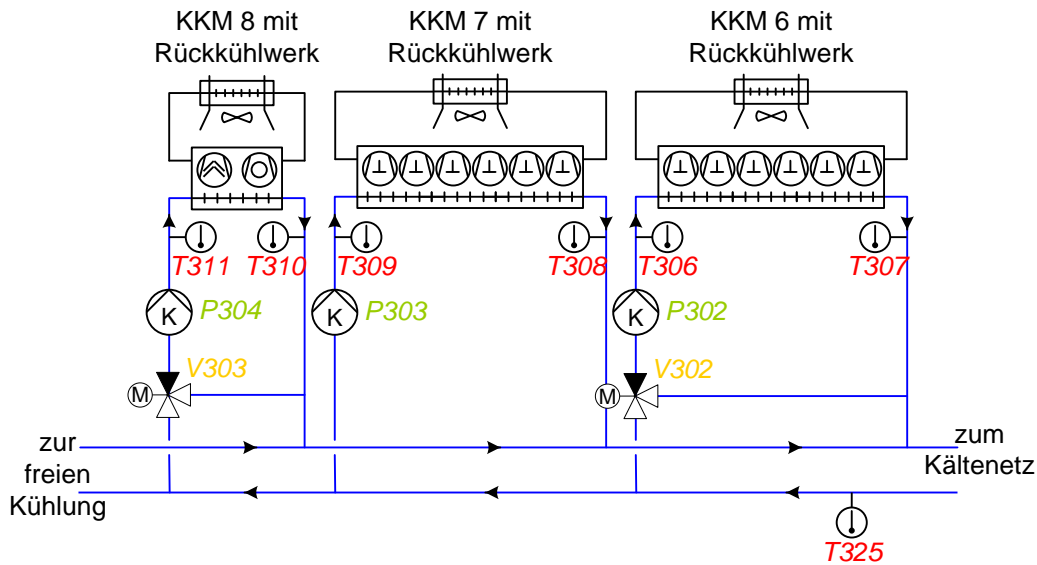


Abbildung 20: Anlagenfließbild des KKM-Kaltwasserkreislaufs in Nabern

KKM 6 wird nach Sequenzfolge angefordert, sollte der Kältebedarf über KKM 8 nicht gedeckt werden können. Dies ist der Fall, wenn die Sollvorlauftemperatur von 6 °C länger als 15 min überschritten wird. Diese einstellbare Totzeit ist notwendig, um sicherzugehen, dass es sich nicht nur um einen vorübergehenden Zustand handelt und die Maschinen nicht zu häufig ein- und ausgeschaltet werden. Wenn auch KKM 6 länger als 15 min die Sollvorlauftemperatur nicht erreichen kann, wird KKM 7 angefordert. Wenn bei einer der KKM eine Störung vorliegt, wird die nächste in der Sequenzfolge angefordert. Bei KKM 6 ist ebenfalls ein Dreiwegeventil vorgeschaltet (V302), bei KKM 7 jedoch nicht. Die Temperatur- bzw. Kälteleistungsregelung als auch die Rückkühlung erfolgen nach dem gleichen Prinzip wie bei KKM 8. Für die benötigte Pumpenleistung sorgen die Kompressorpumpen P302 (KKM 6) bzw. P303 (KKM 7).

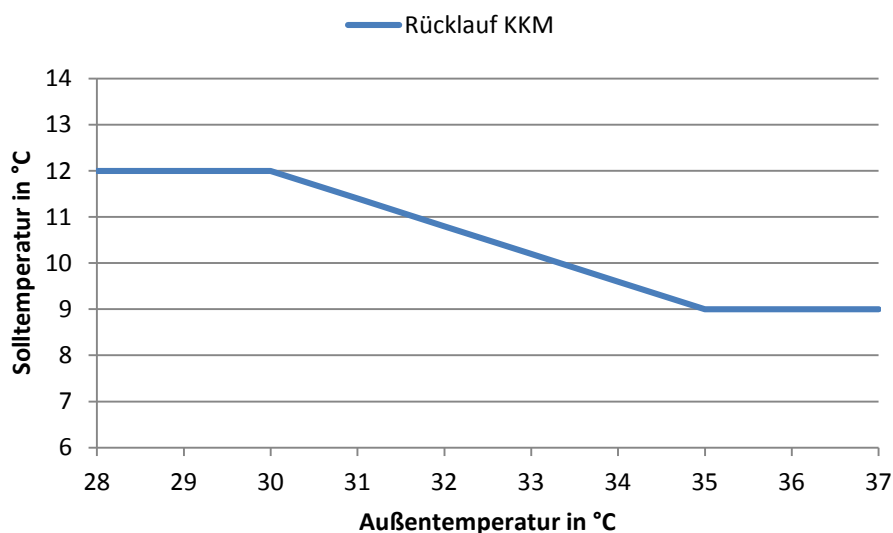


Abbildung 21: Heizkurve zur Bestimmung der KKM-Sollrücklauftemperatur

Sinkt der Kältebedarf wieder, fließt kaltes Wasser aus dem nun wieder beladenen Speicher nach, wodurch die KKM-Rücklauftemperatur bei T325 unter den Minimalsollwert von 12 °C sinkt. In diesem Fall kann also gegebenenfalls die entsprechende KKM wieder abgeschaltet werden. Bei welcher Temperatur an Messstelle T325 die Maschine zurückgesetzt wird, wird über die Abschalt Differenz Sub-Delta-T bestimmt, welche mittels folgender Gleichung berechnet wird:

$$\text{Sub-Delta-T} = \left(\text{SDT} \cdot \left(1 - \frac{sK}{aK} \right) \right) - \text{TB} \quad (1)$$

SDT steht für System-Delta-T, der standardmäßigen Solltemperaturdifferenz zwischen Kaltwasservor- und -rücklauf (im Regelfall 6 K). sK ist die zu subtrahierende Kälteleistung der KKM in kW, die zurückgesetzt werden soll. aK ist dementsprechend die momentan aktivierte Gesamtkälteleistung in kW. TB steht für Totband in K, was gleichbedeutend ist mit dem Hysteresebereich. Es verhindert ein zu schnelles erneutes Zuschalten und hat zum Beispiel den Wert 0,3 K. Für die Abschalt Differenz ergibt sich beispielsweise bei Volllastbetrieb der AKM und aller KKM über Gleichung 0 folgendes Sub-Delta-T:

$$\text{Sub-Delta-T} = \left(6K \cdot \left(1 - \frac{600kW}{3 \cdot 600kW + 750kW} \right) \right) - 0,3K = 4,29K \quad (2)$$

Sinkt demnach die Temperaturdifferenz zwischen T324 und T325 unter die Abschalt Differenz von 4,29 K, wird die in der Sequenzfolge an letzter Stelle aufgeführte KKM 7 wieder zurückgesetzt und das neue Sub-Delta-T berechnet, welches dann als aktualisiertes Abschaltkriterium für KKM 6 dient.

Die in den KKM erzeugte Kälte kann direkt ins Kaltwassernetz eingespeist oder für die Beladung des Kaltwasserspeichers verwendet werden.

6.1.3.10 Kaltwasserkreislauf der freien Kühlung

Der Kreislauf der freien Kühlung besteht aus dem durch die Tischkühlereinheiten fließenden Wasser-Glykol-Gemischkreislauf (Sekundärkreislauf) sowie dem vom Kältenetz kommenden Kaltwasserkreislauf (Primärkreislauf), der über einen Wärmetauscher die Kälte des Glykolgemischs aufnimmt (Abbildung 22). Er ist parallel zu den KKM-Kreisläufen eingebunden.

Die freie Kühlung findet nur im Wintermodus Anwendung und dann auch nur, wenn die Außentemperatur unter 3 °C liegt. Liegt sie darüber, wird sie in der Sequenzfolge übersprungen und direkt KKM 8 eingesetzt. Wird die freie Kühlung von der GLT angefordert, wird eine autarke Steuerung aktiv, welche die Kältebereitstellung über die Primärpumpe P305, die Sekundärpumpe P306 sowie das Dreiwegeventil V304 steuert. Die V304-Ventilstellung wird so geregelt, dass der Kaltwasservorlauf an Messstelle T312 einen Wert von 6 °C erreicht. Die FU-Pumpe P305 sorgt für die nötige Pumpenleistung im Primärkreislauf. P306 sorgt indes dafür, dass das Glykolgemisch im Sekundärkreislauf beim Eintritt in den Wärmetauscher den Sollwert von 6 °C einhält.

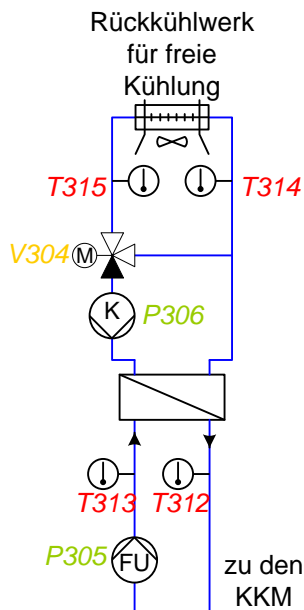


Abbildung 22: Anlagenfließbild des Kaltwasserkreislaufs der freien Kühlung

Je nach Außentemperatur schaltet die interne Steuerung die dafür benötigte Anzahl an Glykollüftern zu. Zwischen 2 und 3 °C sind alle 20 Lüfter aktiviert. Zwischen 1 und 2 °C 18, zwischen 0 und 1 °C 16 usw. Ab -12 °C und niedriger sind noch zwei Lüfter aktiv und bei einer Temperatur unter -20 °C werden die Lüfter aufgrund von Frostgefahr komplett außer Betrieb genommen, wobei die Pumpen jedoch aktiv bleiben. Auch das über freie Kühlung erzeugte Kaltwasser kann direkt ins Kaltwassernetz eingespeist oder zur Speicherbeladung verwendet werden.

6.1.3.11 Kaltwasserverteiler

Das in den Kälteaggregaten erzeugte Kaltwasser dient entweder dazu, den Kaltwasserspeicher zu beladen oder fließt direkt in die Verteilerstation des Kaltwassernetzes (Abbildung 23).

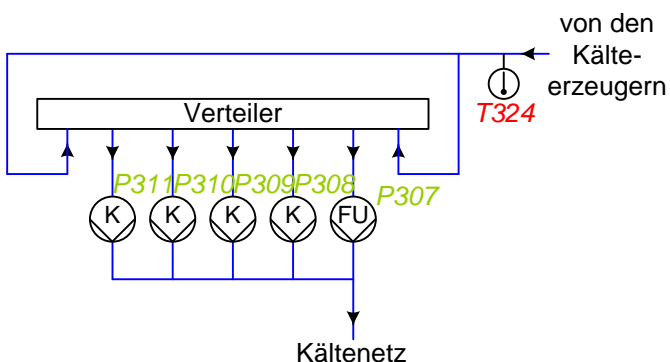


Abbildung 23: Anlagenfließbild des Kaltwasserverteilers

Diese besteht aus den vier Konstantpumpen P308, P309, P310 und P311 sowie der FU-Pumpe P307, die immer als Führungspumpe eingesetzt wird. Das heißt, wird Kälte angefordert, liefert P307 die Leistung, die dem eingestellten Solldifferenzdruck entspricht. Zur Bestimmung dieses Werts dienen vier Schlechtpunktdifferenzdruckfühler. Kann die benötigte

Pumpenleistung nicht mehr von der FU-Pumpe allein bereitgestellt werden, wird zu der weiterhin laufenden Pumpe P307 eine der Konstantpumpen zugeschaltet. Die Reihenfolge, in welcher die Konstantpumpen zur Unterstützung angefordert werden, wechselt in wöchentlichem Rhythmus sowie bei einer Pumpenstörung durch, um eine gleichmäßige Auslastung der Pumpen zu gewährleisten.

6.2 Betriebsverhalten der AKM

Hauptgegenstand dieses Projektes ist die zwei-/einstufige AKM mit externer Kopplung. Das Betriebsverhalten dieses AKM Typs wird hier erstmalig als Kältemaschine in einer Industrieanlage getestet. Das Betriebsverhalten dieser Komponente wurde intensiv untersucht und die Ergebnisse werden im Folgenden dargestellt.

6.2.1 Anforderung von BHKW und AKM

Die Anforderung von BHKW und AKM erfolgt über die Temperaturen im Heißwasserspeicher. Für die Anforderung des BHKW ist die gemessene Temperatur am Temperaturfühler T521 entscheidend. Dieser löst bei Sollwertunterschreitung die Anforderung des BHKW aus (siehe 6.1.3.3). In folgender Abbildung 24 ist dieser Vorgang an realen Betriebswerten über einen 12 h-Zeitraum dargestellt.

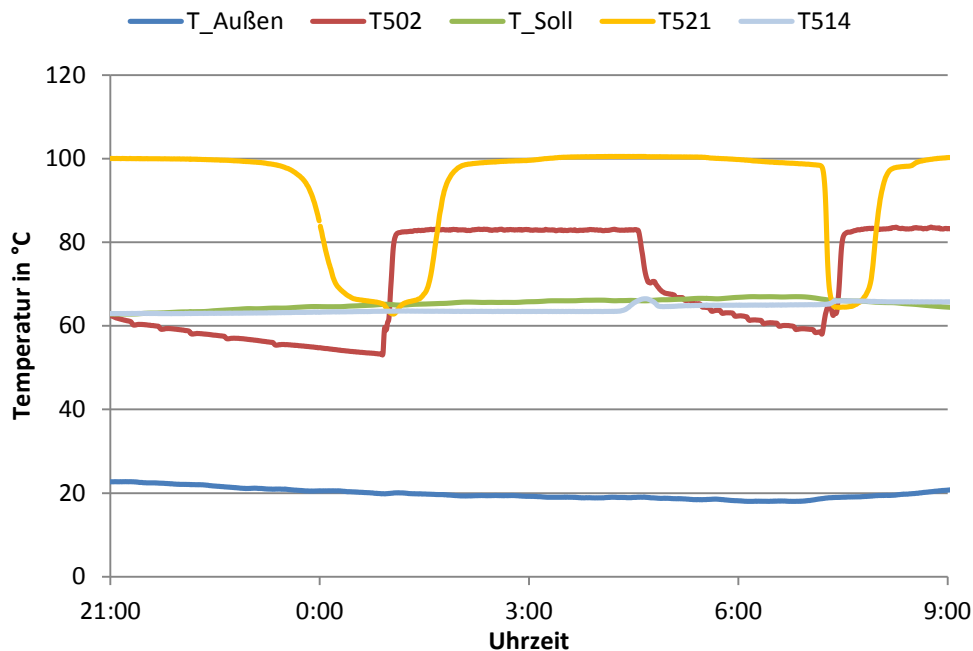


Abbildung 24: Lastanforderung BHKW

Sinkt die Speichertemperatur T521 (orange) unter die Heiznetzsollkurve (hellgrün), wird das BHKW angefordert (um ca. 1:00 h). Dies zeigt sich dadurch, dass die Temperatur am BHKW-Austritt T502 (rote Kurve) ansteigt. Das BHKW belädt den Speicher dann so lange, bis die Temperatur am untersten Speicherfühler T514 (hellblau) ansteigt und den Sollwert überschreitet, womit der Speicher wieder voll ist (um ca. 4:30 h). Dann wird das BHKW wieder abgeschaltet. Die hellgrüne Heiznetzsollkurve ergibt sich aus der dunkelblauen Außentemperaturkurve (siehe Abbildung 15, Kapitel 6.1.3.4). Um ca. 7:30 h wird das BHKW wieder angefordert. Befindet sich das KWKK-System im Sommermodus wird die AKM automatisch 15 Minuten nach Start des BHKW angefordert.

6.2.2 Anfahrvorgang

Im Zentrum des folgenden Abschnitts steht die Beschreibung des Regel- und Steuerungsverhaltens der internen Steuerung der AKM während des Anfahrvorgangs. Hierbei ist von Relevanz, dass durch einen kontinuierlichen Anfahrprozess thermische Spannungen in den Wärmeübertragern der AKM vermieden werden und dass keine Verbindung zum Kältenetz besteht solange die Solltemperatur nicht sichergestellt werden kann.

Zum Startzeitpunkt (8:38 Uhr) laufen die externen Pumpen (Kaltwasser-, Kühlwasser- und Heißwasser) an und gewährleisten damit die Förderung des Wassers von der AKM zu den externen Kreisen. In Abbildung 25 sind die zeitlichen Verläufe der Rückgabewerte der Pumpen in den hydraulischen Kreisen gezeichnet, also die Werte, die die Pumpen als Reaktion auf die Modulation an die GLT geben.

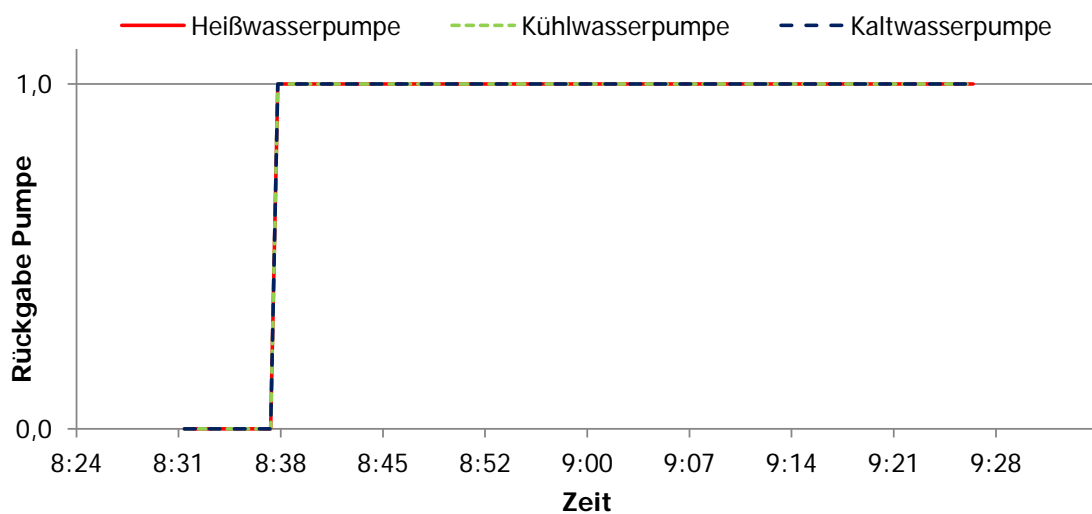


Abbildung 25: Anfahrvorgang: externe Pumpen (Heißwasserpumpe P502, Kaltwasserpumpe P201, Kühlwasserpumpe P301)

Beim Startvorgang ist die Maschine noch kalt, die Temperaturen liegen auf Umgebungsniveau. Die Antriebswärme ist daher direkt nach dem Anfahren notwendig, um die Großkomponenten der AKM und die Lösung aufzuwärmen. Um in dieser Phase nicht das noch zu warme Vorlaufwasser zum Kälteverbraucher zu leiten, startet die Maschine im Umwälzbetrieb, was heißt, dass über einen Bypass der Vor- und Rücklauf kurzgeschlossen werden, so dass das Wasser über den Verdampfer der AKM im Kreis gepumpt wird.

Dies wird über das Kaltwasserdreiwegenventil realisiert, wie in Abbildung 26 dargestellt ist: Beim Einschalten ist es in Eckstellung und gibt erst nach sinkender Kaltwasser Austrittstemperatur (etwa 7 °C) aus der AKM, in diesem Fall nach rund 20 Minuten (ca. 09:02, Abbildung 26), den Weg des Kaltwassers zum Verbraucher und damit der Kälteversorgung frei.

Der Antrieb der AKM über das Rauchgas und das Heißwasser. Die Rauchgasklappe und das Heißwasserventil öffnen sich beim Anschalten der AKM langsam innerhalb von 8 Minuten bis zu ihrem Sollwert. Nähert sich die Kaltwasseraustrittstemperatur dem Sollwert, greift das allgemeine Regelungsverhalten.

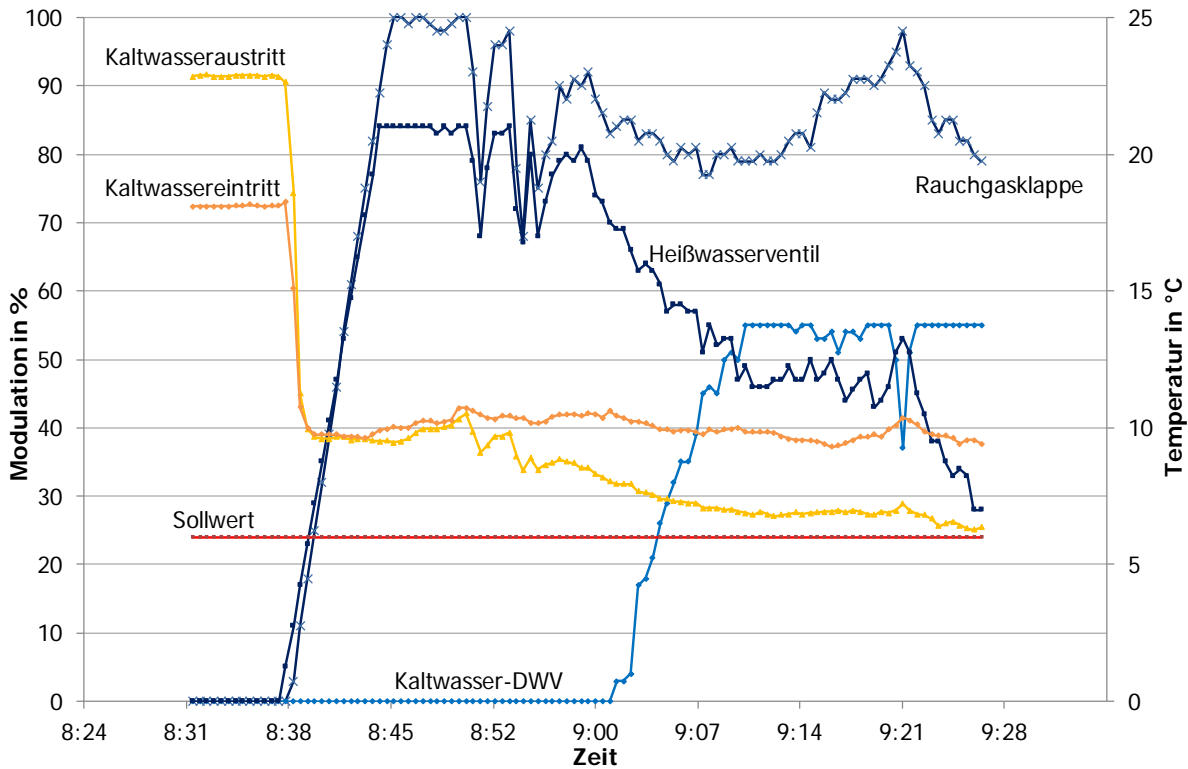


Abbildung 26: Anfahrvorgang: Rauchgasklappe V601, Heißwasserventil V505, Kaltwassertemperaturen (Eintritt T303; Austritt T304), Sollwert für T304

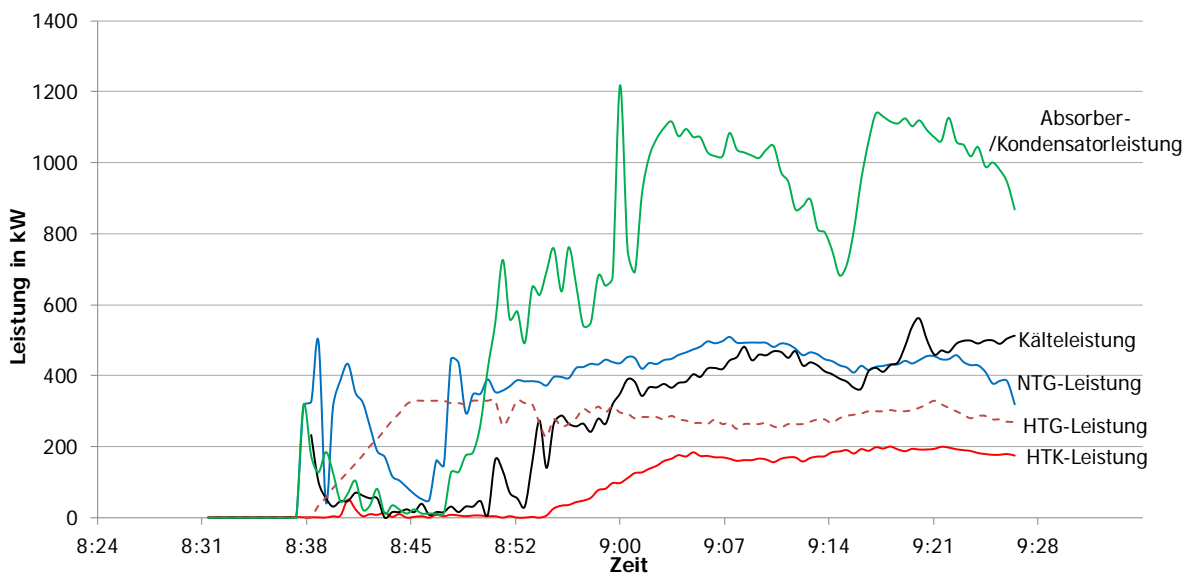


Abbildung 27 stellt die Leistungen der Komponenten der AKM dar. Die Leistung am Hochtemperaturgenerator kann aufgrund des nicht aufgezeichneten Rauchgasvolumenstroms nicht berechnet werden. Die Bestimmung über die Energieerhaltung bringt aufgrund von Wärmeeinflüssen der umgebenden Bauteile sowie der gegenseitigen Einflüsse der Komponenten im instationären Betrieb keine treffenden Ergebnisse. Darum wurde diese Leistung über den maximalen Auslegungswert und der aktuellen Rauchgasklappenstellung hochgerechnet.

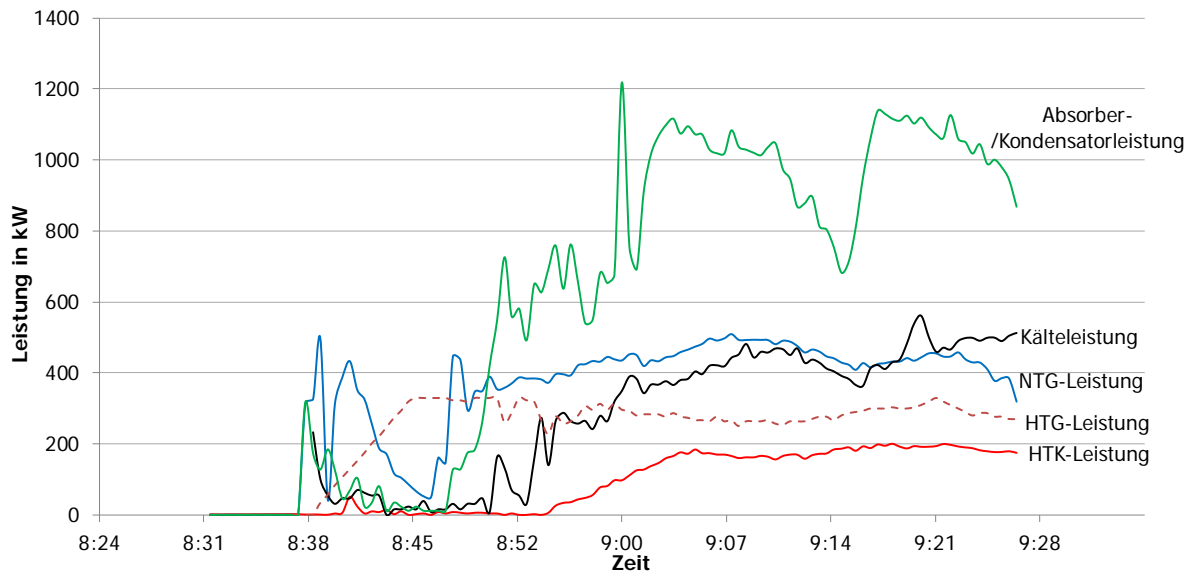


Abbildung 27: Anfahrvorgang: Leistungen der AKM

Abbildung 28 zeigt die zeitlichen Verläufe der Betriebszustände der internen Pumpen, also der Kältemittel-, Hochdrucklösungs- und Niederdrucklösungspumpe.

Das Kältemittel, welches im Verdampfer nicht gasförmig wird, sammelt sich in der Wanne unter dem Wärmeübertragerbündel und wird mit der Kältemittelpumpe wieder zur Wasseraufgabe gefördert. Dort wird es wieder über dem Wärmeübertrager verteilt. Während des Anlaufvorgangs läuft die Kältemittelpumpe nicht, da die Füllhöhe im Verdampfer während der Startphase keinen hohen Wert erreicht.

Die Niederdruckpumpe fördert die Lithium-Bromid-Wasserlösung vom Absorbersumpf über den Niederdrucklösungswärmeübertrager in den Niedertemperaturgenerator.

Mit der Hochdruckpumpe wird die aufkonzentrierte Lösung dann weiter über den Hochdrucklösungswärmeübertrager in den HTG gefördert.

Zum Augenblick des Einschaltens laufen die Nieder- und Hochdruckpumpen an, schalten sich danach kurzzeitig wieder ab und sind ab 8:46 Uhr kontinuierlich im Betrieb, um den Lösungstransport zu gewährleisten.

