

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages



# Abschlussbericht

## Regelung energieaufwandsoptimierter Kälteerzeugungssysteme zur Primärenergieeinsparung

### ReKs

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln  
des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie  
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages  
unter dem Förderkennzeichen 03ET1583 gefördert.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.



Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

## **Abschlussbericht**

### **Regelung energieaufwandsoptimierter Kälteerzeugungssysteme zur Primärenergieeinsparung**

Projektakronym:	ReKs
FKZ	03ET1583
Projektkoordination	Technische Universität Berlin Fakultät III - Prozesswissenschaften Institut für Energietechnik, Sek. KT 2 Fachgebiet Maschinen u. Energieanlagentechnik Marchstraße 18, 10587 Berlin
Laufzeit des Vorhabens	August 2018 – März 2023
Berlin, den	14.11.2023
Autoren:	Jan Albers Stefan Petersen Walther Hüls Carsten Hausherr Felix Ziegler



# Inhalt

1	Einleitung.....	1
1.1	Aufgabenstellung .....	1
1.2	Voraussetzungen, Planung und Ablauf .....	2
1.3	Stand der Wissenschaft und Technik .....	2
1.4	Zusammenarbeit mit Projektpartnern .....	5
1.5	Autorenüberblick .....	9
2	Grundlagen .....	10
2.1	Regelungsebenen und Betriebsarten.....	11
2.2	Kennzahlen .....	12
2.3	PE- und EE-optimierte Regelstrategien .....	14
2.4	Verwendete MSR-Technik.....	16
2.5	Komponenten-Modelle .....	18
2.5.1	AKA-Modell.....	18
2.5.2	Pumpen-Modell.....	20
2.5.3	HRD-Modell .....	22
2.5.4	Wärmeübertrager-Modell.....	25
2.5.5	KKA-Modell.....	26
3	Anlagenregelung.....	32
3.1	Ausgangssituation bei den Anlagenregelungen .....	33
3.1.1	Absorptionskältebetrieb ( $KEA_{th}$ -Regelung).....	33
3.1.2	Kompressionskältebetrieb ( $KEA_{el}$ -Regelung).....	37
3.1.3	Freikühlbetrieb ( $KEA_{fc}$ -Regelung) .....	40
3.2	Energieeffiziente Volumenstromregelungen in ReKs .....	42
3.2.1	Optimale Volumenstromregelung im Absorptionskältebetrieb .....	43
3.2.2	Nutzung maximal verfügbarer Antriebstemperaturen .....	50
3.2.3	Kombinierte Wärmesenkenstrategie .....	52
3.2.4	Optimale Volumenstromregelung im Freikühlbetrieb .....	54
3.3	Variable Austrittstemperatur Heißwasser .....	55



4	Systemregelung .....	56
4.1	Definitionen und Randbedingungen .....	56
4.1.1	Folgeschaltungen.....	56
4.1.2	Hardware – Randbedingungen.....	60
4.1.3	Daten- und Informationsmanagement .....	61
4.2	Generelle Funktionsbeschreibung .....	62
4.2.1	Effizienzorientierte Folgeschaltungen bei gleichen Erzeugern ( $KEA_{th}$ ) .....	63
4.2.2	Systeme mit Absorptionskälte ( $KEA_{th}$ ) und Freier Kühlung ( $KEA_{FC}$ ) .....	65
4.2.3	Erzeugungssysteme mit $KEA_{el}$ und $KEA_{th}$ .....	66
4.3	Prognoseverfahren für Betriebsrandbedingungen .....	68
4.3.1	Zielstellung für die Umgebungstemperaturvorhersage .....	69
4.3.2	Notwendige Systeminformationen und Datenpunkte .....	70
4.3.3	Generelle Funktionsweise .....	70
4.3.4	Dokumentation von Ergebnissen .....	71
4.3.5	Fazit zum Prognoseverfahren.....	72
4.4	Speicherstrategien .....	72
4.5	Hardware in the Loop.....	75
5	Ergebnisse.....	77
5.1	KEA-Regelung .....	78
5.1.1	Optimale Volumenstromregelung im AKB .....	78
5.1.2	Gekoppelte Regelung Kühlwasser- und RKW-Luftvolumenstrom .....	82
5.1.3	Regelung zur Maximierung der Heißwasserspreizung .....	86
5.1.4	Absenkung FW Rücklauftemperatur .....	89
5.2	KES-Regelung.....	91
5.2.1	AKB-FKB-Wechsel .....	91
5.2.2	Speicherintegration .....	92
5.3	Systemische Ergebnisse .....	95
5.3.1	Experimentelle Ergebnisse und Kennzahlen .....	95
5.3.2	Simulationsergebnisse am Beispiel ESTW .....	98
6	Zusammenfassung.....	101
7	Literaturverzeichnis .....	105