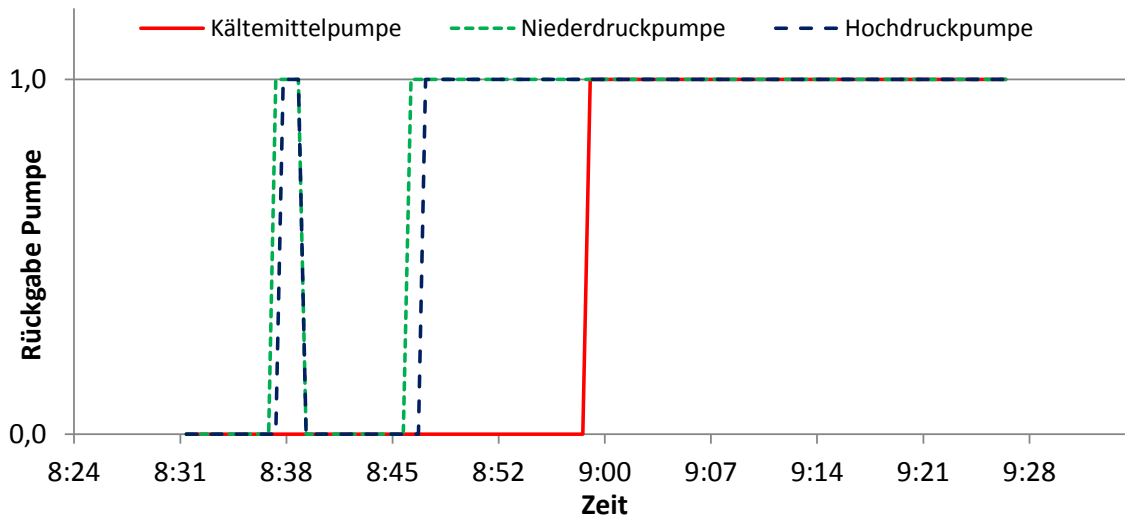


Abbildung 28: Anfahrvorgang im Sommermodus: interne Pumpen der AKM

In Abbildung 29 sind die Verläufe der Antriebsventile sowie der internen Temperaturen der AKM dargestellt.

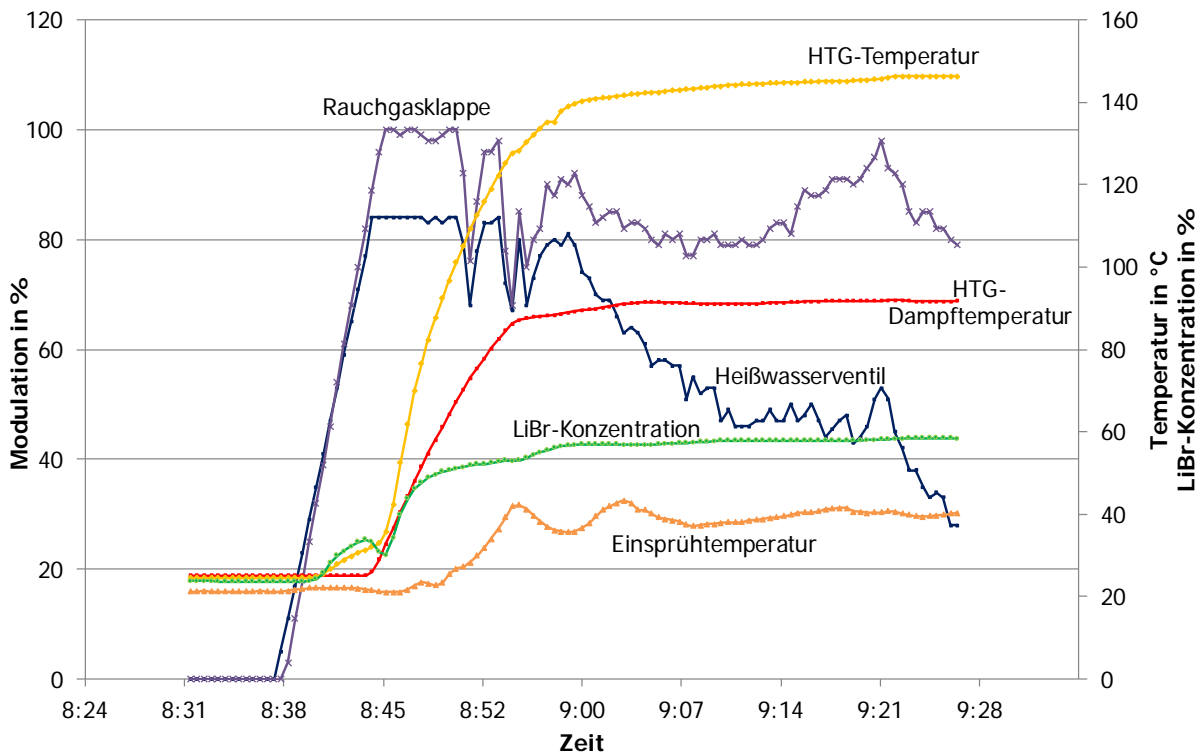


Abbildung 29: Anfahrvorgang: Klappen, Ventile, interne Temperaturen und Konzentration

Vor dem Hochfahren der AKM befinden sich alle Temperaturen dem ungefähr gleichen Temperaturniveau. Ab 8:38 Uhr steigen diese stark an, wobei die Dampftemperatur am Hochtemperaturgeneratöraustritt bereits ab ca. 9:00 Uhr, also rund 20 Minuten nach dem Einschalten der Anlage, eine konstante Temperatur von 94 °C erreicht hat. Ab 9:10 Uhr hat auch die Mischtemperatur des HTG einen konstanten Wert von etwa 150 °C erreicht; ab 9:15 Uhr pendelt sich die Einsprühtemperatur in den Absorber auf eine stetige Temperatur

von 40 °C ein. Die Lithium-Bromid-Konzentration am HTG-Austritt beträgt nach kurzer Anlaufphase etwa 57 %.

6.2.3 Lastregelung im Betrieb

Die AKM ist dazu in der Lage eigenständig ihren Lastzustand zu regeln. Dies geschieht in Abhängigkeit von Wärme- und Kältebedarf.

Da das System wärmegeführt gefahren gibt der Teil der Wärme, der nicht zur Deckung des Heizbedarfs am Standort benötigt wird, die für die AKM verfügbare Antriebswärme vor. Wie bereits in Kapitel 6.1.3.3 beschrieben wird in Abhängigkeit vom Speicherfüllstand der AKM ein Lastsignal vorgegeben. Dabei aus der Differenz aus dem Sollwert für die Heiznetzvorlauf-temperatur und der am Fühler T516 gemessenen Temperatur im Speicher eine Lastvorgabe für die AKM bestimmt. Je kleiner die Differenz ist, desto wärmer ist das Heißwasser im unteren Bereich des Pufferspeichers und desto mehr Wärme sollte von der AKM abgenommen werden. Die Lastvorgabe an die erfolgt über einen Wert zwischen 0 und 745, was der maximalen Kälteleistung entspricht (siehe Abbildung 30).

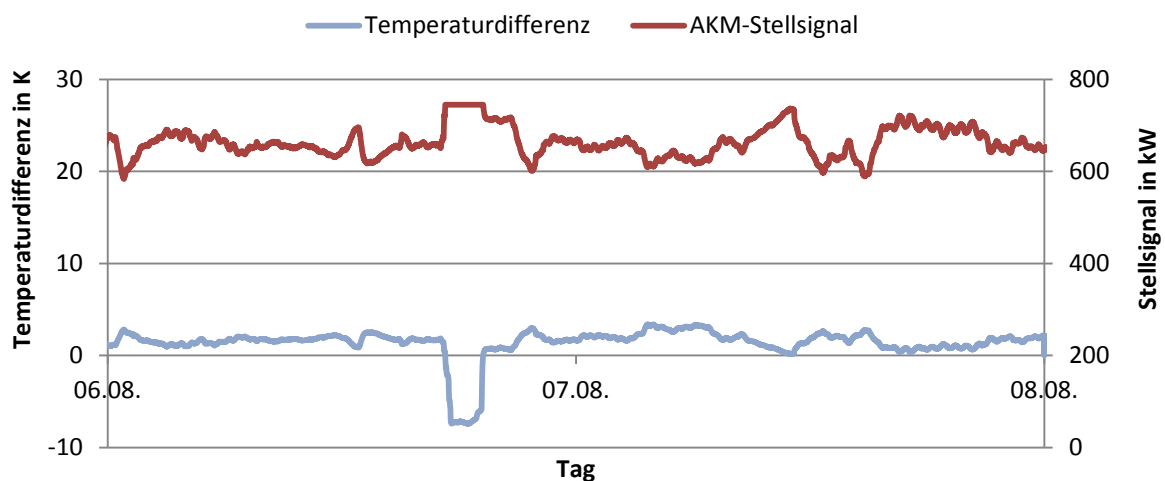


Abbildung 30: Lastanforderung AKM

Ein AKM-Stellsignal von 745 kW bedeutet, dass die AKM in Volllast laufen kann, Ventil V505 also bei entsprechendem Kältebedarf komplett geöffnet ist. Bei 0 kW steht der AKM kein Heißwasser zur Verfügung, V505 ist geschlossen und das inverse Ventil V504 komplett geöffnet. Ist die Temperaturdifferenz größer als 10 K, steht das AKM-Stellsignal auf 0 kW. Ist die Differenz kleiner als 0 K bzw. negativ, ist das Signal 745 kW.

Insbesondere in der Übergangszeit, kann es Situationen geben, in denen die durch das Stellsignal vorgegebene Kälteleistung den Kältebedarf der Verbraucher übersteigt. Wird mehr Kälte erzeugt als benötigt sinkt die Spreizung im Kaltwassernetz. Die Rücklauf-temperatur von den Verbrauchern sinkt auf Werte unter dem Auslegungsfall von 10 °C. Entsprechend sinkt die Eintrittstemperatur in den Verdampfer der AKM. Bei gleichbleibender Leistung würde die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer unter den Sollwert von 6 °C sinken. Über einen PID-Regler reduziert die AKM deshalb über die Heißwasserventile V504 und V505 die An-

triebswärme auch auf einen Wert unter der Lastvorgabe durch den Füllstand des Heißwasserspeichers, wenn notwendig, um die Kaltwasseraustrittstemperatur auf dem Sollwert zu halten.

6.2.4 Abfahrvorgang

Wie das Hochfahren der AKM, so ist auch der Abfahrvorgang durch charakteristische Zustands- und Temperaturverläufe gekennzeichnet. Im folgenden Kapitel werden anhand von Diagrammen die zeitlichen Verläufe ausgewählter Zustände und Messgrößen dargestellt und näher erläutert.

Abbildung 31 zeigt das Verhalten der Pumpen der externen hydraulischen Kreise. Um circa 18:10 Uhr wird von der GLT die Freigabe der AKM zurückgenommen und damit der Abfahrvorgang initialisiert. Während die Heißwasserpumpe, und damit die Wärmezufuhr zum NTG, sofort bei Zurücksetzen der Anlage gestoppt wird, läuft die Kühlwasserpumpe noch etwa 10 Minuten nach, bis die Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasserein- und -austritt gering genug ist, um auch den Nasskühlturm außer Betrieb zu nehmen. Die Kaltwasserpumpe läuft etwa 30 Minuten nach, da sich noch flüssiges Kältemittel im Verdampfer befindet, das verdampft, wofür weiterhin Verdampfungswärme notwendig ist. Diese wird entweder dem Kaltwasser oder dem flüssigen Kältemittel, welches dadurch gefrieren würde, entzogen. Deshalb muss wegen der Einfriergefahr des flüssigen Kältemittels das Kaltwasser nach dem Abschalten der Antriebswärme noch eine bestimmte Zeit umgewälzt werden.

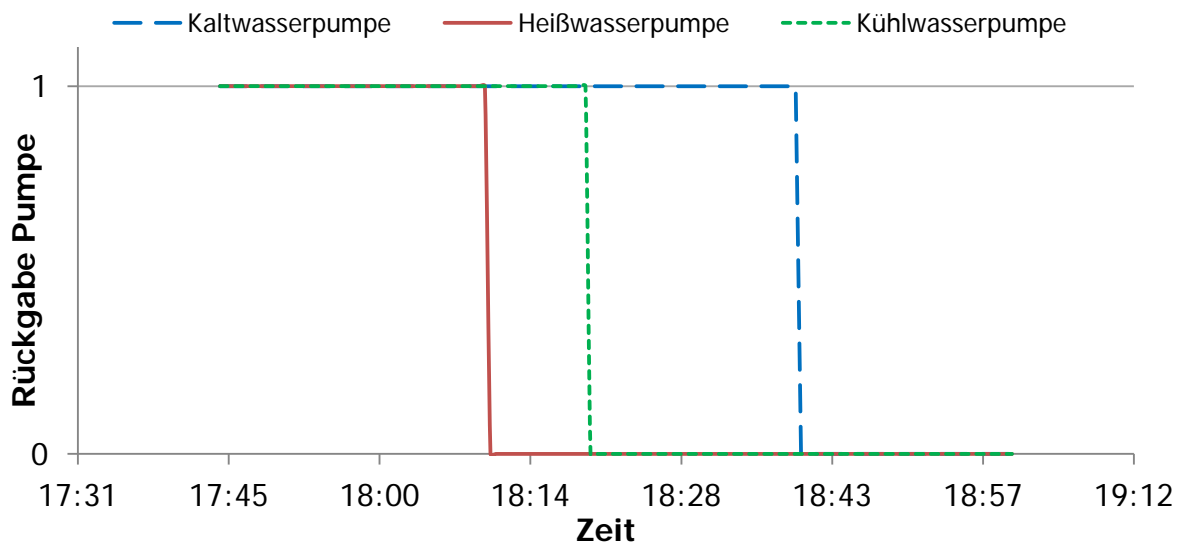


Abbildung 31: Abfahrvorgang: externe Pumpen (Heißwasserpumpe P502, Kaltwasserpumpe P201, Kühlwasserpumpe P301)

Wie oben erwähnt ist die Kaltwasserpumpe nach dem Zurücksetzen der AKM weiterhin in Betrieb. Das Kaltwasser wird aber wie während des Anschaltvorgangs im Kreis gepumpt, da das Kaltwasser-DWV in Eckstellung gesetzt ist. Somit wird kein warmes Wasser zum Kälteverbraucher geleitet.

Die Antriebswärme wird sofort reduziert, indem die Rauchgasklappe zum HTG und das Heißwasserventil zum NTG schließen. Da ab diesem Zeitpunkt die Wärme zum Austreiben

des Wassers aus der Lösung an der AKM vorbeigeleitet wird, erhöhen sich die Kaltwassereintritts- und -austrittstemperatur und nähern sich bis auf eine minimale Differenz an. (Abbildung 32)

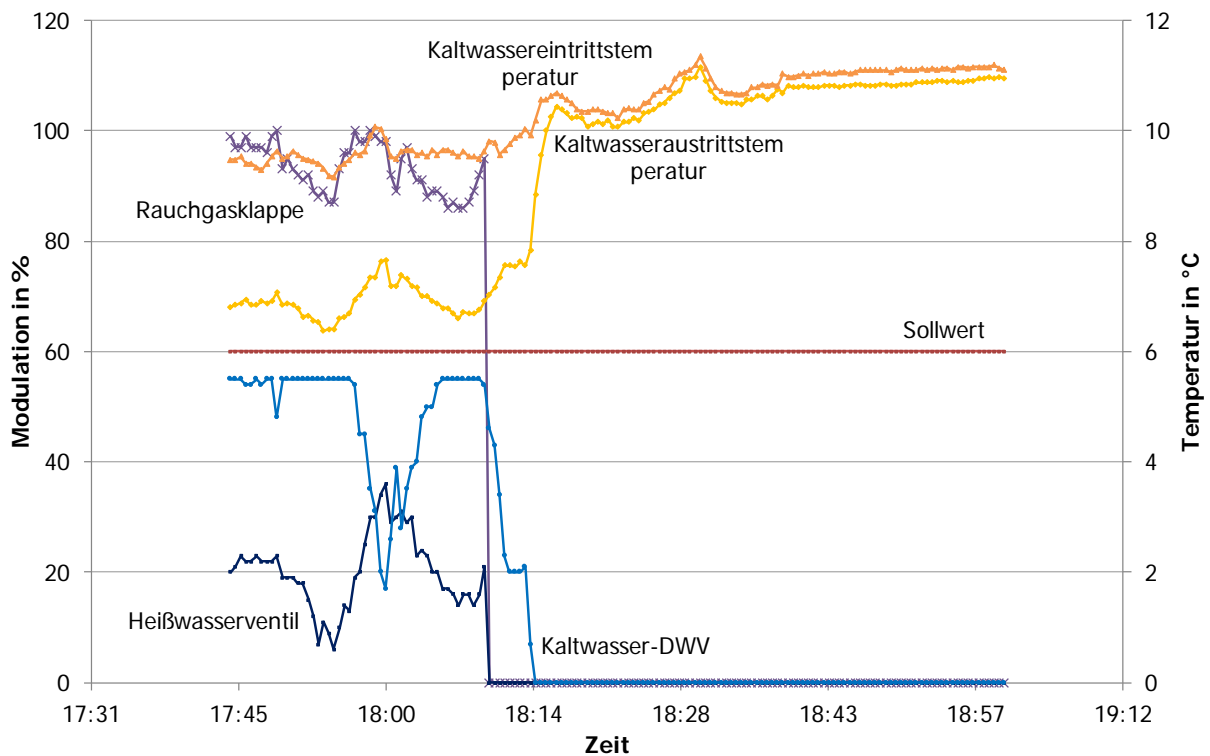


Abbildung 32: Abfahrvorgang: Klappen, Ventile, Temperaturen und Sollwert

Mit Schließen des Heißwasserventils nimmt die NTG-Leistung zum Abschaltzeitpunkt abrupt ab (Abbildung 33). Die Kühlwasserleistung reduziert sich, bis auch diese mit Außerbetriebsetzen der Kühlwasserpumpe den Wert 0 erreicht. Solange die Kaltwasserpumpe noch den Volumenstrom fördert, wird im Diagramm eine Leistung angezeigt. Da aber die Kaltwassertemperaturen sich immer mehr annähern, beträgt die Kälteleistung nur noch einen minimalen Wert.

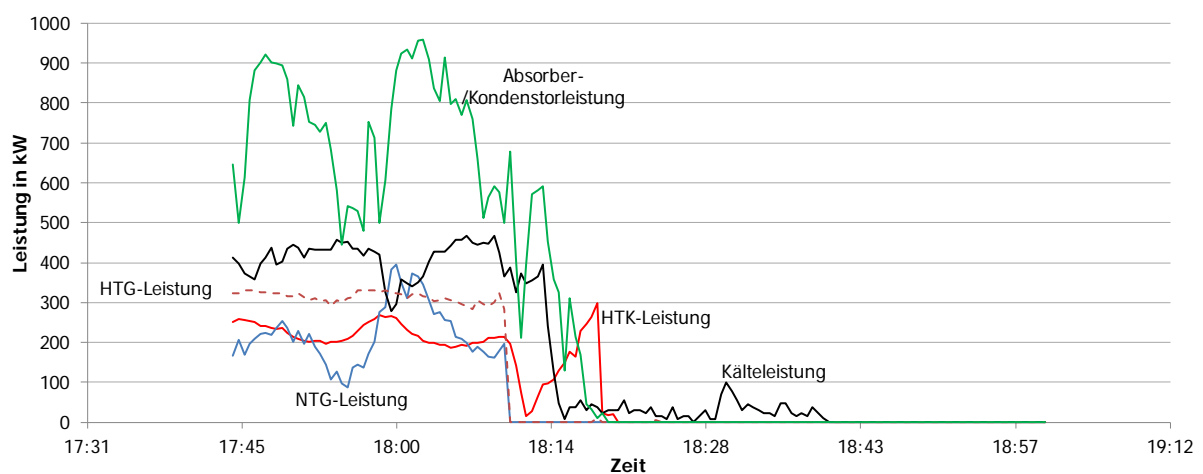


Abbildung 33: Abfahrvorgang: Leistungen der AKM

Das Ausschalten der AKM bewirkt den Stillstand der Kältemittelpumpe, wie

Abbildung 34: Abfahrvorgang: interne Pumpen der AKM

zeigt. Durch Öffnen eines Ventils wird das in der Auffangwanne stehende Wasser im Verdampfer dem Absorber zugeführt, wodurch die Konzentration sinkt. Wäre diese Einrichtung nicht installiert, würde die Lösung im Verdampfer bei sinkender Temperatur kristallisieren. Die Nieder- und Hochdruckpumpe laufen wie die Kaltwasserpumpe etwa 30 Minuten nach, um im gesamten internen Kreis die Lithium-Bromid-Lösung zu verdünnen.

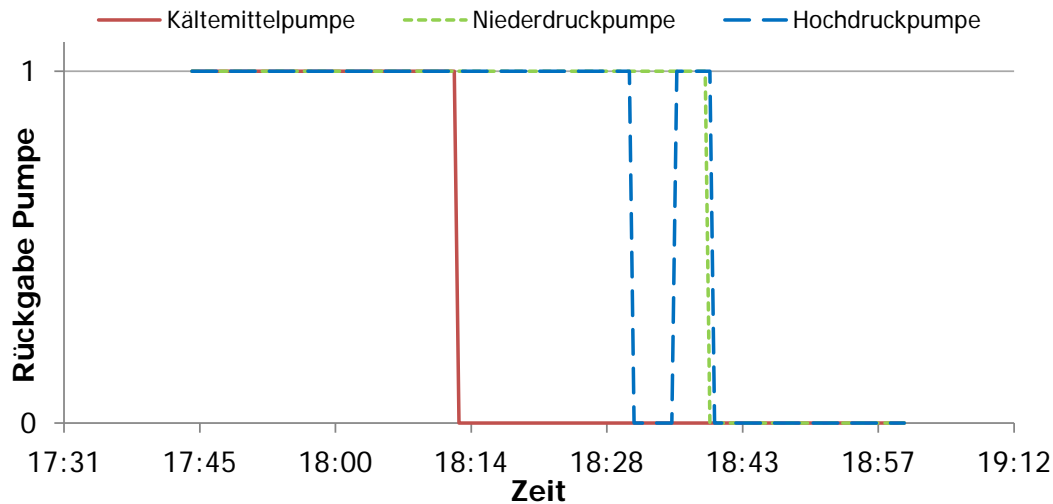


Abbildung 34: Abfahrvorgang: interne Pumpen der AKM

Abbildung 35 zeigt die internen Größen der AKM während des Abschaltvorgangs. Die Temperaturen im HTG sowie die Lithium-Bromid-Konzentration sinken nach Schließen der Rauchgasklappe und des Heißwasserventils ab, wohingegen die Einspritztemperatur in den Absorber tendenziell steigt. Ab dem Abschaltzeitpunkt der Kühlwasserpumpe (Abbildung 31) wird keine Wärme an die Umgebung abgeführt, weshalb sich die internen Temperaturen annähern. Um ca. 18.40 Uhr öffnet sich das Ventil zwischen Verdampfer und Absorber, in welchen dadurch Kältemittel gelangt. Durch die exotherme Lösungsreaktion zwischen Kälte- und Lösungsmittel steigt die Temperatur im Absorber sprunghaft an.

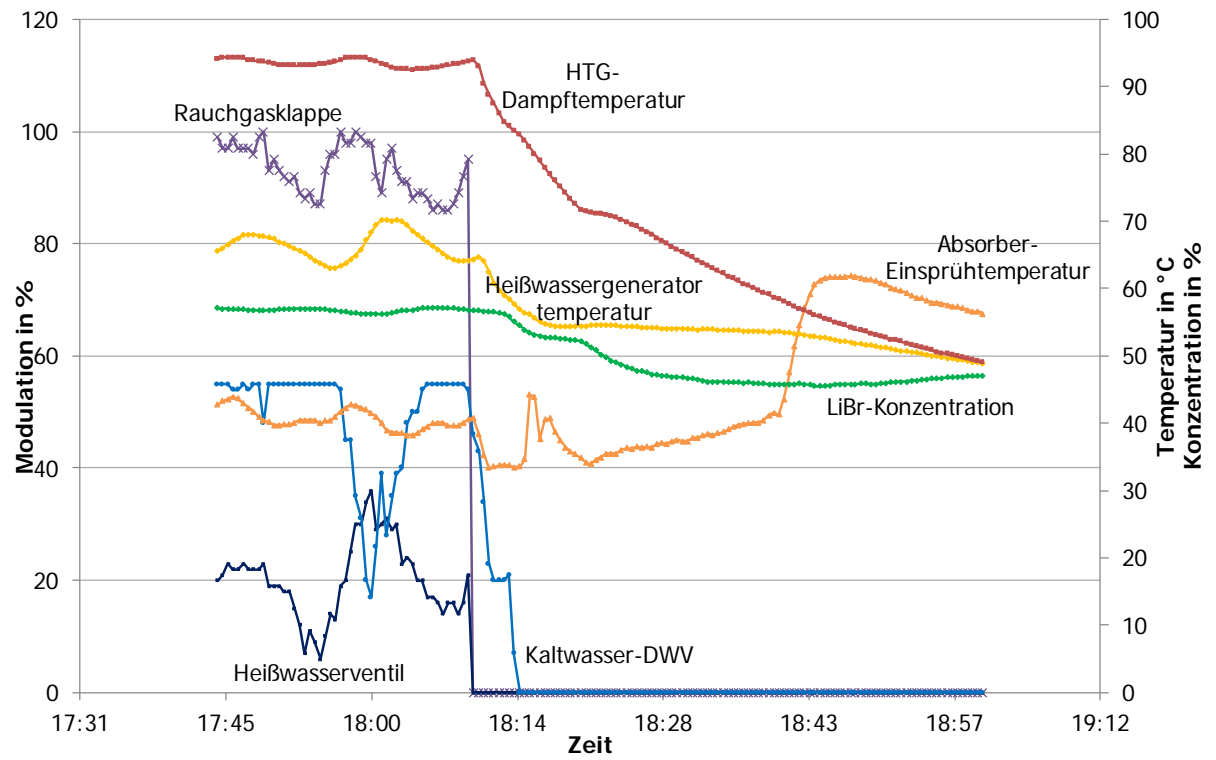


Abbildung 35: Abfahrvorgang: Klappen, Ventile, Temperaturen und Konzentration

6.3 Leistungsbewertung der AKM

Für die Bewertung der Leistung der AKM wird unterschieden zwischen dem Betrieb in Voll- last und dem Teillastbetrieb.

6.3.1 Volllastbetrieb

Eine AKM ist ein System von miteinander korrespondierenden Wärmetauschern. Die über- tragbaren Leistungen an den unterschiedlichen externen Volumenströmen (Rauchgas, Kalt-, Kühl- und Heißwasser) sind abhängig von den Volumenströmen und Eintrittstemperaturen und beeinflussen sich gegenseitig. Deshalb müssen für eine Bewertung der Leistung einer AKM in allen externen Fluidströmen die den Auslegungsbedingungen entsprechenden Werte hergestellt werden. Bei im Rahmen des Projektes durchgeführten Leistungsfahrten wurde dies berücksichtigt.

Es hat sich gezeigt, dass die der Auslegung entsprechende Leistung von 745 kW nicht er- reicht werden konnte. Eine Auswertung der Messdaten zeigt, dass dies auf die übertragenen Leistungen im Hochtemperaturteil der Maschine zurückzuführen ist. Die Abbildung 36 zeigt die Rauchgaseintrittstemperatur und die Abbildung 37 die Rauchgaustrittstemperatur aus dem Hochtemperaturgenerator der AKM.

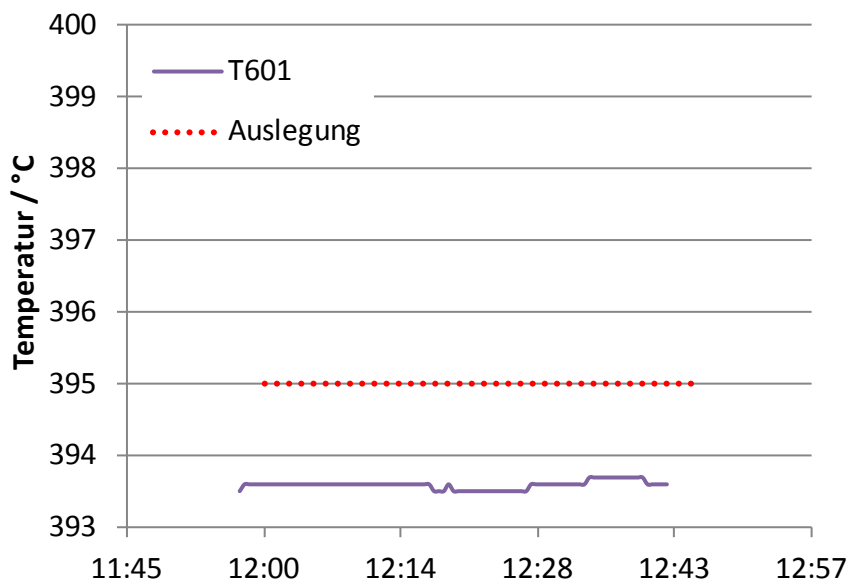


Abbildung 36: Rauchgaseintrittstemperatur in den HTG

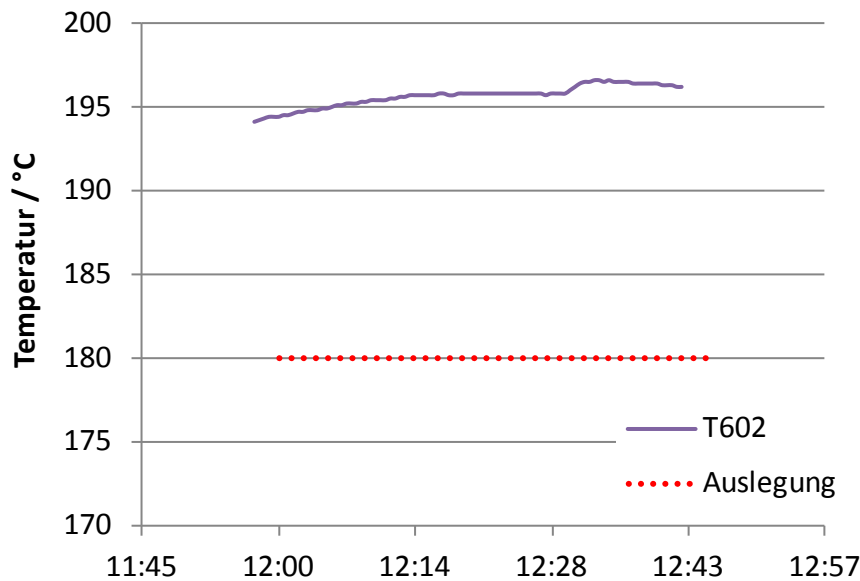


Abbildung 37: Rauchgasaustrittstemperatur in den HTG

Es ist zu erkennen, dass die Eintrittstemperatur leicht unter dem Auslegungswert liegt (1,5 K). Dies ist auf Wärmeverluste im Rauchgasstrang von BHKW zu AKM zu erkennen. Die Austrittstemperatur liegt mit ca. 195 °C 15 K über dem Auslegungswert (180 °C). Damit ergibt sich für die Rauchgasauskühlung ein Wert von ca. 198 K im Vergleich zur Auslegung mit 215 K.

Da die internen Prozesstemperaturen den Auslegungswerten entsprechen, ist dies wahrscheinlich auf die Auslegung der Maschine zurückzuführen, was heißt, dass der Hochtemperaturgenerator über etwas zu wenig Fläche verfügt. Dies wirkt sich auf die maximale Leistung der AKM aus. Sie liegt ca. 5 % unter der Auslegung. Zur weiteren Untersuchung wurden Messdaten aus dem laufenden Anlagenbetrieb ausgewertet. Dies erfolgt mittels der charakteristischen Gleichung.

6.3.2 Bewertung anhand der charakteristische Gleichung

Eine Methode zur Bewertung der AKM unabhängig von den aktuellen Betriebsbedingungen ermöglicht die sogenannte charakteristische Gleichung. Diese gibt den Zusammenhang zwischen den externen Temperaturen und der Kälteleistung der AKM wieder. So kann die Verdampferleistung \dot{Q}_V in Abhängigkeit der totalen treibenden Temperaturdifferenz $\Delta\Delta T$ an den Hauptkomponenten der AKM berechnet werden. $\Delta\Delta T$ ist dabei eine sich aus den an der Maschine anliegenden externen Temperaturen aller hydraulischen Kreise ergebende Größe.

Die totale treibende Temperaturdifferenz für einstufige AKM ist hinlänglich bekannt (Fur83, Fur87). Analog zu einem Ansatz von (Sch98) wurde eine charakteristische Gleichung für die zwei-/einstufige AKM mit externer Kopplung abgeleitet. Auf die detaillierte Herleitung der totalen treibenden Temperaturdifferenz $\Delta\Delta T$ wird hier nicht näher eingegangen.

Am Ende der Herleitung steht ein Zusammenhang zwischen der Verdampferleistung und der totalen treibenden Temperaturdifferenz und als gamma bezeichnete Werte, die unter anderem die Wärmeverhältnisse, k-Werte und Flächen der einzelnen Wärmetauscher enthalten.

$$\dot{Q}_V = \frac{\Delta\Delta T}{(\gamma_1 + \gamma_{12}) \cdot \frac{\gamma_2 + \gamma_{22} - \gamma_1}{\gamma_{12} + \gamma_{22}}} \quad (3)$$

Gleichung (3) stellt einen linearen Zusammenhang zwischen externen Randbedingungen und der Verdampferleistung her. Sie ermöglicht es das Betriebsverhalten der AKM bei verschiedenen externen Bedingungen vergleichbar und bewertbar zu machen.

Abbildung 38 zeigt die Verdampferleistung über der totalen treibenden Temperaturdifferenz. Der rote Punkt kennzeichnet den Auslegungsfall. Verhält sich die Maschine wie erwartet liegen alle Betriebspunkte annähernd auf einer geraden durch den Auslegungspunkt und den Ursprung. Kleinere totale treibende Temperaturdifferenz ergeben sich beispielsweise, wenn die Kühlwassertemperaturen zu hoch sind oder die AKM in Teillast geht und sich dadurch die Temperaturspreizung am Heißwassergenerator reduziert.

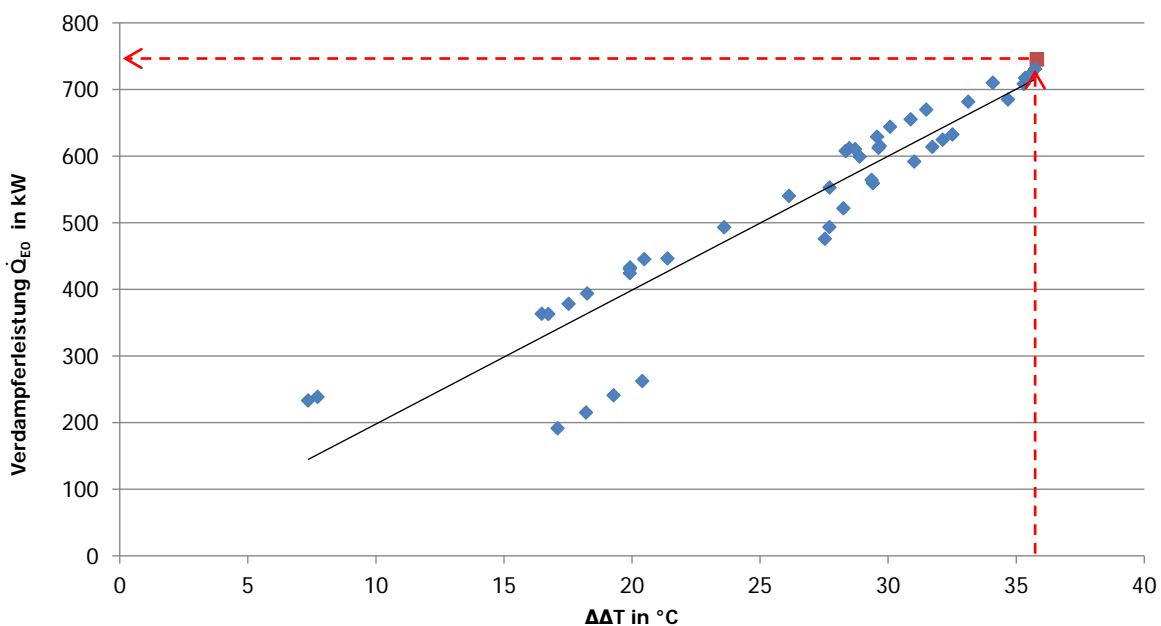


Abbildung 38: Verlauf der totalen treibenden Temperaturdifferenz $\Delta\Delta T$ in Abhängigkeit der Verdampferleistung und der Auslegungspunkt (rot)

Es ist zu erkennen, dass bei der totalen treibenden Temperaturdifferenz (36°C), die dem Auslegungswert entspricht, die Kälteleistung geringer ist als erwartet. Hier wirkt sich die beschriebene geringere Auskühlung des Rauchgases auf die Gesamtleistung aus. Durch die ausgewerteten Betriebspunkte wurde eine Trendlinie gelegt. Sie beschreibt den linearen Abfall der Kälteleistung mit der totalen treibenden Temperaturdifferenz zum Beispiel im Teillastfall. Der Teillastfall wird im nachfolgenden Kapitel genauer betrachtet

6.3.3 Teillastverhalten

Zur Bewertung des Teillastverhalten der zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung werden verschiedene Betriebszustände aus dem laufenden Betrieb ausgewertet. Dabei werden nur Betriebszustände berücksichtigt, die hinreichend stabil sind. Stabil heißt, dass die internen und externen Größen der AKM (Temperaturen, Massenströme und Konzentrationen) in einem Zeitintervall von mindestens 20 Minuten nur sehr geringfügige Schwankungen auf-

weisen. Abbildung 39 zeigt die Kälteleistung und den COP in Abhängigkeit von der Antriebswärme. Stabile Betriebsbereiche sind als Punkte eingezeichnet und die erwarteten Werte aus Simulationen als Striche.

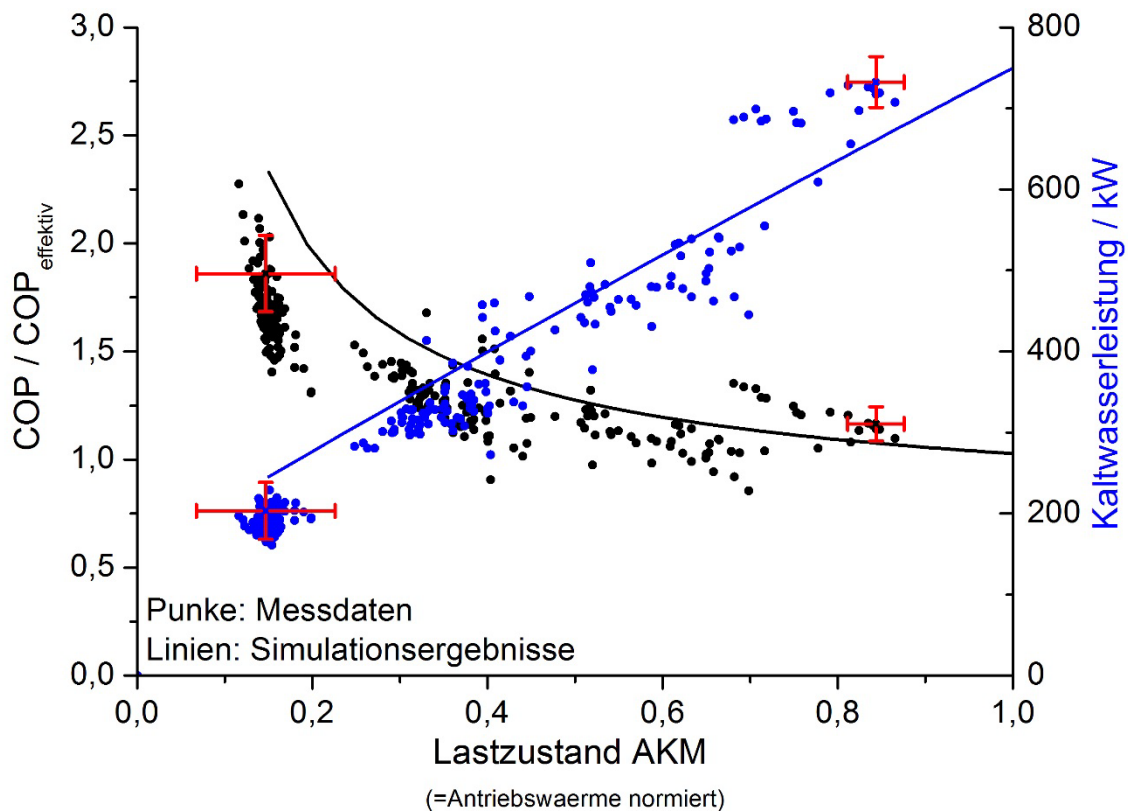


Abbildung 39: Entwicklung des COP und der Kälteleistung der AKM bei variierender Antriebswärme

Grundsätzlich entspricht das Verhalten der Maschine den Erwartungen. Die Antriebswärme der AKM wird ausschließlich über das Heißwasser gedrosselt wodurch die Kälteleistung linear mit der Antriebswärme abnimmt. Da die Rauchgaswärme im gesamten Bereich weiterhin vollständig zum Antrieb der AKM genutzt wird, steigt der Anteil des effizienteren Hochtemperaturteils an der gesamten Kälteerzeugung mit sinkender Antriebswärme an. Dadurch steigt der COP zunehmend. In Teillast wurden Werte von ca. 2,0 gemessen.

Damit liegen Ergebnisse leicht unter den Erwartungen. Dies lässt sich, wie bereits in Kapitel 6.3.1 erläutert auf die hinter den Erwartungen zurückliegende Auskühlung des Rauchgases zurückführen. Hierdurch ist der Anteil des effizienteren Hochtemperaturteils an der gesamten Kälteerzeugung geringer und die Entwicklung des COP limitiert.

6.4 Bewertung des KWKK-Systems

In diesem Kapitel wird Systeminstallation unter ökologischen, energetischen und wirtschaftlichen Kriterien bewertet. Die wirtschaftliche Bewertung wird durch Variation der wichtigsten Parameter auf andere Randbedingungen, wie sie bei einem potentiellen Standort vorliegen können, übertragbar gemacht.

Zur energetische Bilanzierung des KWKK-Systems und dessen Komponenten können die Energieflüsse der Anlage summiert über ein Jahr in einem Sankey-Diagramm visualisiert werden (Abbildung 40). Zur besseren Veranschaulichung ist die Kälte als Output aus den Kältemaschinen gekennzeichnet. Da aber dem Kaltwasser Wärme in Richtung der Kälteerzeuger entzogen wird, sind die Energiemengen der Kälte mit negativen Werten beziffert.

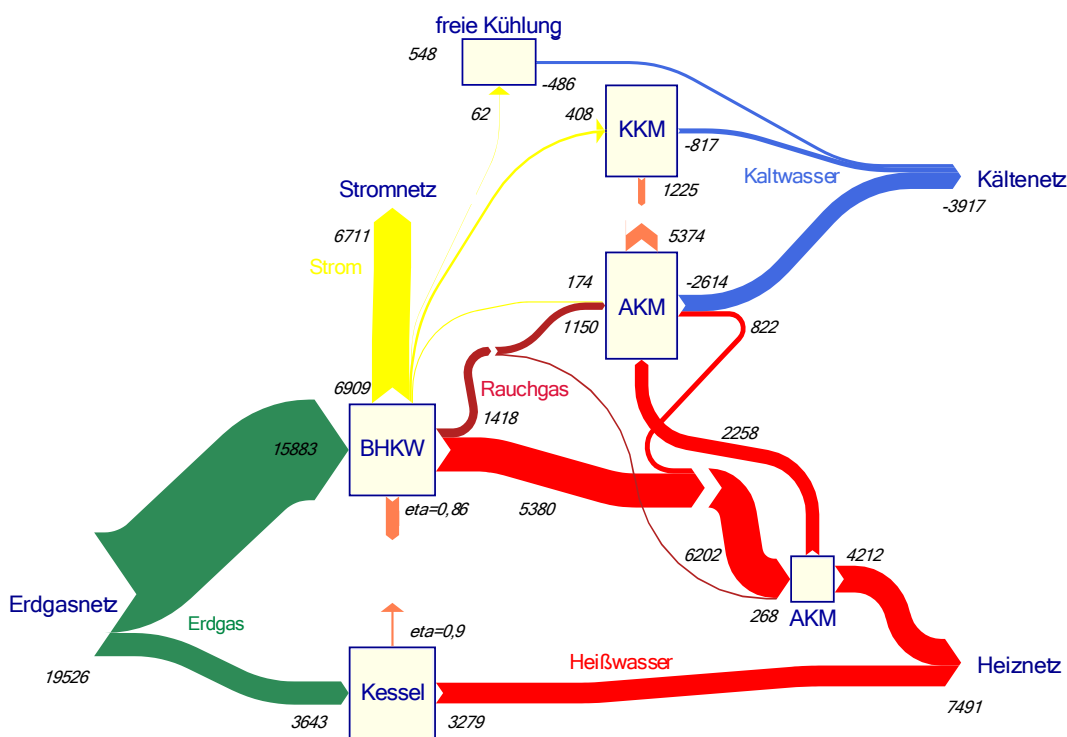


Abbildung 40: Energieflussdiagramm des KWKK-Systems in einem Jahr

Bezogen auf den gesamten Jahresverbrauch (Bezugswert für folgende Verhältnisse dieses Abschnittes) wird dem BHKW 81,3 % des Erdgases zugeführt, das dort in elektrische Energie (35,4 % des Gesamteinsatzes), Rauchgaswärme (4,3 %), Heißwasserwärme (27,6 %) und nicht nutzbare Abwärme umgewandelt wird. Dabei werden der AKM zum Antrieb 17,5 % des Jahreserdgasverbrauchs der Anlage in Form von Wärme zur Verfügung gestellt, aufgeteilt in Hochtemperatur- (5,9 %) und Niedertemperaturwärme (11,6 %). Über die Kältemaschinen werden 20,1 % der eingesetzten Primärenergie in Form von Kälte bereitgestellt, wobei auf die AKM 13,4 % der Bezugsenergie entfallen. 38,4 % des gesamten Jahresverbrauchs an Erdgas wird am Ende des Systems in Form von Wärme umgesetzt, wobei 21,6 % des Gesamteinsatzes vom KWKK-System und 16,8 % vom Spitzenlastkessel bereitgestellt werden.

6.4.1 Primärenergetische Bewertung

Intention der Optimierung eines Energiesystems ist es, Primärenergie einzusparen. Um eine Aussage über den energetischen und ökologischen Mehrwert des KWKK-Systems (BHKW, Spitzenlastkessel, AKM, KKM, freie Kühlung) treffen zu können, wird es dem *Status quo* vor der Modernisierung des Energieversorgungssystems (baugleiche Gaskessel, KKM und freie Kühlung) als Referenzsystem gegenübergestellt. Hieraus lässt sich die Energie- und CO₂-Effizienz der Modernisierungsmaße von „Alt“ zu „Neu“ schlussfolgern.

Eine aussagekräftige Methode, um den Einsatz an Primärenergie zur Energieversorgung zu bestimmen und darzustellen, bietet der *Primary Energy Ratio PER*, jeweils zur Deckung des Wärme- (Index H) und Kältebedarfs (Index K) (Gurtner, 2011). Dieser gibt den Quotienten aus aufgewandter Primärenergie zur Heiz- oder Kühlenergie beim Verbraucher an.

$$PER_{H/K} = \frac{PE_{H/K}}{Q_{H/K}} \quad (4)$$

Aus der Energieeinsparverordnung (EnEV) (Bundesrepublik Deutschland, in der Fassung vom 5. Dezember 2012) folgt die Berechnung der erforderlichen Primärenergie (Gleichung(5)). Diese setzt sich aus dem Primärenergiefaktor f_p des eingesetzten Energieträgers der einzelnen Komponenten oder der Versorgungen (Tabelle 2) und dem jeweils bezogenen Bedarf (Erdgas, Strom, Wärme) zusammen. Der Primärenergiefaktor f_p gibt im Umkehrschluss den Quotienten aus eingesetzter Primär- und bezogenen Endenergie an.

$$PE = \sum_i f_{P,i} \cdot Q_{E,i} \quad (5)$$

Da die Wärme für das Nahwärmenetz und die elektrische Energie im betrachteten System aus einem Kraft-Wärme-Kopplungsprozess stammt, wird der Primärenergiefaktor der Wärme speziell für das beschriebene BHKW berechnet. (Gleichung (6))

Die Primärenergie, die bei externem Strombezug anfallen würde, wird dem System gutgeschrieben, indem dieser von der gesamten aufgewandten Primärenergie des BHKW subtrahiert wird. Der Primärenergiefaktor der KWK-Wärme gibt so das Verhältnis aus der eingesetzten Primärenergie für die Wärmeerzeugung und der nutzbaren Wärme an (DIN, Norm DIN EN 15316-4-5, 2007).

$$f_{P,Wärme,BHKW} = \frac{E_{Gas} \cdot f_{P,Gas} - E_{el} \cdot f_{P,Strom}}{Q_{Wärme,gesamt}} \quad (6)$$

Aus der Literatur (DIN, Norm DIN V 18599 - Energetische Bewertung von Gebäuden , 2011-12) können Werte der Primärenergiefaktoren für Energieträger entnommen werden. Wer-

den die Leistungsdaten aus der Auslegungs-Simulation des KWKK-Systems in Gleichung (6) eingesetzt, erhält man den Primärenergiefaktor der Wärme aus dem beschriebenen BHKW.

Tabelle 2: Primärenergiefaktoren nach Energieträger/-versorgung

Energieträger/-versorgung	Primärenergiefaktor f_p
Erdgas	1,1
Strom	2,6
BHKW-Wärme	0,1

Ausgehend von Formel (4) können die Primärenergiequotienten des gesamten KWKK-Systems und der konventionellen Anlage berechnet und verglichen werden. Die zugrunde liegenden Verbrauchszahlen der einzelnen Komponentengruppen aus der Systemmodellierung der KWKK-Anlage werden für die baugleichen Komponenten der Deckung derselben Nachfrage an Wärme und Kälte für den Status quo berechnet.

Tabelle 3: Berechnung der Primärenergiequotienten für beide Systemvarianten

		KWKK		Status quo		
Wärmebedarf	Kältebedarf	Heizen	Kühlen	Heizen	Kühlen	
7491 MWh/a	3917 MWh/a					
Erdgas	Kessel	MWh/a	3643	8323		
	PE_EG	MWh/a	4007	9155		
Wärme	BHKW	MWh/a	4212	2586		
	PE_BHKW	MWh/a	421	259		
Stromverbrauch	AKM-Pumpen	MWh/a		33		
	Netzpumpen	MWh/a	85	111	85	111
	BHKW	MWh/a	5	5		
	AKM	MWh/a		174		
	KKM	MWh/a		409		1716
	freie Kühlung	MWh/a		62		62
	Summe	MWh/a	90	1503	85	2561
	PE_el	MWh/a	216	1906	204	4532
PE_gesamt	MWh/a	4645	2164	9359	4532	
PER		0,62	0,55	1,25	1,16	

In Tabelle 3 wird der PER der beiden Systeme getrennt nach der Deckung der Wärme- und Kältenachfrage dargestellt. Um die Wärmeenergie bereitstellen zu können, muss in das KWKK-System etwa zwei Drittel der Wärme an Primärenergie investiert werden, wohingegen im Referenzsystem mehr Primärenergie als nutzbare Endenergie nötig ist (1,25-fache Energiemenge). Im Vergleich bedarf es im konventionellen System den doppelten Betrag an ein-

gesetzter Primärenergie als im KWKK-System, um die gleiche Menge an Endenergie bereitzustellen.

Zur Deckung der Kältelast der Verbraucher bedarf es bei Erzeugung durch das KWKK-System die Hälfte an Primärenergie wie Kälte bereitgestellt wird. Bei der konventionellen Erzeugung muss mehr Primärenergie (1,16-fach) investiert werden. Stellt man die beiden Systeme gegenüber, ergibt sich beim KWKK-System ein Primärenergieaufwand für das Heizen und Kühlen von 6809 MWh/a und für die Bestandanlage 13891 MWh/a. So kann durch die Modernisierung des Energieversorgungssystems eine Primärenergieeinsparung von 50 % erzielt werden.

6.4.2 Ökologische Bewertung

In der vorangegangenen energetischen Bewertung wurde der Primärenergieaufwand des KWKK-Systems und eines Referenzsystems berechnet und verglichen. Aufbauend auf den berechneten Daten des vorangegangenen Kapitels wird im Folgenden der Kohlenstoffdioxid-Ausstoß, den die eingesetzten Energieträger bei ihrer Förderung, Erzeugung und Umwandlung emittiert, berechnet. Dies erfolgt wiederum für beide Systeme.

Über das CO₂-Äquivalent kann jedem Energieträger und der KWK-Wärme energiespezifisch die Masse an emittiertem CO₂ zugeordnet werden (Tabelle 4). Die OECD definiert das CO₂-Äquivalent folgendermaßen (OECD, 2013): „Carbon dioxide equivalent is a measure used to compare the emissions from various greenhouse gases based upon their global warming potential. For example, the global warming potential for methane over 100 years is 21. This means that emissions of one million metric tons of methane are equivalent to emissions of 21 million metric tons of carbon dioxide.“

Tabelle 4: CO₂-Äquivalente verschiedener Energieträger- und versorgung (GEMIS - Globales Emissions-Modell integrierter Systeme, 2013)

Energieträger/-versorgung	CO ₂ -Äquivalent in g/kWh
Erdgas	243
KWK-Wärme (fossil befeuert, 70 %)	-79
Strom	586

Zusammen mit den Verbrauchsdaten des KWKK- und Referenzsystems und den Faktoren aus Tabelle 4 wird der Ausstoß an Kohlenstoffdioxid der Anlagen berechnet und in Tabelle 5 gelistet.

Tabelle 5: CO₂-Emissionen beider Systeme und -Einsparung

		KWKK		konventionell	
		Heizen	Kühlen	Heizen	Kühlen
CO ₂ _gesamt	t/a	613	313	2085	1195
	t/kWh	81	70	278	282
Einsparung	t/a	1471	882		
Gesamt	t/a	2353			

Durch die Bereitstellung von Wärme und Kälte werden durch die konventionelle Bestandsanlage etwa 3280 t Kohlenstoffdioxid emittiert, wohingegen durch das System nach der Modernisierung rund 926 t ausgestoßen werden.

Im Vergleich zum Referenzsystem mit Gaskessel, KKM und freier Kühlung werden durch den Einsatz des KWKK-Systems mit BHKW, Spitzenlastkessel, AKM, KKM und freier Kühlung pro Jahr rund 2353 t Kohlenstoffdioxid-Emissionen eingespart.

6.4.3 Ökonomische Bewertung

Die ökonomische Bewertung erfolgt anhand der Kältegestehungskosten und der Amortisationszeit.

6.4.3.1 Kältegestehungskosten

Gestehungskosten werden in Ct/kWh angegeben und stehen für diejenigen Kosten, die ein Energiesystem verursacht, um die entsprechend erwünschte Energieform bereitzustellen. Da bei einem KWKK-System drei verschiedene Energieformen erzeugt werden – Wärme, Kälte und Strom –, können dementsprechend auch Wärme-, Kälte- und Stromgestehungskosten berechnet werden. Aufgrund dieser drei Endprodukte bei Einsatz nur einer Energieform (Erdgas), müssten sowohl der Brennstoffeinsatz als auch die Investitionskosten mittels Allokation in Strom- und Wärmeerzeugung aufgeteilt werden. Da im Rahmen dieses Projekts jedoch vor allem die Installation der AKM und damit die Erweiterung des KWKK-Systems zu einem KWKK-System betrachtet wird, sind entsprechend dessen Kältegestehungskosten von Interesse, weshalb es sinnvoll ist, nur die Komponenten mit einzubeziehen, die auch direkt die Kälteerzeugung beeinflussen.

Da das vorliegende Energiesystem wärmegeführt ist und das BHKW unabhängig von der Art der Kälteerzeugung dimensioniert und angeschafft wurde und somit auch in allen drei Auslegungsvarianten eingesetzt wird, spielen die BHKW-spezifischen Investitionen für die Berechnung der Kältegestehungskosten keine Rolle. Das BHKW mit 922 kW Wärmeleistung und 936 kW elektrischer Leistung ist also bei allen Varianten identisch. Die Wärmeerzeugung über die Heizkessel kann dadurch ebenfalls vernachlässigt werden, da sie in einem wärmegeführten System bei allen Varianten gleich ist. So verhält es sich auch mit der freien Kühlung,

den Pufferspeichern sowie den Verteilersystemen. Somit reduzieren sich die relevanten Berechnungsgrundlagen rein auf die jeweils eingesetzten Kältemaschinen, also deren entsprechende Investitionskosten, Erlöse und Energiekosten (Tabelle 6).

Tabelle 6: Betrachtungsgrundlagen der drei Systemvarianten

	Variante A	Variante B	Variante C
Systemkomponenten	BHKW Heizkessel KKM alt Freie Kühlung	BHKW Heizkessel KKM alt KKM neu Freie Kühlung	BHKW Heizkessel KKM alt AKM Freie Kühlung
Für Kostenberechnung berücksichtigt	KKM alt	KKM neu	BHKW (Kältebetrieb) AKM

Grundsätzlich gliedert sich die Kostenberechnung nach VDI-Richtlinie 2067 und 6025 in kapitalgebundene Ausgaben (Investitionskosten, Instandhaltung), verbrauchsgebundene Ausgaben (Energie, Betriebsstoffe), betriebsgebundene Ausgaben (Personal, Wartung etc.) sowie sonstige Ausgaben (Versicherung, Steuern, Verwaltung etc.) (VDI-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2000; VDI-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2002). Demgegenüber stehen die Einnahmen aus z.B. Strom, Wärme und Kälte. Die Investitionskosten als Teil der kapitalgebundenen Ausgaben beinhalten sämtliche Anschaffungskosten, die mittels Annuitätenmethode auf entsprechende jährliche Investitionskosten (Annuitäten) umgerechnet werden. Für die Annuitätsberechnung wird folgende Formel 0 verwendet (VDI-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2002):

$$A = A_0 \cdot a = A_0 \cdot \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1} \quad (7)$$

A steht für die Annuität in €, A_0 für den Investitionsbetrag in € und a für den Annuitätsfaktor, welcher wiederum mittels Zinssatz i und Betrachtungszeitraum n in Jahren berechnet werden kann. Im konkreten Fall werden für alle Einzelinvestitionen ein Zinssatz i von 0,05 (5 %) und eine Nutzungsdauer von 15 Jahren angenommen:

$$A = A_0 \cdot \frac{(1+0,05)^{15} \cdot 0,05}{(1+0,05)^{15} - 1} \approx A_0 \cdot 0,09634 \quad (8)$$

Korrekterweise müsste jede Investition einzeln betrachtet und eine spezifische Nutzungsdauer gewählt werden. Der Einfachheit halber wird hier aber darauf verzichtet, das heißt, es müssen keine Restwerte für die länger betriebenen Komponenten berechnet werden. Ebenso werden für ältere Bestandanlagen keine Annuitäten mehr herangezogen, da diese als abbezahlt betrachtet werden. Bei Variante C werden speziell bei der hydraulischen Einbindung, der MSR und den baubegleitenden Maßnahmen nur jeweils die für die AKM-Kälteerzeugung relevanten Investitionskosten herangezogen. Die bei der BHKW-Installation anfallenden Kosten werden nicht berücksichtigt, da diese auch bei den Varianten A und B auftreten (detailliertere Auflistung aller Investitionskosten siehe Tabelle 21). Bei Variante B werden hingegen sämtliche Kosten der eigentlichen KKM-Installation mit einbezogen, während es bei Variante

A überhaupt keine Investitionskosten gibt, da hier das Bestandssystem für die Kälteerzeugung weitergenutzt wird. Da für Variante B keine tatsächlichen Werte vorliegen, bestehen die Investitionskosten im Gegensatz zu Variante C aus Schätzwerten und marktüblichen Beispielkosten, wie in Tabelle 20 in Anhang A4 nochmals erläutert. Ein weiterer Teil der kapitalgebundenen Ausgaben sind die Instandhaltungskosten, welche bei allen Varianten mit 1 % der Investitionskosten veranschlagt werden. Bei Variante C wird außerdem noch die einmalige finanzielle EU-Projektförderung berücksichtigt und gemäß Zinssatz und Betrachtungszeitraum auf einen jährlichen Wert umgerechnet. Dieser ist negativ, da er von den Investitionskosten wieder abgezogen werden muss.

Bei den verbrauchsgebundenen Ausgaben werden diejenigen variablen Energie- und Betriebsstoffkosten aufgelistet, die für den direkten Betrieb der Maschine benötigt werden, also in diesem Fall speziell die Stromkosten für Pumpen, Kompressoren etc., Wasserkosten für den Nasskühlturm sowie Erdgaskosten für den zusätzlichen BHKW-Betrieb und sonstige Schmierstoffe etc. Beim eingesetzten Strom ist entscheidend, woher er stammt. Handelt es sich um Strom, der direkt von der BHKW-Erzeugung entnommen werden kann, bestehen die entsprechenden Kosten aus dem entgangenen Stromerlös, der beim Verkauf des BHKW-Stroms an den Technologieparkbetreiber eingenommen worden wäre. Dieser wird für die Auswertung mit 12 Ct/kWh angenommen. Ist das BHKW jedoch nicht in Betrieb, muss der Strom dem normalen Stromnetz entnommen werden, was Kosten von 14 Ct/kWh verursacht. Wie viel Prozent des an einer Maschine verbrauchten Stroms vom BHKW bzw. vom Netz kommt, wird bei allen Varianten abgeschätzt und in die Berechnungen einbezogen. Die Werte für den jeweiligen Strombezug können ebenfalls Anhang A4 entnommen werden (**Tabelle 22**). Für die Erdgaskosten wird ein fixer Bezugspreis von 4 Ct/kWh veranschlagt und die Kosten für Betriebsstoffe werden konstant auf 1000 € festgelegt. Die speziell bei Variante C vorkommenden Wasserkosten bestehen aus Frischwasserkosten und Abwasserkosten für den Nasskühlturm (jeweils 2,50 €/m³). Die zugrundeliegenden Wasserverbräuche können Anhang A4, Tabelle 22 entnommen werden und ergeben sich aus der Laufzeit des Kühlturms sowie dessen spezifischen Verbräuchen für Frisch- und Abschlammwasser.

Unter betriebsgebundene Ausgaben fallen alle weiteren Kosten, die für den Betrieb anfallen, wie Wartung, Bedien- oder Reinigungspersonal. Auch hier werden die Kosten abgeschätzt. Bei den Personalkosten ist zu beachten, dass keine Preisdynamik der Bruttolöhne berücksichtigt wurde, das heißt, die Löhne bleiben innerhalb des Betrachtungszeitraums konstant.

Bei den sonstigen Ausgaben werden schließlich noch Versicherungs- und Verwaltungskosten berücksichtigt, für welche wiederum Schätzwerte angenommen werden. Steuern und Abgaben bleiben für die Berechnungen unberücksichtigt.

Unter Einnahmen fallen, neben den zu berechnenden Kältegestehungskosten, die zusätzlichen Stromerlöse sowie die KWKG-Vergütung, die für den in einem KWK-System erzeugten Strom anfällt (siehe Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). Dies gilt auch, wenn der Strom intern genutzt und nicht ins Netz eingespeist wird. Da für die ersten 50 kW die Vergütung 5,11 Ct/kWh und für die restlichen 886 kW 2,1 Ct/kWh beträgt, wird die Gesamtvergütung wie folgt anteilig berechnet:

$$\text{Vergütung} = \frac{50 \text{ kW} \cdot 5,11 \frac{\text{Ct}}{\text{kWh}} + 886 \text{ kW} \cdot 2,1 \frac{\text{Ct}}{\text{kWh}}}{936 \text{ kW}} \approx 2,26 \frac{\text{Ct}}{\text{kWh}} \quad (9)$$

Der in der Energiezentrale genutzte Strom kann also für ca. 2,26 Ct/kWh vergütet werden. Darüber hinaus ergibt die zusätzlich verkaufte Strommenge einen Erlös von 12 Ct/kWh vom Technologieparkbetreiber. Die erzeugte Wärmemenge wird gemäß Tabelle 6 nicht berücksichtigt, da sie bei allen Varianten identisch und auch nicht von der Kälteerzeugung abhängig ist.

Aus allen aufgelisteten Ausgaben und Einnahmen können die jährlichen Kosten berechnet und über die jährlich erzeugte Kältemenge die spezifischen Kältegestehungskosten bestimmt werden.

Tabelle 7: Kostenbilanz der drei Systemvarianten

		Variante A mit alten KKM	Variante B mit neuer KKM	Variante C mit DE/SE- AKM
jährliche Gesamtausgaben				
kapitalgebundene Ausgaben				
Annuität Kältemaschine	€	-	14.451	26.687
Annuität Rückkühlwerk	€	-	4.817	25.242
Annuität MSR	€	-	2.698	4.432
Annuität Hydraulik und Einbindung	€	-	8.478	24.182
Annuität baubegleitende Maßnahmen	€	-	2.120	4.143
Instandhaltungskosten (1% Investition)	€	-	3.380	6.790
Finanzielle Förderungen	€	-	-	-19.268
Zwischensumme	€	-	35.944	72.206
verbrauchsgebundene Ausgaben				
entgangener Stromerlös Pumpen etc. (12 Ct/kWh)	€	35.802	17.048	15.684
aus Stromnetz zugekaufter Strom (14 Ct/kWh)	€	167.075	59.667	-
Erdgaskosten (4 Ct/kWh)	€	-	-	224.106
Frischwasserkosten Kühlturm (2,50 €/m ³)	€	-	-	19.692
Abwasserentsorgung Kühlturm (2,50 €/m ³)	€	-	-	9.759
Betriebsstoffkosten (Wasser, Schmier-, Reinigungsmittel)	€	1.000	1.000	1.000
Zwischensumme	€	203.877	77.715	270.241
betriebsgebundene Ausgaben				
Wartung Kältemaschine (Wartungsvertrag)	€	5.000	5.000	8.000
zusätzliche Wartung BHKW	€	-	-	24.346
Personalkosten (Bedienung, Reinigung)	€	7.000	7.000	10.000
Zwischensumme	€	12.000	12.000	42.346

sonstige Ausgaben				
Versicherung	€	3.000	3.000	3.000
Verwaltungskosten	€	2.000	2.000	2.000
Zwischensumme	€	5.000	5.000	5.000
Zwischensumme Gesamtausgaben				
	€	220.877	130.659	389.793
jährliche Gesamteinnahmen				
Verkaufserlös Strom (12 Ct/kWh)	€	-	-	292.149
Vergütung für Stromeigennutzung KWKG (2,26 Ct/kWh)	€	6.743	3.211	2.954
Zwischensumme Gesamteinnahmen	€	6.743	3.211	295.103
Differenz Zwischensummen	€	214.134	127.448	94.690
jährlich erzeugte Kältemenge	kWh	3.431.000	2.613.999	2.613.999
Kältegestehungskosten	Ct/kWh	6,24	4,88	3,62

Bei den kapitalgebundenen Ausgaben wird deutlich, dass die Investitionskosten bei Variante C mehr als doppelt so hoch sind als bei Variante B. Dies liegt daran, dass es sich bei der installierten zwei-/einstufigen AKM um eine kostspielige Pilotanlage handelt. Allerdings erhält sie aus diesem Grund auch eine finanzielle Förderung, welche die Kosten wieder etwas senkt. Variante A besitzt keine kapitalgebundenen Ausgaben.

Bei den verbrauchsgebundenen Kosten ist zu erkennen, dass die Varianten A und B hohe Stromkosten bzw. einen hohen entgangenen Stromerlös besitzen, während Variante C keinen zusätzlichen Netzstrom benötigt. Jedoch hat Variante C einen hohen BHKW-Erdgasverbrauch sowie hohe Wasserkosten für den Nasskühlturm.

Die betriebsgebundenen und sonstigen Ausgaben unterscheiden sich hauptsächlich durch die aufwändigere Wartung des Gesamtenergiesystems und die geringfügig höheren Personalkosten bei Variante C.

Bei den Einnahmen wird deutlich, dass Variante C durch die weitaus längere und effizientere Laufzeit des BHKW einen sehr hohen zusätzlichen Stromerlös erwirtschaftet im Vergleich zu den Varianten A und B. Die Vergütung für Stromeigennutzung durch das KWKG spielt hingegen bei den Einnahmen nur eine untergeordnete Rolle.

Variante A mit der alten Bestands-KKM kommt letztendlich auf Kältegestehungskosten von 6,24 Ct/kWh, während Variante B mit der neuen KKM auf 4,88 Ct/kWh kommt. Das tatsächlich in Nabern installierte KWKK-System mit zwei-/einstufiger AKM (Variante C) kommt auf einen Wert von 3,62 Ct/kWh, vor allem weil durch die Wärmeabnahme der AKM und die damit verbundene zusätzliche Auslastung in den Sommermonaten eine weitaus längere und effizientere Betriebsdauer des BHKW erreicht wird.

Bei der Berechnung der Kältegestehungskosten in Tabelle 7 bzw. bei den Berechnungsgrundlagen im werden mehrere Annahmen getroffen, die das Endergebnis stark beeinflussen. Dies

sind in erster Linie der Zinssatz, der Betrachtungszeitraum, der Strombezugs- bzw. -verkaufspreis, der Wasserpreis und der Erdgaspreis. Mittels einer Sensitivitätsanalyse lässt sich bestimmen, inwiefern sich die Kältegestehungskosten in Abhängigkeit dieser Annahmen verändern. In den folgenden Diagrammen sind die Ergebnisse dieser Analyse dargestellt.

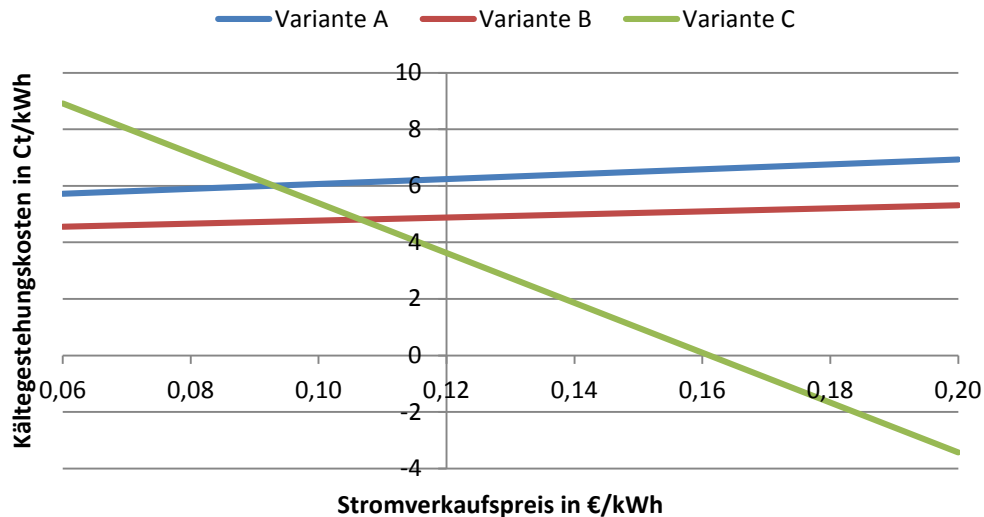


Abbildung 41: Kältegestehungskosten bei Variation des Preises für Stromverkauf

In Abbildung 41 ist ersichtlich, dass bei Anstieg des Stromverkaufspreises die Varianten A und B ein wenig unwirtschaftlicher werden. Dies liegt daran, dass der entgangene Stromerlös durch Pumpen etc. zunimmt. Das passiert zwar auch bei Variante C, jedoch kann hier durch den zusätzlichen BHKW-Stromerlös bei AKM-Betrieb weitaus mehr Stromverkaufserlös erwirtschaftet werden, was die Kältegestehungskosten insgesamt stark absinken lässt. Ab einem Stromverkaufspreis von ca. 16 Ct/kWh wird der Wert sogar negativ, was bedeutet, dass diese Variante dann selbst ohne Kälteverkauf wirtschaftlich wäre.

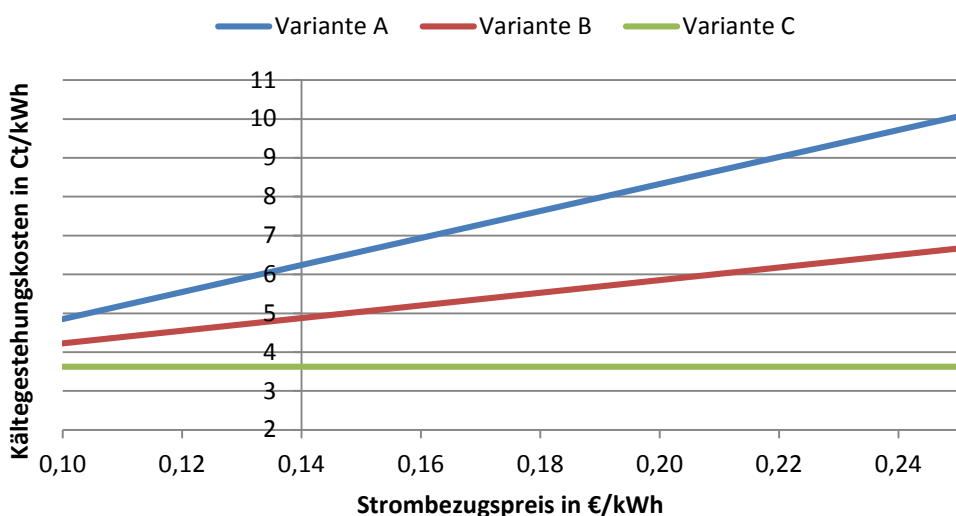


Abbildung 42: Kältegestehungskosten bei Variation des Preises für Strombezug

Da bei Variante C aufgrund der BHKW-Stromerzeugung für die Kälteerzeugung kein Strom aus dem Netz zugekauft werden muss, haben die Strombezugskosten keinen Einfluss auf de-

ren Kältegestehungskosten (Abbildung 42). Bei Variante A und B wird ein gewisser Netzstrombezug benötigt, weshalb sich hier die Werte mit steigenden Stromkosten erhöhen.

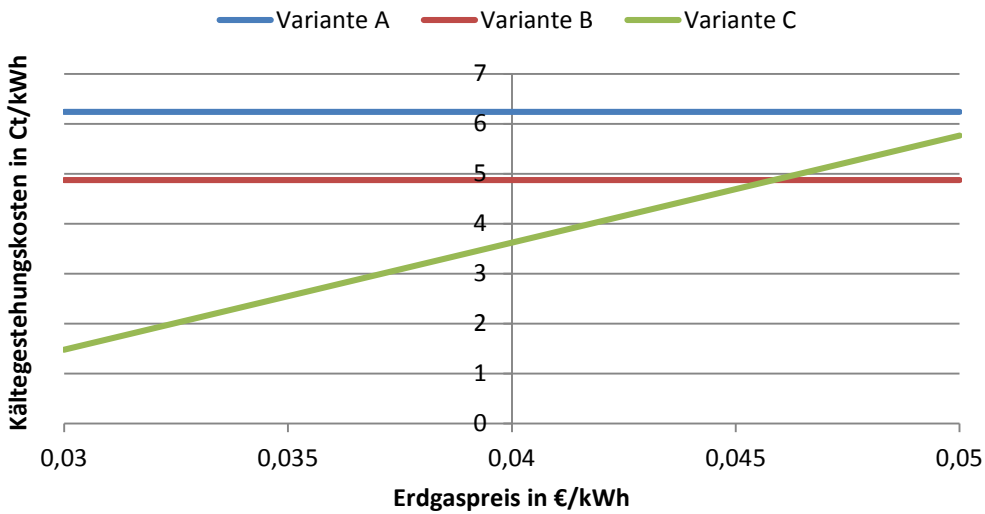


Abbildung 43: Kältegestehungskosten bei Variation des Erdgaspreises

In Abbildung 43 wird deutlich, dass die Wirtschaftlichkeit von Variante C sehr stark vom Erdgaspreis abhängig ist. Die Varianten A und B erzeugen ihre Kälte über Strom, wofür sie kein Erdgas benötigen. Steigt der Erdgaspreis auf über 4,5 Ct/kWh an, wird Variante C im Vergleich zu Variante B unwirtschaftlicher. In diesen Berechnungen wird für alle Varianten ein identischer Erdgaspreis angenommen, was in der Realität allerdings nicht korrekt ist. KWKK-Systeme (hier: Variante C) erhalten das Erdgas im Allgemeinen zu einem geringeren Preis, da sie eine ganzjährige Abnahme gewährleisten können. Von dem günstigeren Preis profitiert der Betreiber bei diesem System auch bei der Wärmebereitstellung, die bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt wurde.

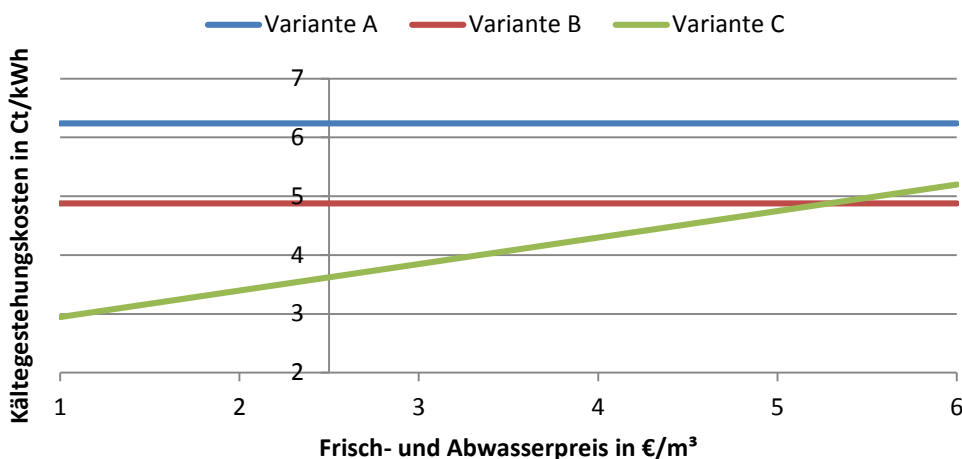


Abbildung 44: Kältegestehungskosten bei Variation des Wasserpreises

Eine Erhöhung des Frisch- und Abwasserpreises (Abbildung 44) hat keinen Einfluss auf die Varianten A und B, da diese keinen Nasskühlturm besitzen. Variante C wird ab einem Preis von jeweils über 5 €/m³ wieder unwirtschaftlicher als Variante B.

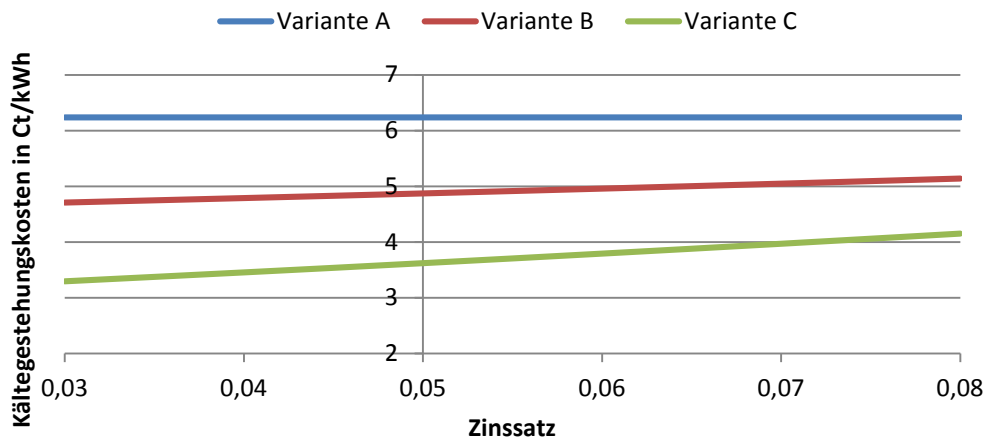


Abbildung 45: Kältegestehungskosten bei Variation des Zinssatzes

Eine Anhebung des Zinssatzes (Abbildung 45) sorgt bei den Varianten B und C dafür, dass die Kältegestehungskosten leicht ansteigen, wobei Variante C stets die wirtschaftlichere bleibt. Die Kosten von Variante A sind unabhängig vom Zinssatz, da keine Investitionskosten berücksichtigt werden müssen.

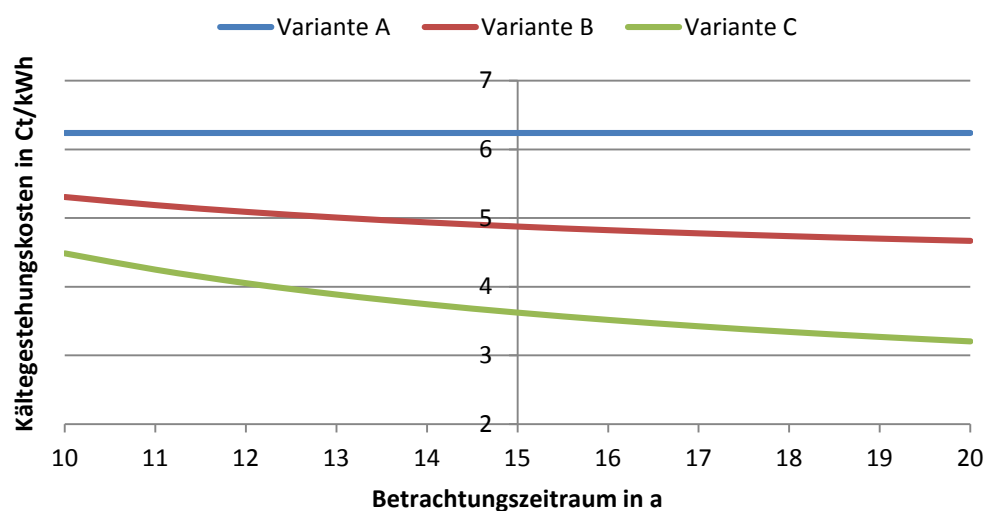


Abbildung 46: Kältegestehungskosten bei Variation des Betrachtungszeitraums

Wird wie in Abbildung 46 der Betrachtungszeitraum verkürzt, steigen die Kältegestehungskosten bei den Varianten B und C, während sie bei einer Verlängerung sinken. Auf Variante A hat er wiederum keine Auswirkungen. Auch hier bleiben die Kosten bei Variante C in allen Variationen am niedrigsten.

Letztlich ist festzustellen, dass speziell der Erdgas-, der Stromverkaufs- sowie der Frisch- und Abwasserpreis den größten Einfluss auf das Endergebnis haben. Bei Preisanhebung von Erdgas- und Wasserpreis erhöhen sich die Kältegestehungskosten von Variante C stark und machen sie somit unwirtschaftlicher im Vergleich zu den beiden anderen Varianten. Eine Erhöhung des Stromverkaufspreises sorgt wiederum dafür, dass die Kältegestehungskosten von Variante C stark absinken und sie damit wirtschaftlicher machen. Eine Änderung des

Strombezugspreis hätte zwar auch einen starken Einfluss auf die Kältegestehungskosten, jedoch nicht auf die Verhältnisse zwischen den einzelnen Varianten.

6.4.3.2 Amortisationszeit

Die Amortisationszeit ist die Zeit, die eine Investition benötigt, um sich zu refinanzieren. Grundlage hierfür ist die Kapitalwertmethode, mit welcher der Kapitalwert einer Investition zu jedem beliebigen Zeitpunkt berechnet werden kann (Gleichung 0):

$$C_n = (E - A) \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} - A_0 \quad (10)$$

C_n steht für den Kapitalwert zum Zeitpunkt n , E steht für die jährlichen Einnahmen und A für die jährlichen Ausgaben ohne Kapitaldienst. A_0 , n und i haben die gleiche Bedeutung wie in Gleichung 0. Ist in Gleichung 0 C_n gleich Null und wird nach n aufgelöst, ergibt sich die Amortisationszeit, also die Zeit, nach welcher der Kapitalwert genau Null ist und sich die Investitionskosten A_0 wieder amortisiert haben (Gleichung 0).

$$(E - A) \cdot \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} - A_0 = 0 \quad (11)$$

$$\leftrightarrow n = \log_{(1+i)} \left(\frac{1}{1 - \frac{A_0 \cdot i}{E - A}} \right) \quad (12)$$

Für die erzeugte Kälte wird angenommen, dass sie für 7 Ct/kWh verkauft und ins Nahkälte-Netz eingespeist wird. Somit ergeben sich für die drei Systemvarianten über den Gesamtgewinn aus Tabelle 7 folgende Amortisationszeiten (Tabelle 8):

Tabelle 8: Amortisationszeiten der verglichenen Energiesysteme

		Variante A	Variante B	Variante C
Investitionskosten	€	-	338.000	679.000
jährlicher Kälteerlös (7 Ct/kWh)	€/a	240.170	182.980	182.980
sonstige jährliche Einnahmen	€/a	6.743	3.211	295.103
jährliche Gesamteinnahmen	€/a	246.913	186.191	478.083
jährliche Gesamtausgaben	€/a	220.877	94.715	317.587
jährlicher Gewinn	€/a	26.036	91.475	160.496
Amortisationszeit	a	-	4,19	4,87

Der Zinssatz i beträgt bei allen Varianten wieder 5 %. Da es bei Variante A keine Investitionskosten gibt, kann keine Amortisationszeit berechnet werden. Es wird deutlich, dass Variante B aufgrund der geringeren Investitionskosten mit 4,19 Jahren eine kürzere Amortisationszeit besitzt als Variante C mit 4,87 Jahren. Wird der Kapitalwert der Investitionen über eine Zeitachse aufgetragen, können die Ergebnisse der Amortisationsberechnung veranschaulicht werden:

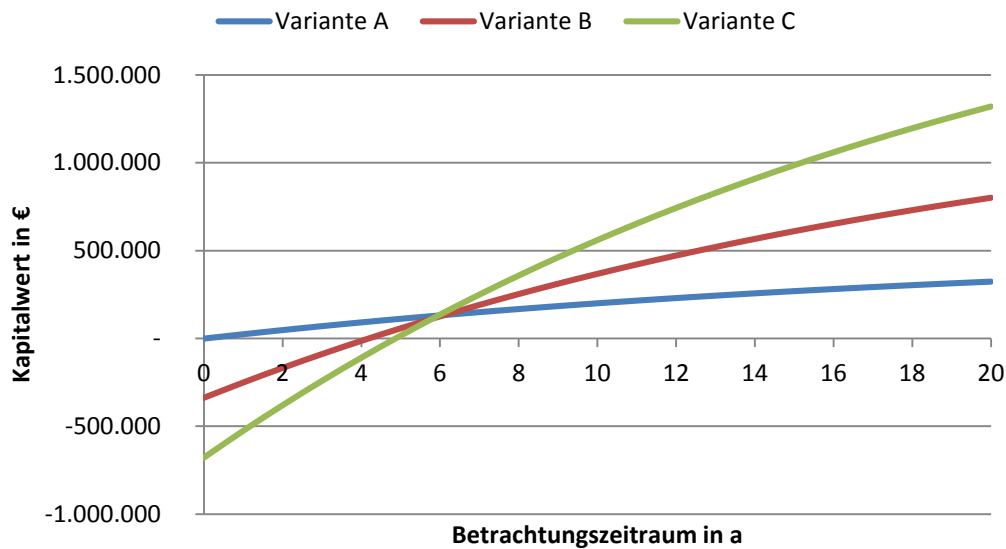


Abbildung 47: Kapitalwert der drei Systemvarianten

Der Schnittpunkt der Kurven mit der x-Achse zeigt die entsprechende Amortisationszeit. Systemvariante B hat sich zwar schneller amortisiert als Variante C, welche jedoch auch den niedrigsten Startkapitalwert (Schnittpunkt mit y-Achse) der drei Systeme hat. Diesen Nachteil gegenüber Variante B holt sie aufgrund ihrer fast doppelt so hohen jährlichen Gewinne nach rund sechs Jahren wieder auf. Aus diesem Grund wirkt Variante C nur auf den ersten Blick unwirtschaftlicher als Variante B, da eine längere Amortisationszeit nicht immer gleichbedeutend ist mit geringerem Gewinn. Variante A startet mit einem Kapitalwert von 0 €, hat allerdings einen sehr niedrigen jährlichen Gewinn und ist deshalb weitaus unwirtschaftlicher als die Varianten A und B. In Anhang A4 befinden sich weitere Sensitivitätsanalysen für die Amortisationszeit, bei welchen der Strombezugs- und -verkaufspreis, der Erdgaspreis sowie der Kälteerlös variiert werden.

Werden die drei Systemvarianten letztendlich anhand der zwei Kennwerte Kältegestehungskosten und Amortisationszeit verglichen, ist ersichtlich, dass Variante C mit der AKM wirtschaftlicher ist als die Varianten A und B, speziell aufgrund der geringeren Kältegestehungskosten und der höheren jährlichen Gewinne. Variante A ist das mit Abstand unwirtschaftlichste System, da es einen sehr hohen Fremdstromverbrauch hat und wenig Gewinn erzielt. Zwar besitzt Variante B mit der neuen KKM die geringere Amortisationszeit, was aber nur auf den ersten Blick wirtschaftlicher wirkt als Variante C.

6.5 Optimierungsmaßnahmen und -potentiale

Während der Projektlaufzeit wurden diverse Maßnahmen bewertet, um vorhandene Probleme zu beheben, das Betriebsverhalten des KWKK-Systems zu verbessern und die Wirtschaftlichkeit zu verbessern. Einige dieser Maßnahmen wurden während der Projektlaufzeit umgesetzt, andere befinden sich noch in Planung. Wo möglich werden die Ergebnisse der Betrachtungen verallgemeinert, um sie für andere Installation anwendbar zu machen.

6.5.1 Ansteuerung der Heißwasserventile zur Lastregelung der AKM

6.5.1.1 Problemdarstellung

Während des Anlagenbetriebs ist es wiederholt dazu gekommen, dass sich das BHKW abgeschaltet hat aufgrund einer Warnmeldung durch den Sicherheitstemperaturbegrenzer, der im Heißwasser nach dem Abgaswärmetauscher sitzt. Dieser soll verhindern, dass es an der heißesten Stelle im Heißwassersystem zu Temperaturen kommt bei denen Dampf entstehen kann. Eine Auswertung hat ergeben, dass der Volumenstrom durch das BHKW in Abhängigkeit von der Stellung der Heißwasserventile (V504 und V505) zur Leistungsregelung schwankt. Ursache ist der sich ändernde Gesamtdruckverlust im Heißwasserkreis, wenn diese beiden Ventile verfahren.

Der Grund für den höheren Druckverlust in den Ventiltzwischenstellungen liegt darin, dass sich in diesen Bereichen die exponentiellen Ventilkennlinien der zwei inversen Ventile so überlagern, dass die Summe ihrer k_v -Werte niedriger ist als bei den Nennhüben (Abbildung 48, grüne Linie). Dies ist gleichbedeutend mit höherem Druckverlust.

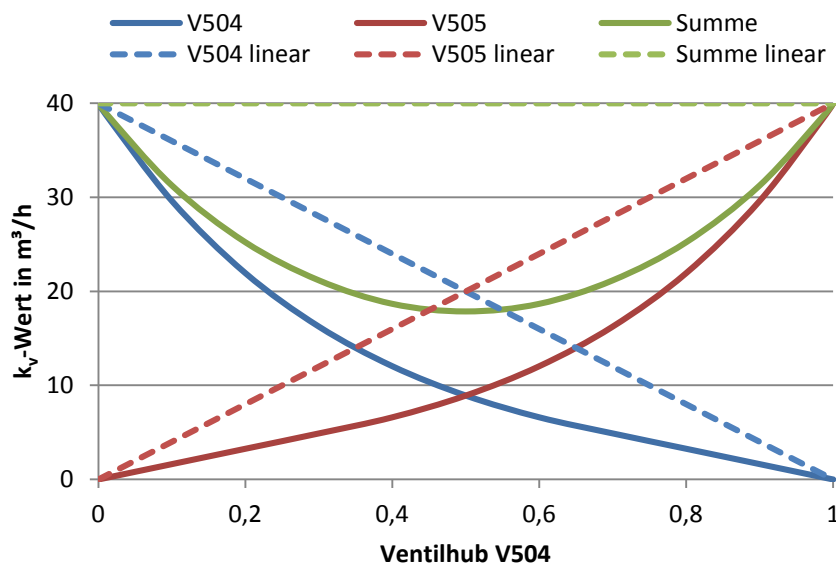


Abbildung 48: Ventilkennlinien der Heißwasserventile

Um dies zu verhindern gibt es zwei Möglichkeiten. Entweder die Ventile werden durch Modelle mit linearen Neigungskennlinien ersetzt (gestrichelte Linien). Diese würden sich bei inverser Regelung gegenseitig so kompensieren, dass die Summe ihrer k_v -Werte und damit auch die Druckverluste in allen Ventilstellungen konstant wären.

Oder aber die Regelung der beiden Ventile wird so eingestellt, dass sie nicht invers arbeiten, sondern so, dass auch die exponentiellen Kennlinien in Summe konstant bleiben. In Abbildung 49 ist die aktuelle inverse Ventilregelung abgebildet, für welche gilt:

$$y = -x + 1 \quad (13)$$

y steht für den Ventilhub V505 (Ventil Richtung AKM) und x für den Ventilhub V504 (Ventil Richtung Bypass-AKM, siehe Kapitel 6.1.2.1). Wie zu erkennen ist, sinkt in diesem Fall der Volumenstrom durch das Heißwassersystem und damit das BHKW ab, was letztendlich zum Auslösen des Sicherheitstemperaturbegrenzers und zum Abschalten des BHKW führt.

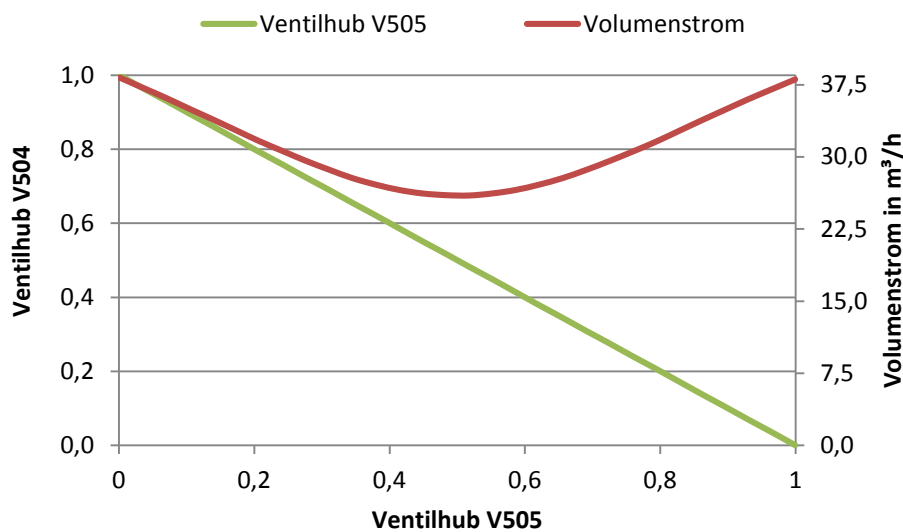


Abbildung 49: Ventilregelung Ist-Zustand

Eine direkt inverse Ansteuerung ist auch aus regelungstechnischen Gründen nicht optimal. Das PID-Glied der AKM-Steuerung gibt, wenn eine Leistungsreduzierung notwendig ist, das Steuersignal an die Ventile. Optimal für eine gleichmäßige und damit stabile Betriebsregelung wäre, wenn die Veränderung der Ventilstellung und die Änderung der Antriebswärme für die AKM direkt linear zueinander sind. Dies ist bei einer direkt inversen Ansteuerung der Regelventile nach Gleichung (13) nicht gegeben. Dies liegt zum einen daran, dass bei dieser Ansteuerung der Volumenstrom besonders in den Bereichen in denen das Ventil V504 zu weniger als 20% oder zu mehr als 80% geöffnet ist, sich nicht linear mit der Ventilstellung ändert (siehe Abbildung 50).

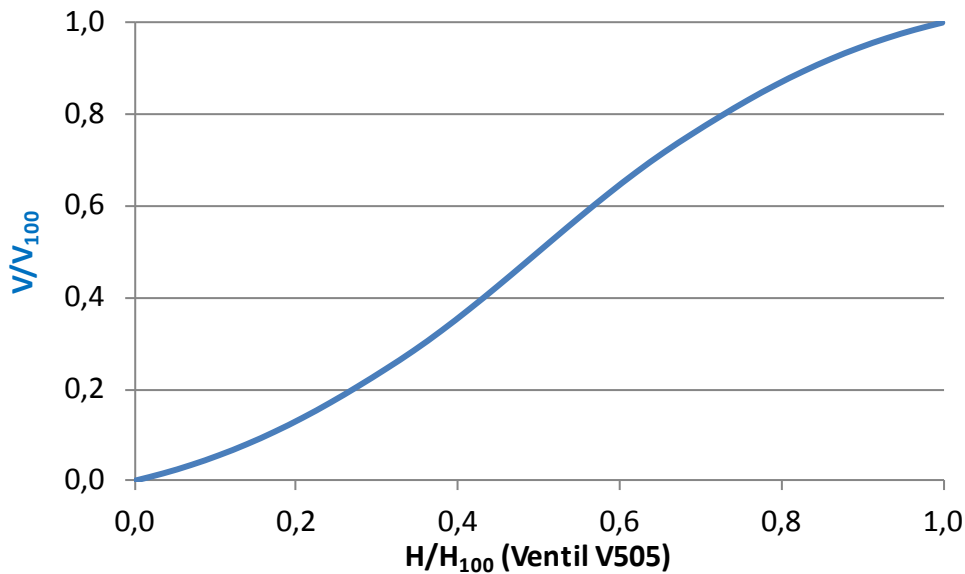


Abbildung 50: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil)

Des Weiteren verhalten sich der Volumenstrom durch das Ventil V504 (zur AKM) und die im Niedertemperaturgenerator übertragene Wärmemenge nicht direkt proportional zueinander. Entsprechend der Charakteristik eines Wärmetauschers wird bei kleinen Volumenströmen eine verhältnismäßig große Wärmemenge übertragen (siehe Abbildung 51), da der Wärmetauscher dann mit geringeren Spreizungen arbeiten kann.

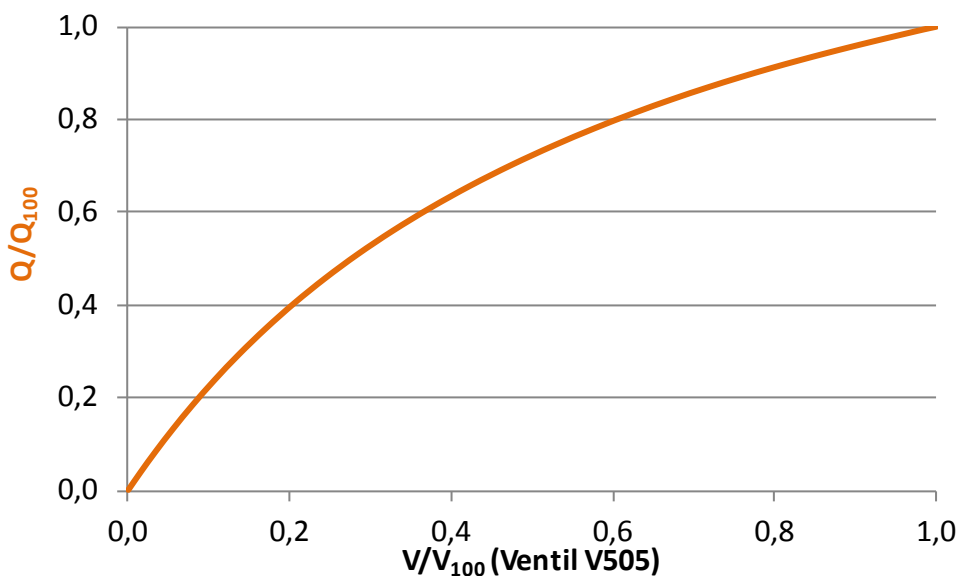


Abbildung 51: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Vollastfall übertragenen Wärme (Q_{100}) in Abhängigkeit vom Volumenstrom (V) durch das Ventil V504 (V_{100} entspricht dem Fall, dass alles Heißwasser zum Antrieb der AKM verwendet wird)

Aus diesen beiden Aspekten ergibt sich, dass die Leistungsregelung für die Antriebswärme deutlich vom Idealfall eines direkten linearen Zusammenhangs zwischen Steuersignal an die Ventile und Änderung der Antriebswärme abweicht (siehe Abbildung 52).

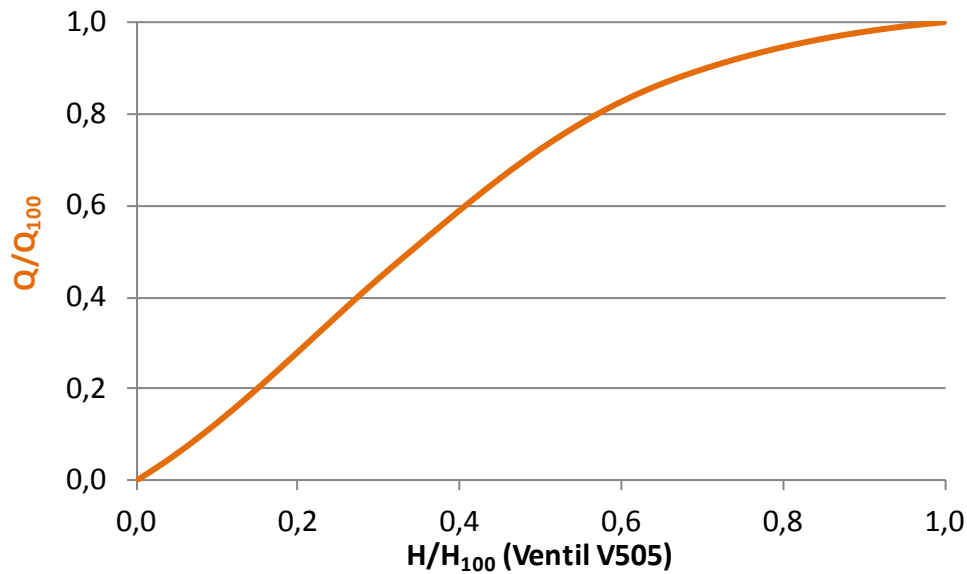


Abbildung 52: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Vollastfall übertragenen Wärme (Q_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil)

6.5.1.2 Durchgeführte Maßnahme

Die Ansteuerung der Ventile soll so modifiziert werden, dass einerseits der Gesamtdruckverlust im Heißwasserkreis und somit der Heißwasservolumenstrom konstant bleibt und andererseits die Regelcharakteristik der AKM optimiert wird.

Hierzu wurden die Hydraulik des Heißwasserkreises und die AKM in einem Simulationsmodell abgebildet. In der Simulation wird nun der Gesamtdruckverlust im Heißwasser konstant gehalten und der dafür notwendige funktionale Zusammenhang zwischen den Stellungen der beiden Ventile ermittelt (graue Linie in Abbildung 53).

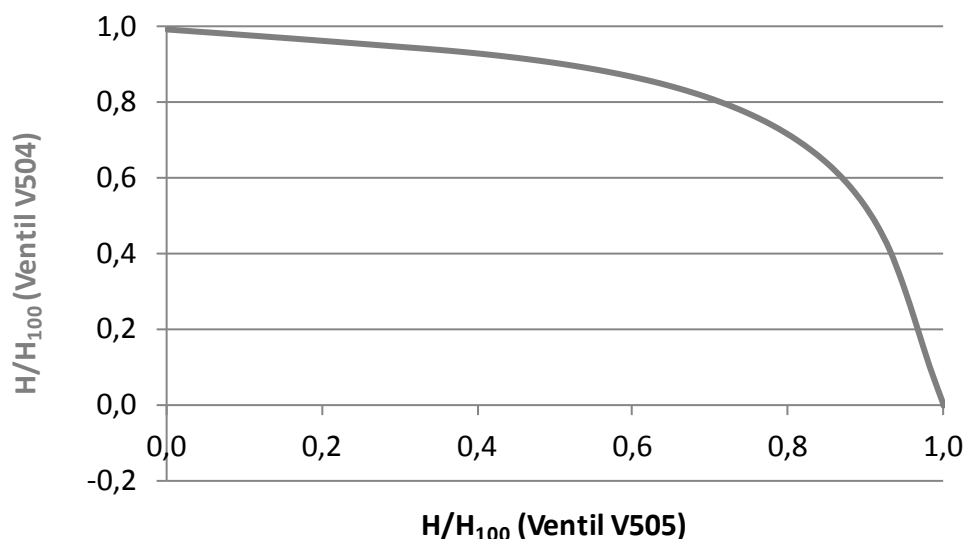


Abbildung 53: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V_{100}) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H_{100} entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) und optimierter Zusammenhang zwischen den Stellungen von Ventil V504 (y-Achse) und V505 (x-Achse)

Wir gehen von der Situation aus, dass alles Heißwasser an der AKM vorbeigeführt wird (V504 offen = 1 und V505 geschlossen = 0). Soll nun zunehmend Heißwasser zum Antrieb der AKM verwendet werden öffnet sich das Ventil V505 wesentlich schneller als sich das Ventil V504 schließt. Dadurch bleiben (unter Berücksichtigung des Verlaufs der kv-Werte der Ventile) die Druckverluste konstant. Der funktionale Zusammenhang zwischen den beiden Stellsignalen gibt analog zu Gleichung (13) die Gleichung (14) wieder.

$$y = -22,804x^6 + 55,809x^5 - 52,351x^4 + 22,663x^3 - 4,5349x^2 + 0,2049x + 0,9851 \quad (14)$$

Durch Verwendung dieses Zusammenhangs zwischen den Stellventilen anstatt wie zuvor eine direkte Invertierung der Stellsignale zu verwenden können die Druckverluste und damit auch der Volumenstrom nahezu konstant gehalten werden. Die Ansteuerung der beiden Heißwasserventile sollte bei weiteren Systeminstallation in der beschriebenen Weise umgesetzt werden. Sowohl bei dem untersuchten System, als auch allgemein bei der Planung der Hydraulik von KWKK-Systemen sollten die beiden Rohrabschnitte in den die Ventile V504 und V505 sitzen, annähernd gleiche Druckverluste haben. Da die Effekte der anderen Bestandteile der Hydraulik für diese durchgeführte Überlegung nahezu irrelevant sind, kann die obige Formel (14) dafür verwendet werden.

Die modifizierte Ventilsteuerung wirkt sich auch deutlich auf die Verteilung des Heißwassers auf den Niedertemperaturgenerator der AKM und den AKM-Bypass aus, wie Abbildung 54 zeigt.

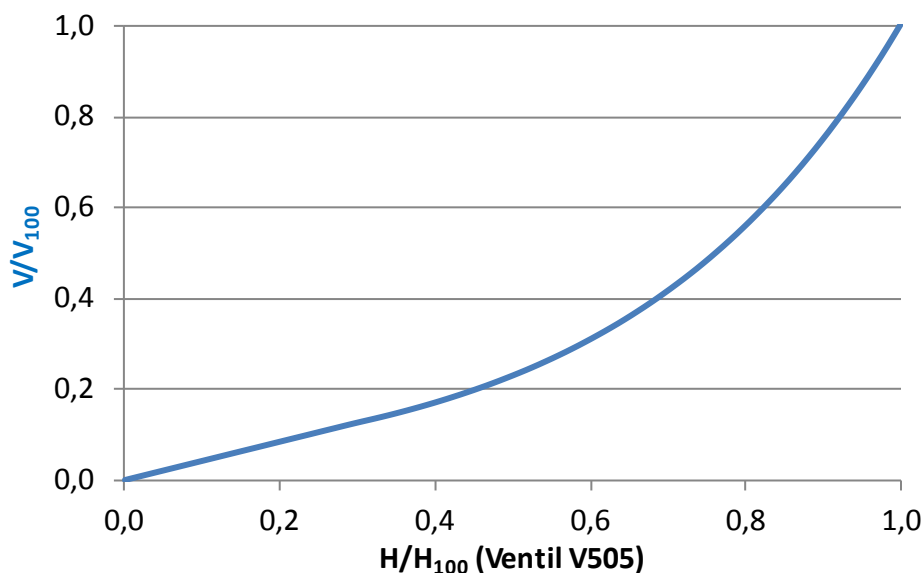


Abbildung 54: Volumenstrom Richtung AKM (V) als Anteil des Gesamtvolumenstroms (V₁₀₀) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H₁₀₀ entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) entsprechend der optimierten Fahrweise der Ventile V505 und V505

Fordert die AKM über die Ventile zunehmend Antriebswärme an, strömt zu Beginn nur ein relativ geringer Anteil zur AKM (Vergleiche Abbildung 50 und Abbildung 54). Zusammen mit der Charakteristik des Wärmetauschers Niedertemperaturgenerator (siehe Abbildung 51) (Verhältnismäßig hohe übertragene Wärme bei niedrigem Volumenstrom) ergibt sich ein

nahezu linearer Zusammenhang zwischen Ventilansteuerung durch die AKM und Wärmezufuhr zur AKM (siehe Abbildung 55).

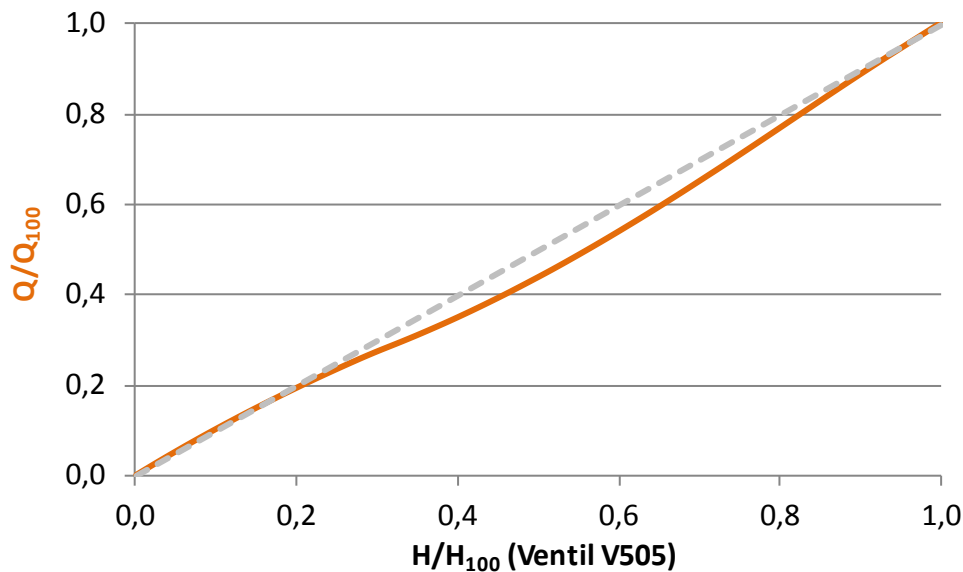


Abbildung 55: Am Niedertemperaturgenerator übertragene Wärme (Q) als Anteil der im Vollastfall übertragenen Wärme (Q₁₀₀) in Abhängigkeit vom Hub (H) des Ventils V504 (H₁₀₀ entspricht einem vollständig geöffnetem Ventil) entsprechend der optimierten Fahrweise der Ventile V505 und V505

Die Ansteuerung der Ventile wurde durch den Hersteller der AKM wie vorgeschlagen modifiziert. Die Ausfälle des Systems aufgrund der beschriebenen Problematik konnten dadurch im weiteren Projektverlauf vermieden und das Regelverhalten der AKM verbessert werden.

6.5.2 Plattenwärmetauscher der Naßkühltürme

Bei dem Rückkühlwerk der AKM handelt es sich um zwei Baugleiche offene Naßkühltürme. Offene Naßkühltürme bedeutet, dass in den Kühltürmen direkt Wasser zur Verdunstung versprüht wird. Die Naßkühltürme befinden sich im Nachbargebäude, weshalb eine Freileitung aus der Energiezentrale zu den Kühltürmen geführt werden musste. Um ein Einfrieren dieser Leitung zu verhindern ist in dieser Leitung ein Wasser/Glykol-Gemisch. Zwischen dem Wasserkreis der Kühltürme und dem Wasser-/Glykolkreislauf befinden sich zwei baugleiche Plattenwärmetauscher, die zum Lieferumfang der Kühltürme gehören (siehe Abbildung 19). Die Auslegungsdaten dieser Plattenwärmetauschers sind in Tabelle 9 dargestellt.

Tabelle 9: Auslegungsdaten und Messdaten der Plattenwärmeübertrager des Naßkühlturms

Herstellerangaben		Auslegungsdaten		Messdaten					
Messdaten				15.05.2013			16.05.2013		
berechnete Werte				von ca. 16:00 bis ca. 18:00			von ca. 12:30 bis 18:30		
		warme Seite	kalte Seite	warme Seite	kalte Seite		warme Seite	kalte Seite	
Medium		Glycol/Wasser 35/65	Wasser RK1 = RK2	Glycol/Wasser 35/65	Wasser RK1	Wasser RK2	Glycol/Wasser 35/65	Wasser RK1	Wasser RK2
Massenstrom	kg/s	41,5	35,9	39,3	36,1	37,0	39,1	36,6	37,2
Volumenstrom	m ³ /h	142	130	134			134		
Eintrittstemperatur	°C	32,0	25,0	31,7	22,7	23,4	30,9	22,6	23,184
Austrittstemperatur	°C	27,0	30,0	26,8	27,3	27,9	26,4	26,8	27,3
Wärmekapazität	kJ/kgK	3,65	4,18						
Dichte	kg/m ³	1054	995						
Wärmeleistung	kW	757	758	694			646		
logarithmische Temperaturdifferenz	K	2,0			4,2	3,6		3,9	3,4
kA-Wert	W/m ² K	382			166	193		166	192

Der Auslegung nach soll der NKT das Wasser von 30 auf 25°C auskühlen. In zwei parallelen Plattenwärmetauschern (PWT), die den Wasserkreislauf der NKT vom Wasser/Glykol-Kreislauf der AKM trennen, wird die Wärme (je 750 kW) dem Wasser/Glykol-Kreislauf entzogen. Dieser soll sich bei Auslegungsbedingungen von 32 auf 27°C auskühlen. Dies entspricht einer mittleren (logarithmischen) Temperaturdifferenz über den Plattenwärmetauscher von 2,0 K.

Die Messdatenauswertung hat ergeben, dass bei mittleren Temperaturdifferenzen von 3,4 bis 4,2 K Leistungen von 650 bzw. 700 kW übertragen werden. Dementsprechend ist der k*A Wert der Plattenwärmetauscher deutlich niedriger als auf dem Spezifikationsblatt angegeben. Nach Angaben des Herstellers wurden die PWT richtig ausgelegt und installiert. Eine Inspektion hat ergeben, dass sich keine Nennenswerten Ablagerungen ergeben haben, die einene derartigen Effekt haben könnten. Die Ursache ist deshalb nach wie vor unklar.

Folgen der schlechteren Wärmeübertragung ist, dass der Naßkühlturm permanent eine niedrigere Kühlwassertemperatur als 25 °C bereitstellen muss, um die 27°C am AKM eintritt sicherzustellen. Dies führt dazu,

- dass die Rückkühlleistung bei Auslegungsbedingungen (21°C Feuchtkugeltemperatur) niedriger ist als der Auslegungswert die 1514 kW (Unter der Annahme, dass er statt 30->25 von 28 auf 23 auskühlen muss, ca. 25%).
- das Rückkühlwerk permanent einen höheren Stromverbrauch hat. In Abhängigkeit von den Außenbedingungen und der Rückkühlleistung bis zu 20%.

Gegen Ende der Projektlaufzeit wurde einer der Plattenwärmetauscher um so viele Platten erweitert, wie es die Baugröße des Racks zulässt. Der Effekt dieser Maßnahme ist noch zu bewerten und im Erfolgsfall soll der zweite Plattenwärmetauscher ebenfalls aufgerüstet werden.

6.5.3 Kesseltaktung

Wie in Kapitel 6.1.3.4 beschrieben, sind die Kessel so geregelt, dass sie zuschalten, sobald das BHKW den benötigten Wärmebedarf nicht mehr bereitstellen kann, die Wärmespeicher leer sind und deshalb die Temperatur T512 im Heiznetzvorlauf unter den angeforderten

Wert $T_{HN,Soll}$ sinkt. Durch die Kesselzuschaltung stehen allerdings auf einen Schlag 500 kW zur Verfügung, da dies der minimalsten Last des kleineren Kessels entspricht (siehe Kapitel 6.1.1.3).

6.5.3.1 Problembeschreibung

Liegt der Wärmebedarf also zwischen 922 und 1422 kW, (922 ist thermische Leistung des BHKW 1422 ist thermische Leistung des BHKW zuzüglich minimaler Wärmeerzeugung des kleineren Kessels) wird ein Teil der erzeugten Wärmemenge wieder zur Speicherbeladung verwendet, wodurch der Massenstrom zum Kessel wieder abnimmt. Dadurch steigt die Temperatur T510 bzw. T511 hinter den Kesseln an und führt im ungünstigen Fall dazu, dass der Kessel durch den Temperaturwächter wieder abgeschaltet wird. Dies geschieht bei einer Temperatur von über 120 °C (siehe Kapitel 6.1.3.4). Das Problem dieser Abschaltung ist jedoch, dass dadurch der gerade erst kurzzeitig beladene Wärmespeicher wieder benötigt wird und somit auch in kürzester Zeit wieder leer ist, woraufhin der Kessel wieder angefordert werden muss. Dies führt letztlich in einem gewissen Wärmelastanforderungsprofil dazu, dass der Kessel immer taktet, also sich permanent aus- und einschaltet, was zum einen den Kessel sowie den Brennstoffbrenner überbeansprucht und zum anderen die Energieeffizienz verschlechtert. In Abbildung 56 ist dieses Verhalten grafisch dargestellt bei einem Wärmebedarf von 1174 kW.

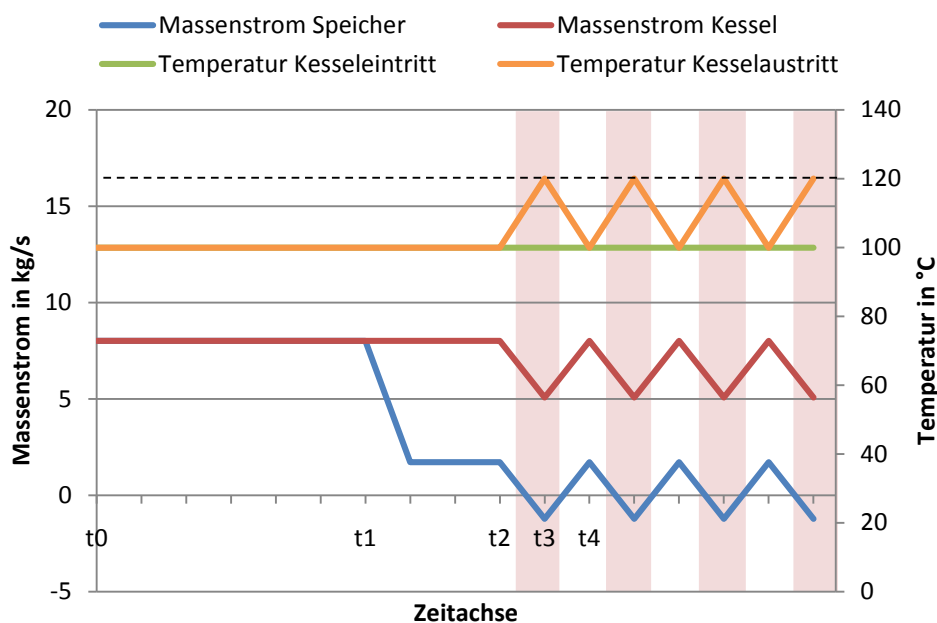


Abbildung 56: Temperaturen und Massenströme bei Takten der Kessel

In dem hier dargestellten Beispiel ist die AKM abgeschaltet, es herrscht Winterbetrieb mit $T_{HN,Soll} = 85$ °C, der Heiznetzrücklauf beträgt 65 °C und der Massenstrom ins Heiznetz liegt bei 14 kg/s. Dadurch ergibt sich der oben erwähnte Wärmebedarf von 1174 kW.

Zum Zeitpunkt t_0 sind das BHKW und die Kessel aus und die mit 100 °C heißem Wasser beladenen Speicher werden entladen. Der Massenstrom durch die Speicher und damit auch durch die Kessel liegt bei ca. 8 kg/s und die Temperaturen vor und hinter den Kesseln betra-

gen ebenfalls 100 °C. $T_{HN,soil}$ wird im Anschluss über das Dreiwegeventil geregelt. Bei t_1 geht die Meldung an die GLT, dass die Speicher fast leer sind, wodurch das BHKW zur Warmwassererzeugung angefordert wird. Dadurch sinkt der Massenstrom aus den Speichern auf ca. 1,7 kg/s, welche sich dadurch aber trotzdem weiter entladen, da die 922 kW des BHKW nicht ausreichen. Aus diesem Grund wird kurz darauf bei t_2 Kessel 4 mit einer Minimalleistung von 500 kW angefordert (rot hinterlegt). Da nun jedoch zu viel Wärmeleistung zur Verfügung steht, wird ein Teil des BHKW-Heißwassers zur Speicherbeladung verwendet, wodurch auch der Massenstrom durch die Kessel sinkt. Dies führt dazu, dass gleichzeitig die Temperatur hinter den Kesseln steigt. Die Folge dieses Anstiegs ist, dass zum Zeitpunkt t_3 die Temperatur den Maximalgrenzwert 120 °C erreicht (gestrichelte Linie), worauf der Temperaturwächter des Kessels reagiert und den Kessel wieder abschaltet. Dadurch muss der Massenstrom durch den Kessel wieder ansteigen und der Speicher entladen werden, da die Wärmemenge des BHKW alleine nicht ausreicht. Zum Zeitpunkt t_4 ist der Speicher wieder leer, da er zuvor kaum beladen wurde, weshalb der Kessel wieder angefordert wird. Damit entsteht die gleiche Situation wie bei t_2 , was zu der unerwünschten Kesseltaktung führt.

Diese Taktung wird nur in dem Wärmebedarfsbereich erreicht, in welchem die Kessel angefordert werden und in welchem die Kesselaustrittstemperatur über 120 °C kommen kann bzw. der Massenstrom durch die Kessel so niedrig ist, dass diese Temperatur nicht erreicht werden kann. Dieser Bereich liegt zwischen 922 kW und rund 1250 kW.

6.5.3.2 Verbesserungsmöglichkeiten

Das eigentliche Problem dieser Regelung liegt darin, dass die Beimischung von kälterem Wasser durch den Heiznetzvorlauf, welches das extrem heiße aus dem Kessel kommende Wasser abkühlt, erst ganz am Schluss geschieht, direkt vor der Einspeisung ins Heiznetz. Wenn allerdings diese über ein Dreiwegeventil geregelte Beimischung schon vor dem Kessel geschieht, kann vor dem Kessel schon beigemischtes bzw. abgekühltes Wasser zugeführt werden, wodurch nach dem Kessel die erwünschten 85 °C erreicht werden und somit die maximal zugelassene Kesseltemperatur immer unterschritten wird. Um dies zu erreichen, könnte das Ventil vor den Kesseln angebracht werden, da eine wie oben beschriebene Beimischung über die Wärmespeicher nur dann funktioniert, wenn die Speicher währenddessen nicht beladen werden, was im Bereich zwischen 922 und 1422 kW jedoch der Fall ist. In Abbildung 57 ist in den jeweiligen Fließbildern zum Vergleich dargestellt, wie sich die zwei Einbindungsvarianten unterscheiden, einmal die ursprüngliche Situation mit der Beimischung nach den Kesseln (oben) und einmal so, wie sie optimiert werden könnte, mit der Beimischung vorher (unten).

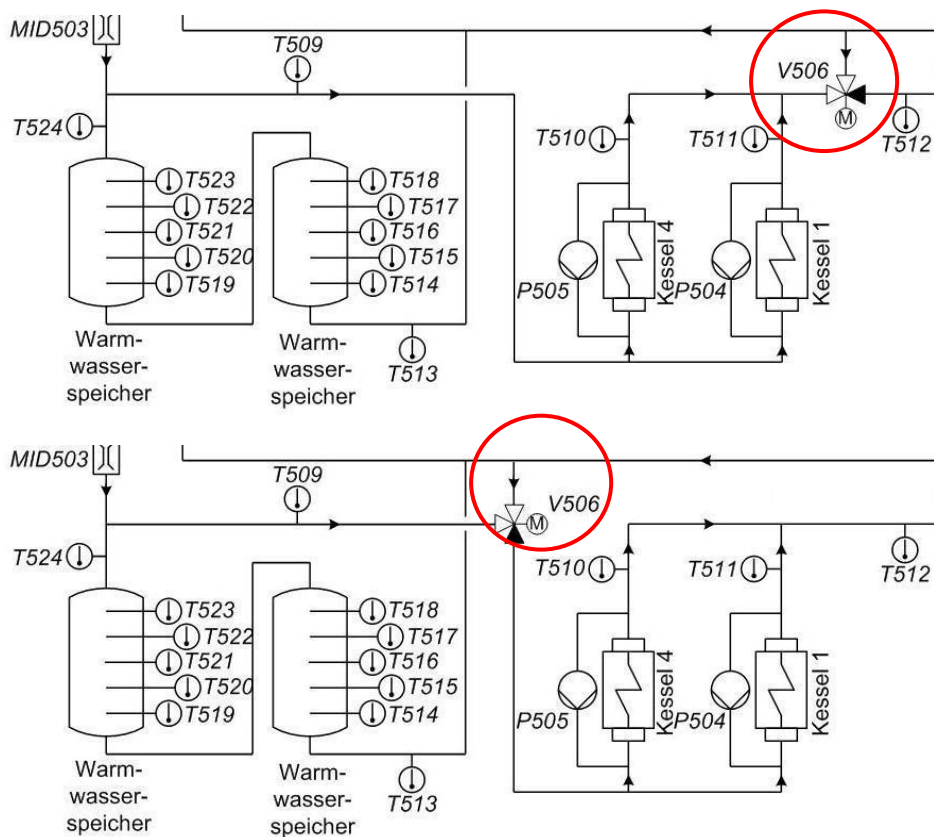


Abbildung 57: Einbindung der Kessel ursprünglich (oben) und optimiert (unten)

In Abbildung 58 sind die veränderten und optimierten Temperaturen und Massenströme des in Abbildung 56 beschriebenen Beispiels wieder grafisch dargestellt. Wie zu sehen ist, würde in diesem Fall die Kesselaustrittstemperatur konstant bei 85 °C ($T_{\text{HN,Soll}}$) liegen, da der Massenstrom durch den Kessel aufgrund der vorgezogenen Beimischung konstant hoch genug wäre. An der rot hinterlegten Fläche ist zu erkennen, dass der Kessel nun nicht mehr taktet, sondern durchgehend angefordert bleibt und erst wieder ausgeht, wenn die Speicher beladen sind (t_5). Daraufhin leeren sich die Speicher wieder wie zwischen t_0 und t_1 .

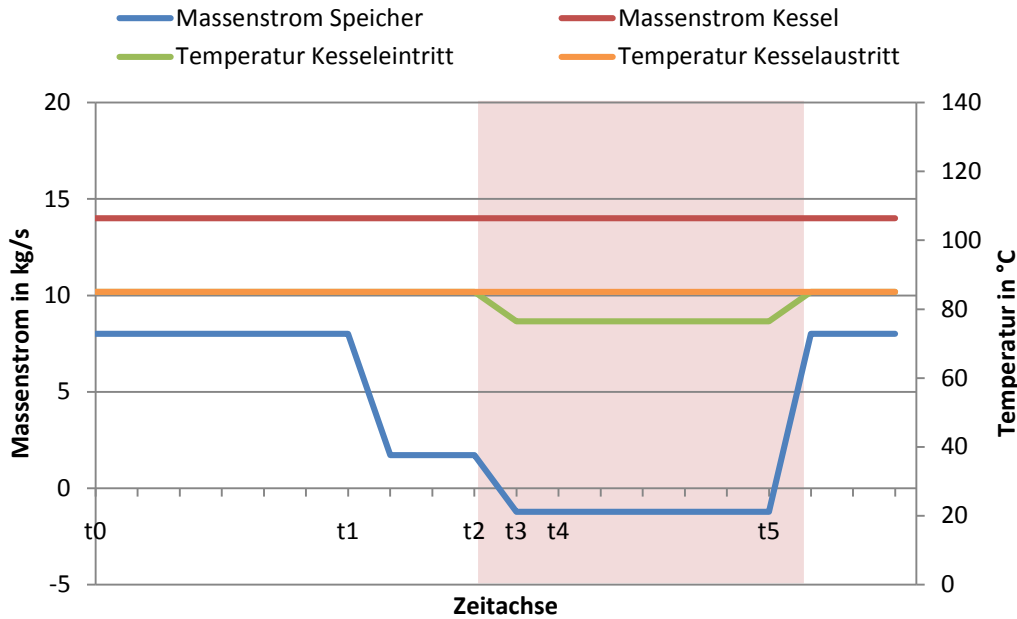


Abbildung 58: Temperaturen und Massenströme nach Optimierung

6.5.4 Fahrweise des KWKK-Systems

Das KWKK-System in Nabern wird wärmegeführt geregelt, das heißt, die Wärme aus dem BHKW wird primär den Wärmeverbrauchern zugeführt, anstatt über die AKM Kälte zu erzeugen. Der daraus folgende Engpass an Kälte wird über Kompressionskältemaschinen mit einem COP von ca. 2 gedeckt. Diese Betriebsführung kann aus ökonomischer Sicht dahingehend hinterfragt werden, ob es sinnvoller ist, die Wärme des BHKW zum Antrieb der AKM zu nutzen. Ist die AKM in Betrieb, wird ihre Leistung ausschließlich über die Heißwasserzufuhr zum NTG geregelt. Da dieser zum einstufigen Anlagenteil gehört, wird hier Wärme mit einem COP von ca. 0,75 in Kälte umgewandelt. In diesem Fall erfolgt die Deckung der Nachfrage an Wärme über die Gaskessel mit einem Brennstoffwirkungsgrad von 85 %. Durch den Einsatz von BHKW-Abwärme zu Heizzwecken oder als Antriebswärme für die AKM entfallen bei den konventionellen Systemkomponenten Kosten entweder für Gas (wärmegeführter Betrieb des KWKK-Systems) oder für Strom (kältegeführter Betrieb). Durch einen Vergleich der Kostenreduktionen kann die wirtschaftlichste Fahrweise ermittelt werden. Dabei spielt der pekuniäre Wert, der für den Strom angesetzt wird, der Gaspreis sowie der COP der KKM eine Rolle. Abbildung 59 zeigt die Reduktion der Kosten für die Nutzung der BHKW-Abwärme.

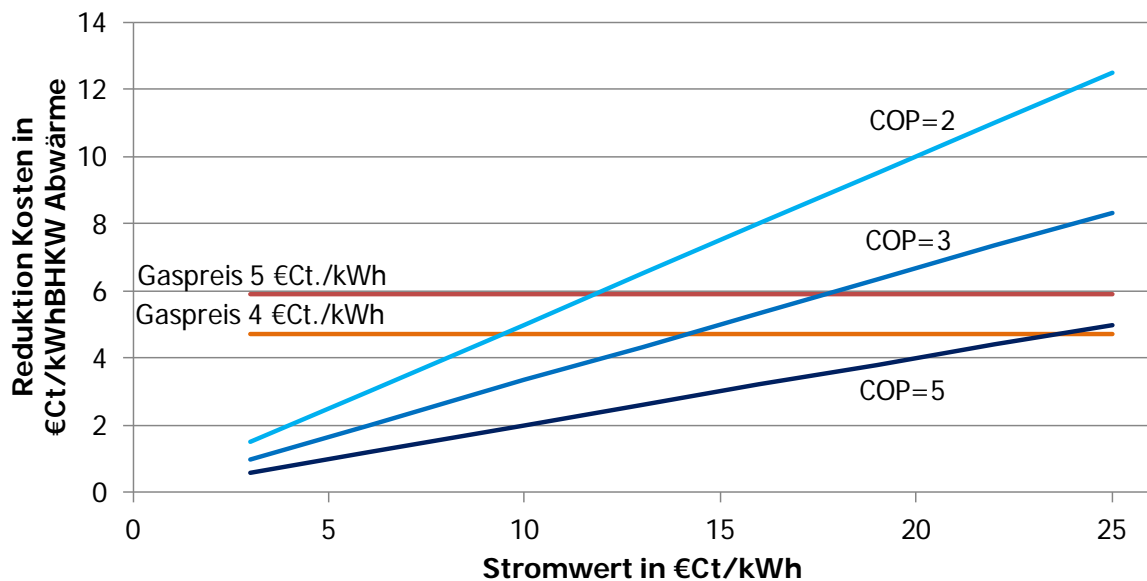


Abbildung 59: Reduktion der Kosten für Wärme (rot) und Kälte (blau) in Abhängigkeit des Stromwerts bei verschiedenen COP der Kompressionskältemaschinen und Gaspreisen

Die Linien zeigen die Einsparung, die dadurch erzielt wird, dass Wärme bzw. Kälte aus konventioneller Bereitstellung, d.h. Heizkessel bzw. Kompressionskältemaschine durch die Nutzung der Abwärme des BHKW zum Heizen bzw. zum Antrieb der AKM substituiert wird. Eingezeichnet sind die Linien für Kesselwärme bei Gaspreisen 4 und 5 €Ct./kWh und Kälte aus Kompression für COP von 2, 3 und 5.

Es zeigt sich, dass der Haupteinflussfaktor auf den wirtschaftlich günstigsten Einsatz der COP der Kompressionskältemaschinen ist. Bei sehr guten COP der KKM ist die Nutzung der BHKW-Abwärme zu Heizzwecken dem Antrieb der AKM vorzuziehen. Dies bedeutet jedoch nicht, dass eine AKM in diesem Fall keinen Sinn ergibt. Sie kann nach wie vor in den Übergangszeiten und im Sommer, wenn kein oder nur ein sehr geringer Wärmebedarf besteht, die BHKW-Abwärme in Kälte umwandeln und so den Weiterbetrieb des BHKW gewährleisten.

Der zweite starke Einflussfaktor stellt der Strompreis da. Dieser kann von Anwendung zu Anwendung stark unterschiedlich ausfallen. Hier spielt nicht nur der Bezugspreis eine Rolle sondern auch, ob der durch das BHKW erzeugte Strom genutzt werden kann, oder ob dieser bereits für andere Anwendungen benötigt wird, ob er direkt vermarktet oder zu den gesetzlichen Konditionen ins öffentliche Netz eingespeist wird.

Für den Standort in Nabern haben sich während der Projektlaufzeit die Rahmenbedingungen deutlich geändert. Zu Beginn wurde der Strom zu relativ niedrigen Preisen direkt vermarktet. Deshalb war bei Bedarf die Kälteerzeugung mit den BHKW-Strom betriebenen KKM attraktiver und dadurch der wärmegeführte Betrieb ökonomisch sinnvoller. In Zukunft wird das BHKW mit sogenanntem virtuellem Biogas befeuert. Dadurch erhöhen sich die Einspeisevergütungen in das öffentliche Netz deutlich. Dadurch wird es sinnvoller die BHKW-Abwärme vorzugsweise für den Antrieb der AKM zu nutzen und bei Bedarf Wärme mit den Kesseln zu erzeugen.

Deshalb wurde die Regelung des Systems dahingehend umgestellt, dass die AKM unabhängig von dem Ladezustand des Pufferspeichers so viel Wärme wie möglich zum Antrieb nutzt (vgl. Kapitel 6.2.3). Die Leistungsregelung der Heißwasserventile (siehe auch Kapitel 7.5.1) reduziert sich damit auf die Aufgabe den Sollwert für die Kaltwasseraustrittstemperatur durch Regelung der Antriebswärme einzuhalten.

6.5.5 Bedarfsabhängige BHKW Lastregelung

Im Heißwasserpufferspeicher sind über der Höhe insgesamt zehn Temperatursensoren angebracht, die den Speicher in zehn Schichten unterteilen. Sowohl im Sommer- als auch im Wintermodus wird bei Unterschreiten des Außentemperaturabhängigen Heiznetzsolllwerts des drittobersten Temperaturfühlers im Heißwasserpufferspeicher das BHKW von der GLT mit 100 % Lastvorgabe angefordert, um die Bereitstellung von Heißwasser für die Verbraucher und Antriebswärme für die AKM sicher zu stellen. Ist der Wärme- und Kältebedarf gering, füllt sich der Heißwasserspeicher wieder. Sobald dieser wieder fast vollständig geladen ist, wird die Freigabe des BHKW zurückgenommen und abgeschaltet. Fast vollständig beladen bedeutet, dass – je nach Einstellung – einer der internen Temperatursensoren im Speicher einen Wert misst, der über der Vorlauftemperatur zum BHKW liegt. Die Leistung des BHKW wird nicht geregelt, es ist nur ein Ein- und Abschalten möglich. Damit ist es schwierig in der Übergangszeit, wenn Wärme- und Kältebedarf gering sind einen kontinuierlichen Betrieb des KWKK-Systems zu gewährleisten. Zwar sinkt der elektrische Wirkungsgrad des BHKW in Teillast, dennoch überwiegt der Vorteil durch die vermiedenen An- und Abfahrprozess von BHKW und AKM und durch den stetigeren Anlagenbetrieb.

Zu Beginn des Projektes wurde aus dem Pufferfüllstand eine Lastvorgabe an die AKM ermittelt. Nur bei einem Überschuss an Wärme, sollte die AKM Heißwasser zum Antrieb nutzen (wärmegeführter Betrieb). Da während der Projektlaufzeit auf eine kältegeführte Fahrweise umgestiegen wurde (siehe Kapitel 6.5.4) steht für die Lastvorgabe an das BHKW das gesamte Volumen des Pufferspeichers zur Verfügung. Die Lastregelung des BHKW soll in Abhängigkeit der Nachfrage an Wärme über einen Wärmemengenzähler im Heiznetz sowie des Ladezustands des Heißwasserpufferspeichers und dessen Änderungsgeschwindigkeit erfolgen.

Abbildung 60 zeigt den zeitlichen Verlauf eines Be- und Entladevorgangs des Heißwasserpufferspeichers über den Temperatursensoren im Pufferspeicher (zugunsten der Übersichtlichkeit wird nur eine Auswahl der Sensoren dargestellt). Die Nummerierung der einzelnen Temperatursensoren folgt der Anordnung im Speicher (T523 = oben; T514 = unten). Dieser wird von oben mit warmem Wasser beladen.

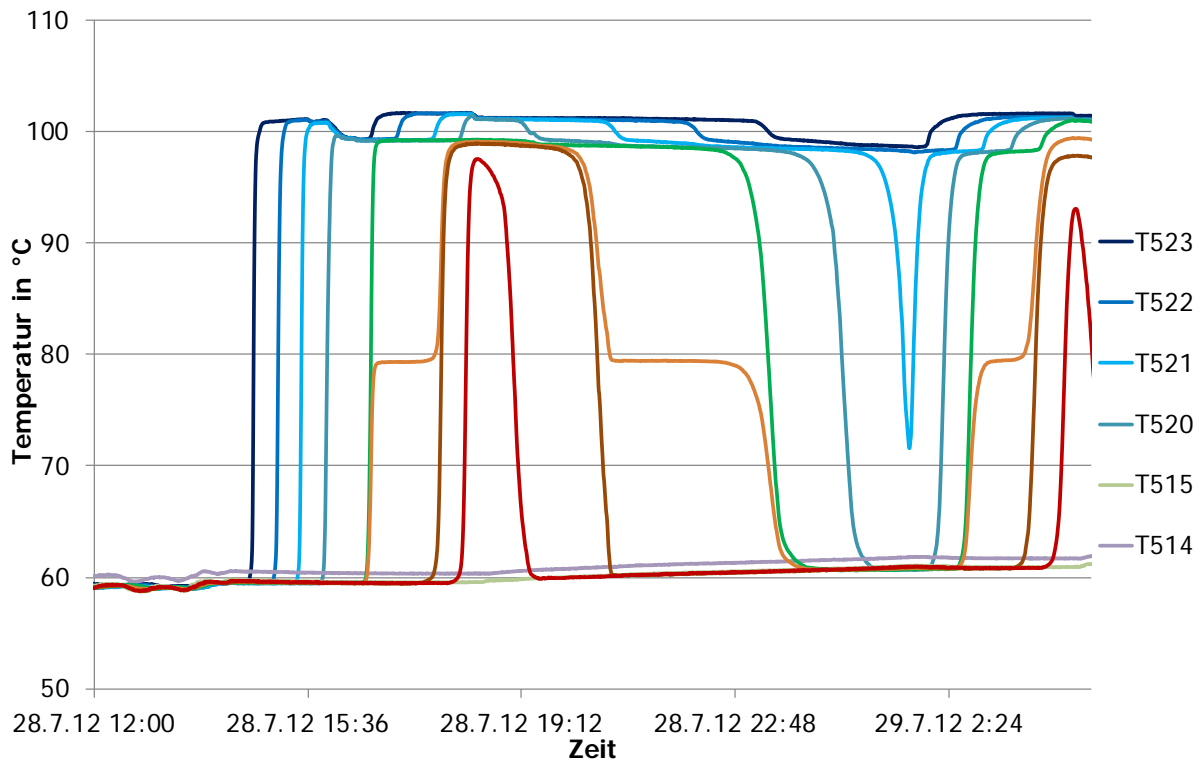


Abbildung 60: Temperaturen des Heißwasserpufferspeichers

Für die Berechnung des Ladezustandes eines Heißwasserpufferspeichers existiert keine festgelegte Definition. Für die Anwendung in diesem System wurden drei Ansätze verfolgt, den Ladezustand des Pufferspeichers anhand der enthaltenen Energie zu bestimmen. Diese verwenden jeweils eine andere Temperatur als Schwellenwert:

- Heiznetzvorlauftemperatur

Beträgt die Temperatur der Sensoren im Speicher T_i einen Wert über der Vorlauf-temperatur des Heiznetzes $T_{HN,VL}$, ist die entsprechende gespeicherte Energiemenge – direkt für die Wärmeverbraucher nutzbar. Die maximale Speicherbeladung erfolgt bei der maximal vom BHKW zur Verfügung stehenden Temperatur von 102 °C. Demnach berechnet sich der Ladezustand der unmittelbar nutzbaren Energiemenge L_{direkt} im Heißwasserspeicher über Gleichung (15).

$$L_{direkt} = \sum_i^{n=10} \frac{T_i - T_{HN,VL}}{102\text{ °C} - T_{HN,VL}} \quad (15)$$

- Heiznetzrücklauftemperatur

Die mittelbar nutzbare Energiemenge ist dadurch gekennzeichnet, dass das Wasser eine Temperatur über der aktuellen Netzurücklauftemperatur hat, die aber unterhalb dem Sollwert für die Vorlauftemperatur liegt. Das Wasser kann nur mit der Heizunterstützung der Gaskessel in das Heiznetz eingespeist werden. So errechnet sich

der Ladezustand des Speichers für das Maß der direkt und indirekt nutzbaren Energie über der Summe der Schichtladezustände aus dem Verhältnis des Temperaturunterschieds des Sensors zur Heiznetzrücklauf-temperatur und der maximal möglichen Differenz.

$$L_{\text{direkt,indirekt}} = \sum_i^{n=10} \frac{T_i - T_{HN,RL}}{102 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{HN,RL}} \quad (16)$$

- BHKW-Rücklauf-temperatur

Das Wasser, dessen Temperatur im Speicher unterhalb der BHKW-Rücklauf-temperatur liegt, kann für das Heiznetz nicht genutzt werden. Jedoch steht es für das Blockheizkraftwerk zur Kühlung des Motorblocks in dessen Heiznetzrücklauf zur Verfügung. Liegt die Temperatur der Sensoren im Speicher unterhalb bzw. oberhalb dieses Werts, ist der Speicher leer bzw. gefüllt.

Den Verlauf der Ladezustände entsprechend der drei Berechnungsmethoden stellt Abbildung 61 dar. Dabei wird davon ausgegangen, dass Heiznetzvor- und rücklauf-temperatur konstant sind (90 und 75°C). Innerhalb von vier Stunden ist der Heißwasserpufferspeicher bezogen auf die Heiznetzvor- und rücklauf-temperatur (90 und 75 °C) bis zum Maximalwert von 68 bzw. 75 % beladen. Das bedeutet, dass zu diesem Zeitpunkt etwa zwei Drittel der gespeicherten Energiemenge direkt und weitere ca. 15% mittelbar für das Heiznetz zur Verfügung stehen. Die für die Wärmeverbraucher freie Speicherkapazität unter der BHKW-Rücklauf-temperatur von 78 °C verhält sich ähnlich und erreicht einen Maximalwert von 80 %. Dort wird das BHKW abgeschaltet und der Speicher leert sich. Nach circa sieben Stunden läuft das BHKW wieder an und der Speicher füllt sich. Der Be- und Entladezyklus beginnt nach circa elf Stunden von neuem.

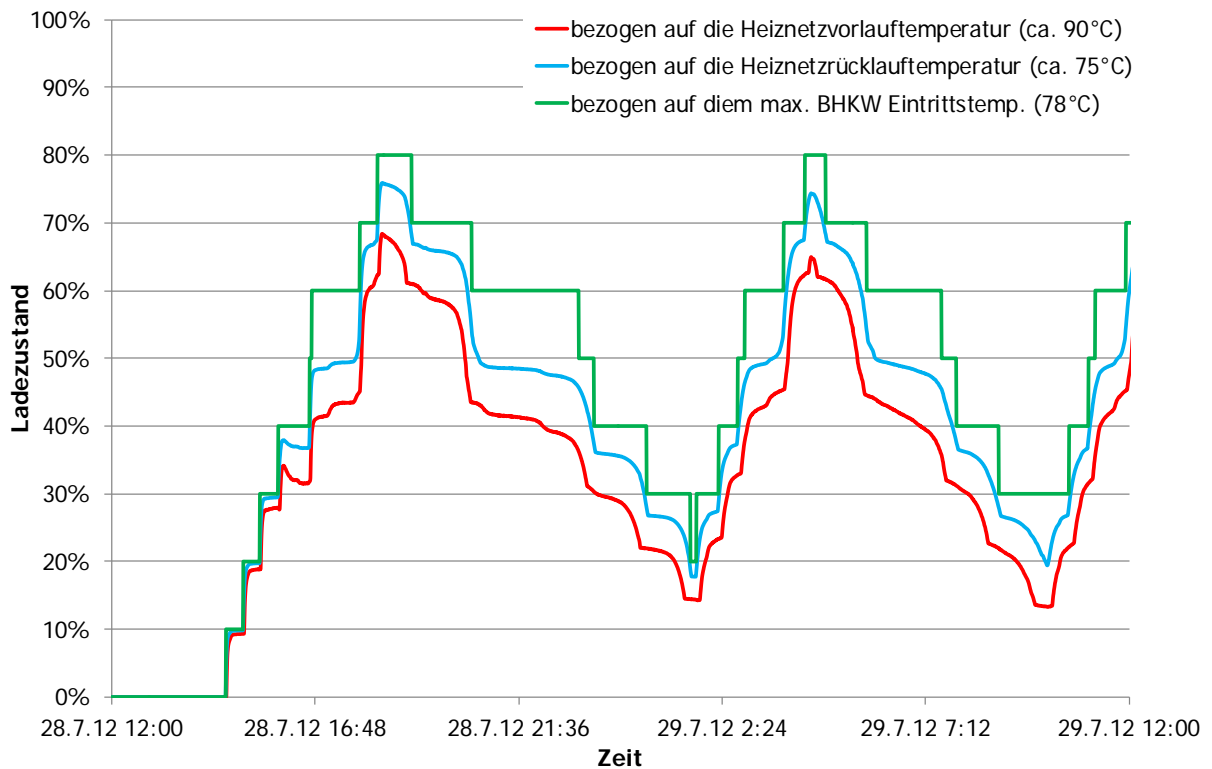


Abbildung 61: Heißwasserspeicherladezustand entsprechend den drei Berechnungsmethoden

Im Heißwasserspeicher wird eine gute Temperaturschichtung erreicht (Abbildung 60). Deshalb unterscheiden sich die absoluten Ergebnisse in Abbildung 61 nach den drei Berechnungsmethoden nicht wesentlich. Deutlichstes Unterscheidungsmerkmal sind die Sprünge im Ladezustand bei der Bezugsgröße max. BHKW Eintrittstemperatur, da eine Schicht hier nur die Zustände voll und leer annehmen kann. Durch diese abrupten Änderungen des Ladezustandes ist diese Methode für eine kontinuierliche Lastregelung ungeeignet.

Da das Hauptaugenmerk bei der Lastregelung die Sicherstellung des BHKW Betriebs ist, und für diesen die Rücklauftemperatur aus dem Netz maßgeblich ist wurde im Frühsommer 2014 die Lastregelung nach dieser Methode umgesetzt.

7 Fazit

Im Rahmen des Projektes konnte gezeigt werden, dass das Konzept einer zwei-/einstufigen AKM mit externer Kopplung in einer realen Industrieanwendung zum Einsatz kommen kann. Der Effizienzgewinn im Vergleich zum Stand der Technik konnte nachgewiesen werden. Der starke Anstieg des COP im Teillastfall konnte im regulären Anlagenbetrieb nachgewiesen werden. Mit einem maximalen effektiven COP von ca. 2,0 liegt der erreichte Wert allerdings am unteren Ende des Erwartungsbereichs. Bei zukünftigen Auslegungen für weitere Installationen muss der Sicherstellung der Rauchgasauskühlung verstärkt Aufmerksamkeit gewidmet werden.

Der Betrieb der AKM und des Gesamtsystems konnte durch eine Reihe von Maßnahmen optimiert werden. Die Umsetzung einiger Maßnahmen verlagerte sich jedoch an das Ende der Projektlaufzeit. Der Betrieb sollte deshalb während der Kühlperiode 2015 weiter beobachtet werden. Nach einer dann abschließenden Bewertung sollten nach Möglichkeit weitere Demonstrationsanlagen akquiriert werden und Kontakt mit Herstellern von AKM aufgenommen werden, um eine Markteinführung zu diskutieren.

8 Literaturverzeichnis

- [Ede02] Edera, M.; Kojima, H.: Development of a new gas absorption chiller heater—advanced utilization of waste heat from gas-driven co-generation systems for air-conditioning. *Energy Conversion and Management, Volume 43, Issues 9-12, pp. 1493-1501, 2002.*
- [Fur83] Furukawa T, et al.: Study on characteristic temperatures of absorption heat pumps, 20th Japan Heat Transfer Conference, 1983
- [Fur87] Furukawa T., Sonoda T.: Characteristics of H₂O/LiBr absorption heat pumps for the temperature change of external fluids, 17. Internationaler Kongress für Kältetechnik, Seiten 1121-1126, Wien, 1987
- [Ino04] Inoue, N.; Endo, T.: Absorption cold or hot water generating machine, *United States Patent, Patent No.: US 6,675,608 B2, 2004.*
- [Kat02] Katayama, M.; Origane, T.; Matsuda, K.: Absorption waste heat recovery system, *United States Patent, Patent No.: US 6,460,338 B1, 2002.*
- [Kren02a] Kren, C., Schweigler, C., Ziegler, F.: Efficient LiBr Absorption Chillers for the European Air Conditioning Market, *ISHPC'02 Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, 24–27 September 2002, pp. 76–83, Shanghai 2002, China.*
- [Kren02b] Kren, C., Storkenmaier, F., Schweigler, C.: Sorptionskälteanlagen für effiziente Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, Kongress Energie Innovativ, Nürnberg 2002, Germany.
- [Mor84] Mori, A.; Watanabe, S.; Matsunaga, M.; Machizawa, K.; Minowa, R.: Absorption type refrigeration system, *United States Patent, Patent No.: US 4,439,999, 1984.*
- [Plu04] Plura, S., Kren, C., Paul, U., Schweigler, C.: Absorptionskälteanlagen für effiziente Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, DKV-Tagungsbericht 2004 Bremen, 17.-19. November 2004, Arbeitsabteilung II.1, Band II.1, S. 127-144, 31. Jahrgang, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V., Stuttgart 2004, Germany.
- [Plu05] Plura, S., Kren, C., Schweigler, C.: System Concept for Efficient and Flexible Tri-Generation. International Sorption Heat Pump Conference, June 22-24, 2005; Denver, Co, USA.
- [Sch98] Schweigler C.: Kälte aus Fernwärme – Konzept, Auslegung und Betrieb der Single-Effect/Double-Lift Absorptionskälteanlage, Dissertation, Fortschritt Berichte VDI, Band 121, VDI Verlag GmbH, 1998
- [Tak99] Takahata, S.; Ochi, T.; Saito, K.: Waste heat utilized absorption type water cooling/heating machine refrigerating machine, Japanese Patent Application (rejected), Unexamined Publication No.: JP H11-304274 A, 1999.

- [Zha03] Zhang, Y.: BHP System – The Hope of Summer. Short Course: Integration of Refrigeration and Air-Conditioning with Distributed Generation, Organisation: Radermacher, R., University of Maryland. XXI. IIR International Congress of Refrigeration. 17.-22. 8. 2003, Washington 2003, USA.

9 Verbreitung der Projektergebnisse

Zur Verbreitung der Ergebnisse wurden für Konferenzen folgende Beiträge in Form von Vortrag und Paper zur Veröffentlichung im Tagungsband verfasst:

- Wuschig C., Schweigler C.: Innovative Double-Effect/Single-Effect Absorption Chiller for Tri-Generation Systems, Microgen 2013, The 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, Naples 15-17 April 2013
- Wuschig C.: Pilotinstallation eines Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssystems mit einer zwei-/einstufigen Absorptionskältemaschine, Jahrestagung der Deutschen Kältetechnischen Vereinigung, Düsseldorf 20-21 November 2014

Sonstige Maßnahmen:

- Am 24.10.2012 fand eine von dem am Projekt beteiligten Planungsbüro organisierte Veranstaltung zur Vorstellung des Projektes mit Vorträgen zur Installation und zum Konzept mit anschließender Führung statt. Gäste waren Kunden aus der Industrie und Partner (Anlagenbauer, Komponentenhersteller) des Planungsbüros.

Geplantes weiteres Vorgehen:

Ziel ist es dass die zwei-/einstufige AKM mit externer Kopplung in Zukunft (zunächst) auf dem deutschen Markt angeboten wird. Dazu soll nach Abschluss und Bewertung der letzten Optimierungsmaßnahmen in der Kühlperiode 2015 ein abschließendes Resume gezogen werden. Werden die Aussichten auch vom Hersteller Thermax und von der für den Vertrieb in Deutschland zuständigen Firma Trane als positiv angesehen, könnten die AKM diesen Typs ins Portfolio aufgenommen und als Standardprodukt in den Katalogen angeboten werden.

10 Anhang

A1 Leistungsdaten der KWKK-Komponenten

Die Leistungsdaten der im KWKK-System in Nabern eingesetzten Anlagenkomponenten sind in den folgenden Tabellen detailliert aufgelistet als Ergänzung zu den in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Rahmendaten.

Leistungsdaten des BHKW:

Tabelle 10: Leistungsdaten des BHKW der Firma GE Jenbacher GmbH & Co OG

Lastverteilung	%	100	75	50
zugeführte Leistung	kW	2 154	1 658	1 162
Gasmenge	Nm ³ /h	227	175	122
mechanische Leistung	kW	962	722	481
elektrische Leistung	kW _{elektr.}	936	702	464
nutzbare thermische Leistung				
▪ Gemisch 1.Stufe	kW	200	110	39
▪ Öl	kW	114	97	77
▪ Motorkühlwasser	kW	190	166	144
▪ Abgas bei Abkühlung auf 120 °C	kW	418	358	273
Summe nutzbare thermische Leistung	kW	922	731	533
Summe abgegebene Leistung	kW _{ges}	1 858	1 433	997
abzuführende thermische Leistung				
▪ Gemisch 2.Stufe	kW	85	60	32
▪ Öl	kW	-	-	-
▪ Oberflächenwärme	kW	51	60	55
▪ Restwärme	kW	22	16	11
spez. Kraftstoffverbrauch	kWh/kWh	2,24	2,30	2,42
Schmierölverbrauch	kg/h	0,29	-	-
elektrischer Wirkungsgrad	%	43,5	42,3	39,9
thermischer Wirkungsgrad	%	42,8	44,1	45,9
Gesamtwirkungsgrad	%	86,2	86,4	85,8
Warmwasserkreis				
Vorlauftemperatur	°C	102,0	97,5	92,7
Rücklauftemperatur	°C	80,0	80,0	80,0
Warmwasserdurchflussmenge	m ³ /h	36,0	36,0	36,0

Abgaswärmetauscher			
Leistung (Volllast ohne AKM-Betrieb)	kW	418	
Abgaseintrittstemperatur	°C	395	
Abgasaustrittstemperatur	°C	120	
Abgasmassenstrom feucht	kg/h	4 925	
Abgasmassenstrom trocken	kg/h	4 577	
Abgasvolumen feucht	Nm ³ /h	3 890	
Abgasvolumen trocken	Nm ³ /h	3 473	
max. Abgasgedruck ab Motorausritt	mbar	60	

Wärmeleistungen und Temperaturen im BHKW-Warmwasserkreis:

* Warmwasserkreis

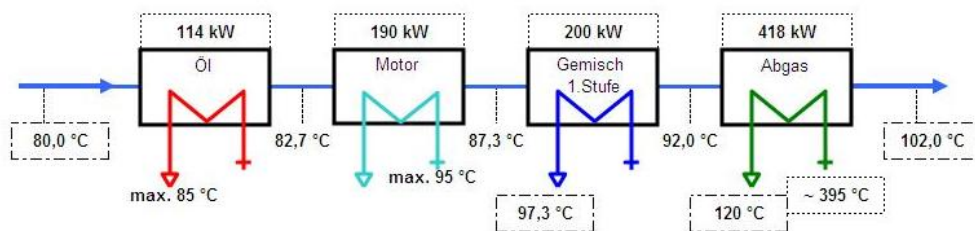
Danpower Nabern C05

J 412 GS-C05

nutzbare thermische Leistung = 922 kW

(±8% Toleranz +10% Auslegungreserve für Rückkühlung)

Warmwasserdurchflussmenge = 36,0 m³/h



* Kühlkreis (berechnet mit Glykol 37%)

abzuführende thermische Leistung = 85 kW

(±8% Toleranz +10% Auslegungreserve für Rückkühlung)

Kühlwasserdurchflussmenge = 20,0 m³/h

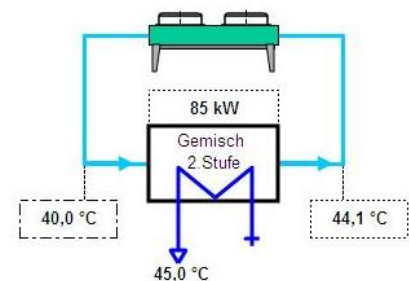


Abbildung 62: Warmwasser- und Kühlkreis des BHKW laut Datenblatt mit entsprechenden externen Temperaturzuständen und thermischen Leistungen (GE, Garching 2011)

Leistungsdaten der Warmwasser-Pufferspeicher:

Tabelle 11: Leistungsdaten der in Nabern installierten Warmwasserspeicher

Gesamtvolumen	74,8	m ³
Winterbetrieb		
Eintrittstemperatur	75	°C
Austrittstemperatur	102	°C
Wärmemenge (ca.)	8 500	MJ

Sommerbetrieb		
Eintrittstemperatur	55	°C
Austrittstemperatur (ohne AKM-Betrieb)	90	°C
Wärmemenge (ca.)	11 000	MJ

Leistungsdaten der Heizkessel:

Tabelle 12: Leistungsdaten von Kessel 1 in Nabern

Kessel 1		
Dreizug-Flammrohr-Rauchrohrkessel		
Fabrikat/Typ	DSV/VRX	
Leistung	2,907	MW
Baujahr	1966	
Betriebstemperatur	110	°C
Betriebsdruck	5,0	atü
Zweistoffbrenner		
Fabrikat/Typ	Weishaupt/UGL3/3/1-D	
Brennstoffe	Erdgas/Leichtöl	
Leistung Erdgas	0,7 – 2,6	MW
Leistung Leichtöl	0,7 – 2,4	MW

Tabelle 13: Leistungsdaten von Kessel 4 in Nabern

Kessel 4		
Dreizug-Flammrohr-Rauchrohrkessel		
Fabrikat/Typ	DSV/VEH	
Leistung	1,163	MW
Baujahr	1977	
Betriebstemperatur	110	°C
Betriebsdruck	5,0	atü
Zweistoffbrenner		
Fabrikat/Typ	Weishaupt/GL7/1-DZMD	
Brennstoffe	Erdgas/Leichtöl	
Leistung Erdgas	0,5 – 0,9	MW
Leistung Leichtöl	0,5 – 0,9	MW

Leistungsdaten der AKM:**Tabelle 14: Leistungsdaten der in Nabern eingesetzten AKM**

Allgemeines		
Fabrikat/Typ	Thermax EJL-30A CX DE/SE	
COP	0,99	
Verdampfer		
Leistung	750	kW
Kaltwassereintrittstemperatur	12	°C
Kaltwasseraustrittstemperatur	6	°C
Kaltwasserdurchflussmenge	107,3	m ³ /h
Δp Kaltwasser	70	kPa
Absorber/Niedertemperaturkondensator		
Leistung	1 509	kW
Kühlwassereintrittstemperatur	27	°C
Kühlwasseraustrittstemperatur	32	°C
Kühlwasserdurchflussmenge	284,3	m ³ /h
Δp Kühlwasser	100	kPa
Anteil Wasser/Glykol in Kühlwasser	65/35	%
Hochtemperaturgenerator		
Leistung	330	kW
Abgaseintrittstemperatur	395	°C
Abgasaustrittstemperatur	180	°C
Abgasdurchflussmenge	1,4	kg/s
Δp Abgas	1	kPa
Niedertemperaturgenerator		
Leistung	648	kW
Heißwassereintrittstemperatur	98,2	°C
Heißwasseraustrittstemperatur	82,8	°C
Heißwasserdurchflussmenge	10	kg/s
Δp Heißwasser	67	kPa
Abfallkühler		
maximale Leistung (5 – 10 % der Abgasseite)	33	kW
Kaltwassereintrittstemperatur	12	°C
Kaltwasseraustrittstemperatur	6	°C

Kaltwasserdurchflussmenge	4,7	m ³ /h
Hochtemperaturkondensator		
Leistung	236	kW
Heißwassereintrittstemperatur	90,0	°C
Heißwasseraustrittstemperatur	95,6	°C
Heißwasserdurchflussmenge	10	kg/s
Δp Heißwasser	7	kPa

Leistungsdaten des AKM-RKW (je Kühlturm):

Tabelle 15: Leistungsdaten des in Nabern installierten AKM-Rückkühlwerks

Fabrikat/Typ	Gohl/DT 2/50 Z XL	
Kühlleistung	757	kW
Kühlwassereintrittstemperatur	30	°C
Kühlwasseraustrittstemperatur	25	°C
Feuchtkugeltemperatur	21	°C
Wasserumlaufmenge	130,2	m ³ /h
wasserseitiger Druckverlust im Sprührohr	0,5	bar
Frischwasserverbrauch durch Verdunstung	1,13	m ³ /h
Luftmenge (ca.)	68 000	m ³ /h
Drehzahl des Lüfters	602	min ⁻¹
Leistungsaufnahme des Lüfters	18	kW

Leistungsdaten der KKM:

Tabelle 16: Leistungsdaten der in Nabern eingesetzten KKM 6 und 7

KKM 6 + 7 (jeweils)		
Fabrikat	OPK	
Baujahr	1990	
Gesamtkälteleistung	600	kW
Leistung pro Stufe	100	kW
Anzahl Stufen	6	
Kältemittel	R22	
Rückkühlwerk	2 x 4-fach Tischkühler	
Verdichtertyp	6 Kolbenverdichter	

Tabelle 17: Leistungsdaten der in Nabern eingesetzten KKM 8

KKM 8		
Fabrikat	OPK	
Baujahr	2000/2009	
Gesamtkälteleistung	600	kW
Leistung pro Stufe	300	kW
Anzahl Stufen	2	
Kältemittel	R407C/R114a	
Rückkühlwerk	1 x 12-fach Tischkühler	
Verdichtertyp	1 Schrauben- und 1 Tur- boverdichter	

Leistungsdaten der freien Kühlung:**Tabelle 18: Leistungsdaten der freien Kühlung in Nabern**

Fabrikat/Typ	Güntner/G-FAHN 100A, 2x5	
Gesamtkälteleistung	600	kW
Leistung pro Kühler	300	kW
Anzahl Tischkühler	2	

Leistungsdaten des Kaltwasserspeichers:**Tabelle 19: Leistungsdaten des in Nabern installierten Kaltwasserspeichers**

Gesamtvolumen	46	m ³
Eintrittstemperatur	12	°C
Austrittstemperatur	6	°C
Kältemenge (ca.)	1 156	MJ

A2 Grundlagen der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Die für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung (siehe Kapitel 6.4.3) des Energiesystems in Nabern benötigten Eingangswerte für Energiebedarf, Stromverbrauch, Investitionskosten etc. sind in den folgenden Tabellen aufgelistet.

Investitionskosten Variante B:

In Tabelle 20 sind diejenigen Investitionskosten aufgelistet, die direkt für die Installation der KKM in Variante B veranschlagt wurden. Hierbei handelt es sich jedoch um Schätzwerte, da dieses System nur für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung als Referenzsystem herangezogen, jedoch nicht verwirklicht wurde und deshalb auch keine konkreten Kosten zur Verfügung stehen.

Tabelle 20: Investitionskosten Variante B (BHKW + KKM)

Komponente	Kosten in €	Quelle
Kompressionskältemaschine	150.000	IUTA ²
Rückkühlwerk	50.000	Güntner
MSR	28.000	Schätzwerte
Hydraulik und Einbindung	88.000	Schätzwerte
Baubegleitende Maßnahmen	22.000	Schätzwerte

Investitionskosten Variante C:

In Tabelle 21 sind die Investitionskosten dargestellt, die für die einzelnen AKM-Komponenten aus Variante C benötigt wurden. Dies sind, wie bereits erwähnt, gerundete Näherungswerte des realisierten Systems, da die tatsächlich entstandenen Kosten im Rahmen dieser Arbeit nicht veröffentlicht werden dürfen.

Tabelle 21: Investitionskosten Variante C (BHKW + AKM)

Komponente	Kosten in €
Absorptionskältemaschine	
DE/SE-AKM	251.000
Abgasregelkomponenten	17.000
Verkabelung	3.000
Einweisung	2.000
Inbetriebnahme	4.000
Summe	277.000
Rückkühlwerk	
Geschlossener Kühlturm	145.000
Wärmetauscher, Wasseraufbereitung, Glykolbehälter etc.	117.000
Summe	262.000
MSR	
Messtechnik	14.000
Programmierung und Einrichtung	12.000
Schaltschränke	14.000

² IUTA: Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V.

Computer Hardware inkl. Einrichtung	6.000
Summe	46.000
Hydraulik und Einbindung	
Ventile	19.000
Klappen	7.000
Rohrleitungen	114.000
Pumpen	10.000
Armaturen	36.000
Wärmedämmung	50.000
Sonstiges	15.000
Summe	251.000
Baubegleitende Maßnahmen	
Einbringung AKM	5.000
Baustelle und Bauarbeiter	25.000
Kennzeichnung	1.000
Leitungen und Leitungslegung	12.000
Summe	43.000
Finanzielle Förderungen	
EU-Förderung Pilotprojekt	-200.000

Zugrundeliegende Energiemengen des Energiesystems in Nabern:

In Tabelle 22 sind sämtliche Strom-, Wärme- oder Kälteverbräuche aufgelistet, die für das bestehende Energiesystem in einer vorangegangenen Diplomarbeit schon simuliert und berechnet wurden (Vidaurrázaga Librada, ZAE Bayern, TU München, Lehrstuhl für Energiesysteme, München 2011.). Aus diesen Werten wurden letztendlich auch die Anlagen dimensioniert. Auch die Wasser- und Erdgasverbräuche sowie die Bedarfsmengen sind detailliert dargestellt.

Tabelle 22: Energiemengen der verschiedenen Systemvarianten

		Variante A	Variante B	Variante C
Bedarfssituation				
Wärmebedarf	MWh	7491	7491	7491
Kältebedarf	MWh	3917	3917	3917
Wärmeerzeugung				
BHKW - Heizen	MWh	4212	4212	4212
BHKW - Kühlen	MWh	-	-	2398
Kessel	MWh	3279	3279	3279
Kälteerzeugung				
freie Kühlung	MWh	486	486	486
AKM	MWh	-	-	2614
KKM - alt	MWh	3431	817	817
KKM - neu	MWh	-	2614	-
Stromerzeugung				
BHKW	MWh	4276	4276	6711
Erdgasverbrauch				
Kessel	MWh	3643	3643	3643

BHKW - Heizung	MWh	9840	9840	9840
BHKW - AKM	MWh	-	-	5603
Gesamt	MWh	13484	13484	19086
Wasser				
Frischwasserverbrauch	m ³	-	-	7877
Abwasserentsorgung	m ³	-	-	3904
Stromverbrauch				
AKM	MWh	-	-	131
davon BHKW-Strom	MWh	-	-	131
davon Netzstrom	MWh	-	-	-
KKM - neu	MWh	-	568	-
davon BHKW-Strom	MWh	-	142	-
davon Netzstrom	MWh	-	426	-
KKM - alt	MWh	1492	355	355
davon BHKW-Strom	MWh	298	18	355
davon Netzstrom	MWh	1193	337	-
Summe	MWh	1492	923	486
davon BHKW-Strom	MWh	298	160	486
davon Netzstrom	MWh	1193	764	-

Sensitivitätsanalyse für die Amortisationszeit

In den folgenden Diagrammen wird dargestellt, wie sich die in Kapitel 6.4.3.2 berechneten Amortisationszeiten bei Variation des Strombezugs- und -verkaufspreises, des Erdgaspreises sowie des Kälteerlöses verhalten.

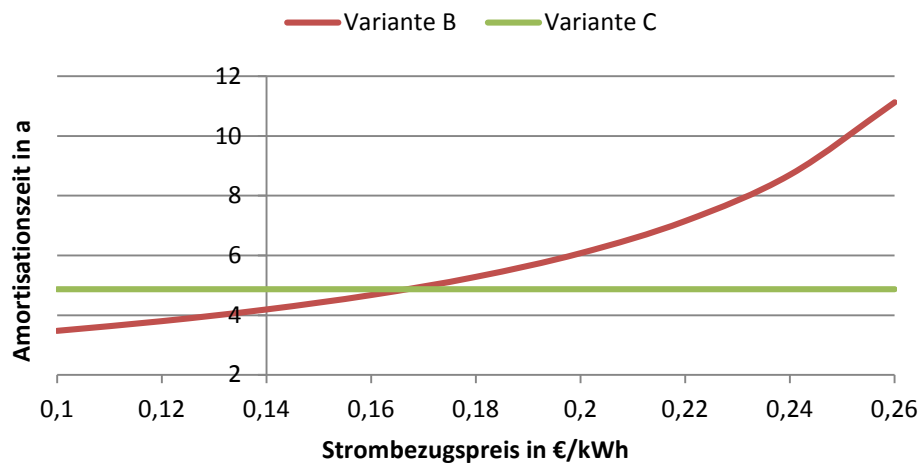


Abbildung 63: Amortisationszeit bei Variation des Preises für Strombezug

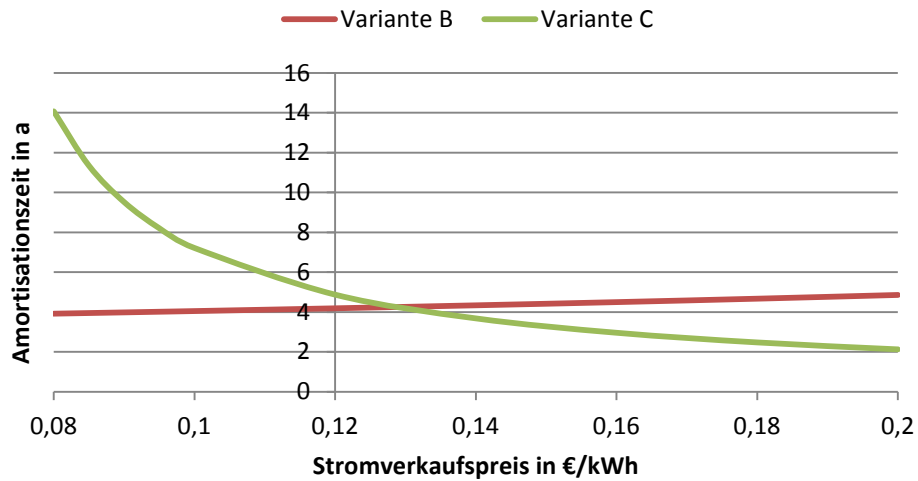


Abbildung 64: Amortisationszeit bei Variation des Preises für Stromverkauf

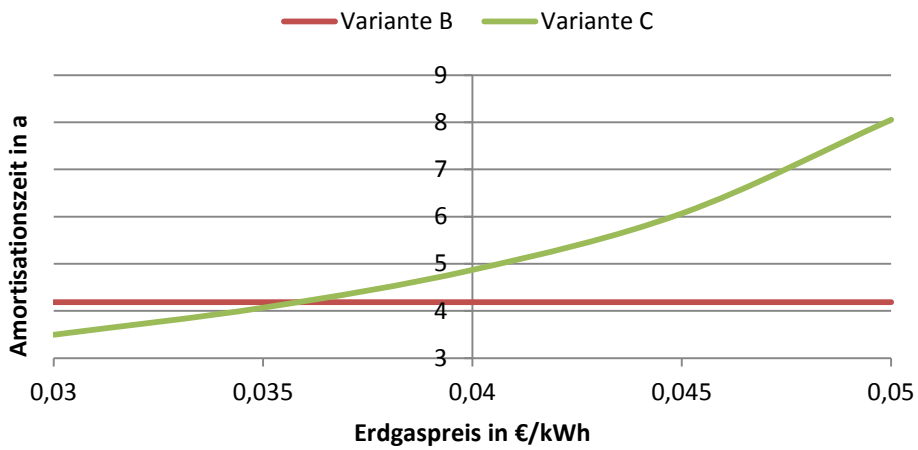


Abbildung 65: Amortisationszeit bei Variation des Erdgaspreises

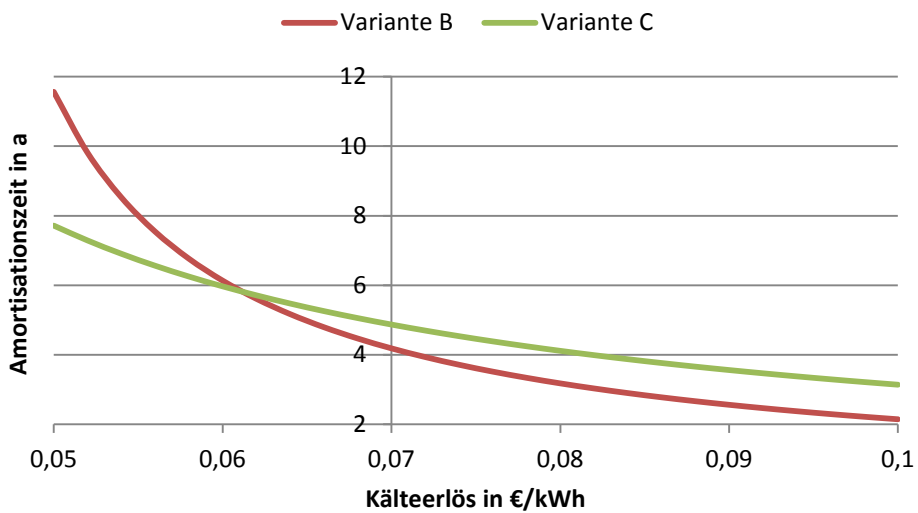


Abbildung 66: Amortisationszeit bei Variation des Kälteerlöses

A3 Grundlagen der Druckverlustberechnung

Zur Berechnung der erforderlichen hydraulischen Pumpenleistung wird folgende allgemeine Formel verwendet (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7):

$$P_{\text{Pumpe}} = \dot{V} \cdot (H_S \cdot \rho \cdot g + \Delta p_{\text{ges}}) \quad (17)$$

Der in Klammern stehende Term entspricht der Gesamtdruckdifferenz, die eine Pumpe ausgleichen muss, bestehend aus der zu überwindenden Förderhöhe sowie dem Gesamtdruckverlust Δp_{ges} der Rohrsystemkonstruktion. H_S steht für die Saughöhe der Pumpe in m, ρ wieder für die Dichte des Durchflussmediums in kg/m^3 und g für die Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m/s}^2$). Da es sich im vorliegenden Fall um die Berechnung von geschlossenen Kreisläufen handelt, muss keine Saughöhe überwunden werden, weshalb für diesen Wert Null eingesetzt werden kann:

$$P_{\text{Pumpe}} = \dot{V} \cdot \Delta p_{\text{ges}} \quad (18)$$

Soll bestimmt werden, welche Leistung eine Pumpe bereitstellen muss, um den erwünschten Volumenstrom zu erzeugen, muss eine Druckverlustberechnung für die betroffenen Rohrsysteme durchgeführt werden. Hierzu wird das System rechnerisch in seine Einzelkomponenten zerlegt, der jeweilige Einzeldruckverlust Δp_i berechnet und daraus der Gesamtdruckverlust Δp_{ges} bestimmt. Die entsprechenden Einzeldruckverluste werden allgemein über folgende Formel berechnet (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7; VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9):

$$\Delta p_i = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_i^2 \quad (19)$$

Neben der Dichte des Durchflussmediums hängt der Wert also von der Durchflussgeschwindigkeit v_i in m/s sowie dem dimensionslosen Druckverlustbeiwert ζ ab. Die Durchflussgeschwindigkeit lässt sich nach Gleichung 0 über den Volumenstrom \dot{V} und die Rohrquerschnittfläche A bestimmen. Der ζ -Wert kann für jedes Bauteil und jedes Rohrelement experimentell bestimmt oder berechnet werden, weshalb er von Herstellern in der Regel im Datenblatt angegeben wird oder entsprechender Literatur entnommen werden kann.

$$v_i = \frac{\dot{V}}{A} \quad (20)$$

Bei der Berechnung des Druckverlustes gibt es zwei ζ -Anteile, die getrennt voneinander betrachtet werden müssen. Zum einen ist dies der ζ_r -Wert, der allein durch Reibungswiderstände an den Rohrinneisen entsteht, also maßgeblich von der Länge des Rohrsystems abhängig ist. Zum anderen gibt es noch den ζ_u -Wert, der allein durch die Umlenkung der Strömung, also der Geometrie des Bauteils wie Verengung, Ventilstellung etc. verursacht wird. Für beide Fälle müssen die entsprechenden ζ -Werte bestimmt und aufsummiert werden, da gilt (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7):

$$\zeta = \zeta_r + \zeta_u \quad (21)$$

In den nachfolgenden Kapiteln wird erläutert, wie die entsprechenden ζ -Werte für die Rohrelemente des Energiesystems in Nabern bestimmt werden.

Bestandsaufnahme

Bevor die verschiedenen ζ -Werte berechnet werden können, muss zuerst das gesamte Rohrnetz, inklusive Rohrleitungen, Rohrbogen, Ventilen, Armaturen etc., aufgenommen werden. Dazu wird das Rohrsystem in einzelne Teilstücke unterteilt, die wiederum aus vielen einzelnen Rohrnetzbauteilen bestehen. So besteht beispielsweise das Heißwasserrohrteilstück 1 zwischen BHKW und dem ersten T-Stück vor der AKM (Abbildung 67, hervorgehobene Linie) aus den in Tabelle 23 aufgelisteten Einzelrohrelementen.

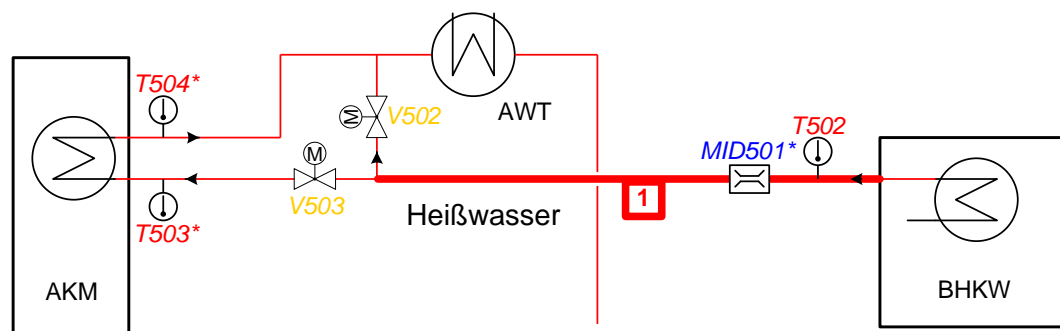


Abbildung 67: Teilstück 1 im Heißwasserrohrsystem

Tabelle 23: Rohrelemente in Teilstück 1 des Heißwasserrohrsystems

Rohrelement	Anzahl
Rohrlänge DN 100 ³ (in m)	4,5
Rohrlänge DN 125 (in m)	5,0
Rohrbogen DN 100, 90°, r = 500 mm	4
Rohrbogen DN 125, 90°, r = 500 mm	3
Rohrbogen DN 100, 45°, r = 500 mm	2
Rohrerweiterung DN 100 -> DN 125, 15°	2
Rohrverengung DN 125 -> DN 100, 15°	1
Kompensator DN 100, 3 Wellen	1

Das Teilstück besteht also aus insgesamt 4,5 m Rohr mit DN 100, 5 m Rohr mit DN 125 usw. Die Gradzahl bei den Rohrbogen steht für den Bogenwinkel δ , während r für den Krümmungsradius steht, in welchem der Bogen ausgeführt wird. Die Gradzahl bei der Rohrerweiterung bzw. -verengung steht für den Öffnungswinkel α bei Querschnittänderung. Neben den in Tabelle 23 dargestellten Rohrelemente gibt es noch eine Vielzahl von weiteren Bauteilen wie Ventile, Wärmemengenzähler, Rückschlagklappen oder Filter, die in den anderen Teilstücken verbaut sind. Deshalb müssen wie bei Teilstück 1 auch die restlichen Teilstücke anhand ihrer Einzelrohrelemente detailliert analysiert werden. Für jedes dieser Elemente muss dann, in Abhängigkeit der entsprechenden Durchflussgeschwindigkeit und des spezifischen

³ DN: Diameter Nominal, Nennweite bei Rohren in mm.

- **laminare Strömung**
- **turbulente Strömung in glattem Rohr**
- **turbulente Strömung in rauem Rohr**
- turbulente Strömung bei Übergang von glatt zu rau (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7)

Um festzustellen, ob es sich bei dem Rohrsystem um eine laminare oder eine turbulente Strömung handelt, dient die so genannte Reynoldszahl Re_i . Diese ist dimensionslos und berechnet sich folgendermaßen:

$$Re_i = \frac{d_i \cdot v}{\nu} = \frac{d_i \cdot \dot{V}}{\nu \cdot A} = \frac{d_i \cdot \dot{V} \cdot 4}{\nu \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\nu \cdot \pi \cdot d_i} \quad (23)$$

ν ist die kinematische Viskosität des Fluides in m^2/s . Liegt die Reynoldszahl unter einem kritischen Wert von ca. 2320, handelt es sich um eine laminare Strömung, darüber um eine turbulente (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9). Der kritische Wert ist kein exakter Wert, da er je nach Bedingungen auch über diesem Bereich liegen kann. So kann bei glatten Rohren mit ruhiger Zuströmung auch trotz einer Re-Zahl von bis zu 8000 eine laminare Strömung vorliegen (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9). Im vorliegenden Rohrsystem in Nabern ergibt die Ermittlung der Reynoldszahl folgendes Ergebnis:

$$Re = \frac{4 \cdot 110 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{1,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot \pi \cdot 0,2 \text{m}} \approx 149\,633 \quad (24)$$

Der hier ermittelte Wert gilt für Kaltwasser (ca. 10 °C) bei einem Volumenstrom von ca. 110 m^3/h und einem Rohrdurchmesser von 0,2 m. Da sich die Re-Zahlen auch bei Betriebsabweichungen sowie im Heißwasserkreis stets in diesen Dimensionen ($> 10^5$) bewegen, wird deutlich, dass es sich immer um turbulente Strömungen handelt.

Nun kann in Abhängigkeit der Reynoldszahl, des Rohrdurchmessers d sowie der absoluten Rauheit k in mm, welche die mittlere Rautiefe der Rohrwand darstellt, die Rohrreibungszahl λ aus dem Moody-Diagramm (Abbildung 68) abgelesen werden. Zur genauen Berechnung der Zahl gibt es allerdings auch für jeden der vier Bereiche entsprechende Näherungsformeln, welche im VDI Wärmeatlas oder anderen einschlägigen Literaturquellen (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7; VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9) nachgeschlagen werden können und hier deshalb nicht weiter vertieft werden sollen. Da es sich im vorliegenden Fall grundsätzlich um turbulente Strömung im rauem Rohr handelt, sei hier auch nur die in diesem Bereich relevante Berechnungsformel erwähnt (Recknagel, Sprenger, & Schramek, R. Oldenbourg Verlag, München 2000. ISBN: 978-3-486-26215-7; VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k}{3,71 \cdot d_i} \right) \quad (25)$$

bzw. nach λ aufgelöst:

$$\lambda = \left(\frac{1}{-2 \log\left(\frac{k}{3,71 \cdot d_i}\right)} \right)^2 \quad (26)$$

Es wird angenommen, dass die im gesamten System eingebauten geschweißten Stahlrohre eine absolute Rauheit von $k = 0,1$ mm aufweisen, einem üblichen Wert bei den gegebenen Rohreigenschaften (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9). Dadurch lassen sich mittels Gleichung 0 die Rohrreibungszahlen der einzelnen Rohrabschnitte berechnen und über Gleichung 0 letztendlich die entsprechenden ζ_r -Werte bestimmen (Tabelle 24). Je nach Durchflussgeschwindigkeit und Dichte des Mediums können dann über Gleichung **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** die Druckverluste in den jeweiligen Rohrabschnitten berechnet werden.

Tabelle 24: ζ_r -Werte der Rohrabschnitte

Rohrtyp	d in mm	λ -Wert	ζ_r -Wert
DN 80	83,1	0,021	0,247
DN 100	107,9	0,019	0,178
DN 125	132,5	0,018	0,138
DN 150	160,3	0,018	0,109
DN 200	210,1	0,017	0,079

Ein Rohr hat nicht genau den nach DIN EN ISO 6708 in der DN-Nomenklatur angegebenen Innenrohrdurchmesser, sondern weicht immer etwas davon ab (DIN, Beuth Verlag, Berlin 1995). Aus diesem Grund wird bei jedem Rohr mit dem exakten Innendurchmesser gerechnet (zweite Spalte), der dem Leistungsverzeichnis bzw. den Datenblättern entnommen werden kann. Der ζ_r -Wert in der vierten Spalte gilt exemplarisch für ein Rohrstück von 1 m Länge.

Druckverlust durch Umlenkung

Wie schon zu Beginn des Kapitels angedeutet, kommt bei Rohrbogen sowie sämtlichen anderen Armaturen oder Rohrelementen zu dem über die Rohrlänge berechneten Reibungsdruckverlust auch noch der zusätzlich durch Krümmung, Verengung, Umlenkung etc. verursachte Umlenkungsdruckverlust hinzu. Es lässt sich also für jedes Element ein weiterer spezifischer ζ_u -Wert ermitteln, unabhängig von der Bauteillänge. Da die längenabhängigen ζ_r -Werte bei der Einzelbetrachtung der Rohreinbauten eine unbedeutend kleine Rolle spielen, reicht es aus, für alle Komponenten den ζ_u -Wert zu berechnen und über die Gesamtrohrsystemlänge den ζ_r -Wert.

Die Bestimmung des ζ_u -Werts bei den verschiedenen Rohrelementen erfolgt im Rahmen dieser Arbeit mittels in der Literatur angegebener Diagramme. Als Quelle dient hierfür wiederum zum Großteil der VDI Wärmeatlas, welcher seinerseits hauptsächlich experimentell ermittelte Werte und Diagramme verwendet (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9; Glück, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin

1988. ISBN: 978-3-345-00222-1). Diese Diagramme sind alle in Anhang A5 abgebildet und dienen zum Ablesen der entsprechenden Werte.

ζ_u -Werte für Rohrbogen

Die ζ_u -Werte für Rohrbogen können dem VDI Wärmeatlas entnommen werden. Die für die Berechnung relevanten Werte sind in Tabelle 25 aufgelistet. Der Krümmungsradius wird der Einfachheit halber bei allen Bogen als 500 mm angenommen. δ ist der Winkel, in welchem der Bogen abzweigt.

Tabelle 25: ζ_u -Werte der Rohrbogen

Rohrbogentyp	d in mm	Winkel δ	ζ_u -Wert
DN 80	83,1	90°	0,091
		45°	0,076
DN 100	107,9	90°	0,105
		45°	0,078
DN 125	132,5	90°	0,113
		45°	0,080
DN 150	160,3	90°	0,120
		45°	0,081
DN 200	210,1	90°	0,130
		45°	0,087

ζ_u -Werte für Querschnittänderungen

Bei der Bestimmung des ζ_u -Werts für Rohrverengungen und –erweiterungen ist vor allem der Öffnungswinkel α ausschlaggebend (Abbildung 69). Für Rohrverengungen gilt: Bei einem Winkel $\alpha < 40^\circ$ ist $\zeta_u = 0,04$ (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9). Da bei allen im Rohrsystem vorkommenden Querschnittänderungen ein Öffnungswinkel von $\alpha = 15^\circ$ angenommen wird, gilt dieser Wert auch hier. Für Rohrerweiterungen kann in **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, Anhang A5 bei diesem Winkel ein ζ_u -Wert von 0,275 abgelesen werden.

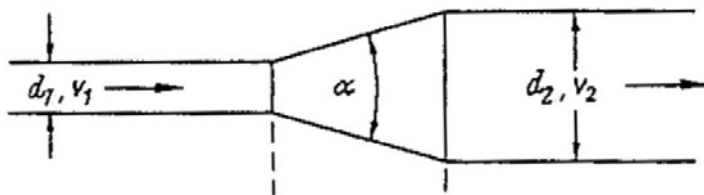


Abbildung 69: Rohrerweiterung (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9)

Da der Druckverlust speziell bei Rohrerweiterungen auch vom Durchmesser Verhältnis d_1/d_2 abhängt, muss in diesem Fall eine leicht abgeänderte Berechnungsformel verwendet werden:

$$\Delta p = \zeta \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 \quad (1.1)$$

Die für die Druckverlustberechnung relevante Durchflussgeschwindigkeit ist die im engeren Rohrstück herrschende (hier: v_1).

ζ_u -Werte für Kompensatoren

Für die Bestimmung der ζ_u -Werte bei Kompensatoren gilt die Faustformel, dass der Druckverlust bzw. der ζ_u -Wert doppelt so groß ist wie bei einem gleich langen glatten Rohrstück (Witzenmann, Pforzheim 2010). Da die Kompensatoren im vorliegenden System eine durchschnittliche Länge von ca. 20 cm haben, ergeben sich die in Tabelle 26 aufgelisteten Werte (Spalte 4). Die Werte der dritten Spalte stammen aus Tabelle 24.

Tabelle 26: ζ_u -Werte der Kompensatoren

Rohrtyp	d in mm	ζ_u -Wert Rohr	ζ_u -Wert Komp.
DN 100	107,9	0,178	0,071
DN 125	132,5	0,138	0,055
DN 200	210,1	0,079	0,031

ζ_u -Werte für T-Stücke

Die Bestimmung der ζ_u -Werte bei T-Stücken ist etwas aufwändiger. Da sich die Druckverluste an den Abzweigungen je nach Massenstromaufteilung ändern, gibt es keine konstant gültigen ζ_u -Werte. Grundsätzlich wird zwischen vier T-Stück-Typen unterschieden (Abbildung 70) (VDI-Gesellschaft, Springer Verlag, 8. Auflage, Berlin Heidelberg 1997, ISBN: 978-3-540-62900-9; Glück, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1988, ISBN: 978-3-345-00222-1): normale Stromvereinigung, normale Stromtrennung, gegenläufige Stromtrennung sowie gegenläufige Stromvereinigung, wobei letztgenannte im vorliegenden Energiesystem nicht vorkommt und deshalb auch nicht näher beschrieben wird.

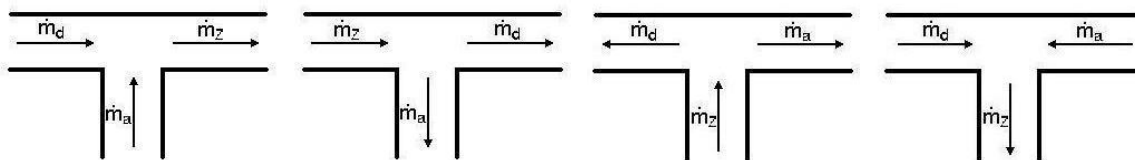


Abbildung 70: Die T-Stück-Typen: v.l.n.r.: normale Stromvereinigung, normale Stromtrennung, gegenläufige Stromtrennung, gegenläufige Stromvereinigung

Für den ζ_u -Wert ist entscheidend, welches Massenstromverhältnis \dot{m}_a/\dot{m}_z vorliegt. \dot{m}_a ist der Massenstrom im Abzweig, \dot{m}_d der Massenstrom im Durchgang und \dot{m}_z der Gesamtmassenstrom (siehe Abbildung 70). In Tabelle 27 sind je T-Stück-Typ beispielhaft die Werte von Abzweig und Durchgang bei drei verschiedenen Aufteilungsverhältnissen dargestellt: Kompletter Durchfluss linear ($\dot{m}_a/\dot{m}_z = 0$), gleichmäßige Aufteilung ($\dot{m}_a/\dot{m}_z = 0,5$) sowie komplette Umlenkung ($\dot{m}_a/\dot{m}_z = 1$) (Glück, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1988, ISBN: 978-3-345-00222-1).

Tabelle 27: ζ_u -Werte der T-Stücke

T-Stück-Typ	\dot{m}_a/\dot{m}_z	$\zeta_{u,a}$ -Wert	$\zeta_{u,d}$ -Wert	$\zeta_{u,a,Rf}$ -Wert	$\zeta_{u,d,Rf}$ -Wert
Stromvereinigung	0	-0,996	0,051	-0,797	0,041
	0,5	0,277	0,349	0,221	0,279
	1	0,900	0,601	0,720	0,481
normale Stromtrennung	0	0,990	0,050	0,792	0,040
	0,5	0,928	0,010	0,742	0,008
	1	1,290	0,360	1,032	0,288
gegenläufige Stromtrennung	0	0,000	1,295	0,000	1,036
	0,5	1,075	1,075	0,860	0,860
	1	1,295	0,000	1,036	0,000

Diese Werte sowie die weiteren Aufteilungsverhältnisse können der Literatur entnommen werden (Glück, VEB Verlag für Bauwesen, Berlin 1988. ISBN: 978-3-345-00222-1). Für die durchgeführten Berechnungen der Hydraulik bei variierenden Ventilstellungen sind funktionale Zusammenhänge zwischen dem Massenstromverhältnis und den ζ_u -Werten notwendig. Dafür werden die der Literatur entnommenen Graphen über eine Fitfunktion abgebildet. Bei allen ζ_u -Werten wird angenommen, dass der Rohrdurchmesser im entsprechenden T-Stück konstant bleibt. Außerdem wird noch ein Rundungsfaktor $R_f = 20\%$ mit einbezogen, der die Kantenbeschaffenheit der Rohrinneiseite berücksichtigt, wodurch gilt:

$$\zeta_{u,Rf} = (1 - R_f) \cdot \zeta_u \quad (27)$$

Der für die Druckverlustberechnung relevante Durchfluss bzw. Massenstrom ist der Gesamtmassenstrom \dot{m}_z .

Druckverlust über k_{vs} -Werte

Die Angabe eines ζ_u -Werts ist bei starren Rohreinbauten wie Kompensatoren, T-Stücken oder Rohrbogen relativ unkompliziert. Handelt es sich allerdings um ein Ventil oder eine Klappe, welche je nach Hub oder Stellung unterschiedliche Umlenkungsdruckverluste erzeugen, ist es einfacher, einen so genannten k_v -Wert (Einheit: m^3/h) zu verwenden. Dieser entspricht dem Volumenstrom, der im jeweiligen Bauteil einen Normdruckverlust Δp_0 von 1 bar verursacht, wenn es von Wasser mit einer Temperatur zwischen $5\text{ }^\circ\text{C}$ und $40\text{ }^\circ\text{C}$ (Normdichte $\rho_0 = 1000\text{ kg/m}^3$) durchströmt wird (VDI/VDE-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2007). Dementsprechend gilt folgende Formel zur Berechnung des Druckverlusts in der jeweiligen Betriebsituation:

$$\Delta p_i = \left(\frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2 \cdot \frac{\Delta p_0 \cdot \rho}{\rho_0} \quad (28)$$

Da sich der k_v -Wert je nach Ventilstellung bzw. –hub verändert, geben die Hersteller von solchen Rohreinbauten einen so genannten k_{vs} -Wert an. Dieser entspricht dem k_v -Wert bei Nennhub, also wenn das Ventil komplett geöffnet ist und ist für das jeweilige Bauteil konstant. Bei Dreiwegeventilen steht der k_{vs} -Wert für die Durchgangsstellung. Soll der Druckverlust eines solchen Ventils in einer bestimmten Zwischenstellung berechnet werden, gibt es

entsprechende Kennlinien, die eine Berechnung des k_v -Werts aus Ventilstellung und k_{vs} -Wert ermöglichen (Abbildung 71) (VDI/VDE-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2007).

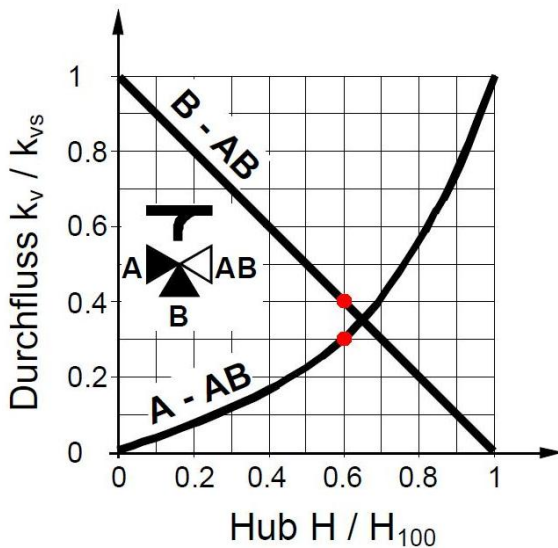


Abbildung 71: Ventilkennlinie eines Dreiwegeventils zur Berechnung des k_v -Werts (VDI/VDE-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2007)

H_{100} steht hier für den Nennhub. Es ergibt sich also bei einem Ventilhub H von 0,6 (rote Punkte, Öffnungsgrad 60 %) ein k_v/k_{vs} -Verhältnis von ca. 0,3 für den Durchgang (A - AB) und von 0,4 für den Abzweig (B - AB), woraus sich bei Kenntnis des k_{vs} -Werts der k_v -Wert und damit über Gleichung 0 der jeweilige Druckverlust bei entsprechender Ventilstellung bestimmen lässt. Die Kennlinie ist entweder linear, wie hier beim Abzweig, exponentiell oder besteht, wie hier beim Durchgang, aus einem linearen (Hub = 0...0,3) und einem exponentiellen Teil (Hub = 0,3...1). Diese Kurven lassen sich nach VDI/VDE-Richtlinie 2173 berechnen. So gilt für den exponentiellen Teil grundsätzlich (VDI/VDE-Richtlinie, Beuth Verlag, VDI, Düsseldorf 2007):

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = \exp \left[n_{gl} \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} - 1 \right) \right] \quad (29)$$

$$\leftrightarrow k_v = k_{vs} \cdot \exp \left[n_{gl} \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} - 1 \right) \right]$$

n_{gl} ist die Neigung der gleichprozentigen (exponentiellen) Kennlinie und wird im Datenblatt angegeben. In Abbildung 71 ist $n_{gl} = 3$.

Der lineare Teil ergibt sich wie folgt:

$$\frac{k_v}{k_{vs}} = \frac{\exp[n_{gl} \cdot (H' - 1)]}{H'} \cdot \frac{H}{H_{100}}$$

$$\leftrightarrow k_v = k_{vs} \cdot \frac{\exp[n_{gl} \cdot (H' - 1)]}{H'} \cdot \frac{H}{H_{100}} \quad (30)$$

H' ist der Hub, bei welchem der lineare Teil endet und der exponentielle beginnt. In Abbildung 71 ist $H' = 0,3$.

Für eine durchgehend lineare Kennlinie beim Durchgang gilt:

$$\frac{k_v}{k_{vS}} = \frac{H}{H_{100}}$$

$$\leftrightarrow k_v = k_{vS} \cdot \frac{H}{H_{100}} \quad (31)$$

Für einen entsprechend linearen Abzweig gilt:

$$\frac{k_v}{k_{vS}} = 1 - \frac{H}{H_{100}}$$

$$\leftrightarrow k_v = k_{vS} \cdot \left(1 - \frac{H}{H_{100}}\right) \quad (32)$$

Die hier beschriebenen Berechnungsgrundlagen gelten nicht nur für Dreiwegeventile, sondern auch für einfache Durchgangsventile, wobei deren Kennlinien nur aus der Durchgangskurve bestehen und der Abzweig (in Abbildung 71: B - AB) wegfällt.

In Tabelle 28 sind alle k_{vS} -Werte der im vorliegenden System vorkommenden Regelventile aufgelistet. Die Werte entstammen alle den entsprechenden Datenblättern.

Tabelle 28: k_{vS} -Werte der Regelventile

Regelventil	Ventiltyp	DN	k_{vS} -Wert
V301 Kaltwasser	Dreiwegeventil	125	200
V501 Heißwasser	Dreiwegeventil	65	63
V502 Heißwasser	Durchgangsventil	80	78
V503 Heißwasser	Durchgangsventil	125	200
V504 Heißwasser	Durchgangsventil	50	40
V505 Heißwasser	Durchgangsventil	50	40

Neben den für die Volumstromaufteilung zuständigen Regelventilen gibt es auch noch eine große Anzahl an Strangregulierventilen und Absperrklappen, mit welchen der Volumenstrom eingestellt werden kann. Deren k_{vS} -Werte sowie die weiterer starrer Armaturen wie Rückschlagklappen, Filter oder Wärmemengenzähler sind in Tabelle 29 aufgelistet. Sie entstammen ebenfalls den jeweiligen Datenblättern.

Tabelle 29: k_{vS} -Werte sonstiger Armaturen

Armatur	DN	k_{vS} -Wert
Regulierventil	125	270
Regulierventil	200	393
Absperrklappe	125	1650
Absperrklappe	150	2600
Absperrklappe	200	4100
Wärmemengenzähler	100	177
Rückschlagklappe	125	360
Rückschlagklappe	200	1300
Filter	200	820

Druckverlust in den Wärmetauschern

Für die im Rohrsystem verbauten Wärmetauscher werden die bei Auslegungszustand ermittelten Druckverluste über Gleichung (33) auf im Betrieb auftretende spezifische Volumenströme umgerechnet.

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_0}\right)^2 \quad (33)$$

In Tabelle 30 sind die vom Hersteller angegebenen Auslegungsdaten Δp_0 und \dot{V}_0 der eingesetzten Wärmetauscher dargestellt.

Tabelle 30: Druckverlustauslegungsdaten der Wärmetauscher

Wärmetauscher	\dot{V}_0 in m ³ /h	Δp_0 in bar
BHKW	36	0,90
AWT	36	0,20
AKM Verdampfer	159,9	0,70
AKM Niedertemperaturgenerator	37,4	0,67
AKM Hochtemperaturkondensator	36	0,07

Mathematische Simulation des Rohrsystems

Letztendlich kann also für jede einzelne Komponente des zu bestimmenden Rohrsystems über den ζ - bzw. k_{vs} -Wert der Druckverlust bei gegebenem Volumenstrom und vorliegendem Rohrdurchmesser ausgerechnet werden. Für die bei den Berechnungen über die Gleichungen **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** und 0 benötigten temperaturabhängigen Dichtewerte werden innerhalb der verschiedenen Kreisläufe Durchschnittswerte verwendet:

- Dichte Kaltwasser: 1000 kg/m³ (8 °C)
- Dichte Heißwasser: 965 kg/m³ (90 °C)

Der für die Berechnung benötigte Volumenstrom ist jedoch wiederum von den Ventilstellungen und vom jeweils herrschenden Druckverlust in den Teilstücken abhängig ist. Dabei gilt für die Ventile, dass der Ventilhub H und die Volumenstromaufteilung nicht linear voneinander abhängen. Für die iterative Berechnung des Druckverlusts in den zwei zu untersuchenden Gesamtrohrsystemen (Heißwasser, Kaltwasser) wird deshalb ein EES⁴-File erstellt, das die korrekten Volumenströme in Abhängigkeit der Ventilstellungen darstellen kann und daraus direkt über für jedes Rohrelement hinterlegte Berechnungsformeln die Druckverluste bestimmt.

Da das Rohrsystem in Nabern aus hunderten Einzelementen besteht, würde es den Rahmen dieser Arbeit sprengen, alle Δp_i -Werte hier aufzulisten. Außerdem variieren die Werte, da sie stark von den Volumenstromaufteilungen und somit von den Regelventilstellungen abhängen. Deshalb ist es interessanter, welcher Gesamtdruckverlust Δp_{ges} sich in Abhängigkeit der möglichen Ventilstellungen im Gesamtkreislauf ergibt. Findet sich hier ein Maxi-

⁴ EES: Engineering Equation Solver, Software zum Lösen von komplexen Gleichungssystemen.

mum, kann berechnet werden, welche hydraulische Pumpenleistung eine entsprechende Pumpe erbringen muss zum Erreichen des gewünschten Volumenstroms.