# 1 Einleitung

Die **kurze Darstellung** des Projektes mit Beschreibung von Aufgabenstellung, Voraussetzungen, Planung und Ablauf sowie dem Stand der Wissenschaft und Technik und der Zusammenarbeit mit unseren Projektpartnern ist in diesem einleitenden ersten Kapitel zu finden. Die Kapitel 2 bis 7 dienen der **eingehenden Darstellung** des Projektes.

Das Ziel des Projektes war die Optimierung der Regelung von Kälteerzeugungssystemen. Der Algorithmus hierfür und die Umsetzung wird in Kapitel 4 beschrieben und die Ergebnisse der Optimierung werden in dem darauffolgenden Kapitel 5 erläutert. Für eine modellbasierte Systemregelung sind natürlich die grundlegenden Bausteine vorzustellen. Dies erfolgt in Kapitel 2 und in Kapitel 3 wird die zugrundeliegende Regelung der einzelnen Kälteerzeugungsanlagen beschrieben. Die wichtigsten inhaltlichen Ergebnisse werden dann in Kapitel 6 zusammengefasst.

Wir danken allen Beteiligten im Projektverbund für die gute und konstruktive Zusammenarbeit und die Beteiligung an der Projektfinanzierung. Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz danken wir für die Förderung des Projektes und dem Projektträger PTJ Jülich für die gute Betreuung.

## 1.1 Aufgabenstellung

Ziel des Vorhabens war es, die Attraktivität für KWKK-Systeme zu erhöhen und die Primärenergieeffizienz durch energieaufwandsoptimierte Regelstrategien für Einzel- und Verbundabsorptionskälteanlagen in Kälteerzeugungssystemen zu steigern. Mit der Fokussierung auf den Systemgedanken der Kälteerzeugungsanlagen wird nicht der einzelne Erzeuger, sondern das Ergebnis des Systems optimiert. Hinsichtlich der energetischen Aufwendungen (Strom, Wärme, Frischwasser, etc.) wurden Einsparungen von bis zu 75 % gegenüber dem Stand der Technik erwartet.

Das übergeordnete Ziel sollte erreicht werden durch

- Verstetigung und Steigerung der Energieeffizienz von Kälte- und Wärmeerzeugungssystemen,
- Weiterentwicklung und Umsetzung effizienter Betriebsführungs- und Regelkonzepte,
- Qualitätssicherung im Kälteanlagenbau mit Optimierung der Hydraulik und Systemverschaltung,
- Demonstration der Möglichkeiten und Evaluation der umgesetzten Maßnahmen durch Monitoring.

Bei der dazu durchgeführten kombinierten Entwicklung von Anlagen- und Systemregelstrategien war zwischen drei Regelungsebenen zu unterscheiden:

- Komponenten-Regelung
- Anlagen-Regelung
- System-Regelung

Die Entwicklung der Systemregelungsstrategien stand im Zentrum der Forschungsarbeiten.

## 1.2 Voraussetzungen, Planung und Ablauf

Das Projekt stellte die konsequente und zielgerichtete Fortsetzung der Entwicklung von modernen Absorptionskälteanlagen für Niedertemperaturantrieb (EnEff: Wärme – Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb; Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung; FKZ 0327460A/B) sowie der Demonstration von Absorptionskälteanlagen für KWKK-Anwendungen (EnEff: Wärme – Feldtest Absorptionskälteanlagen für KWKK-Systeme, FakS; FKZ 03ET1171A) dar. Eine wichtige Voraussetzung für den Erfolg des Projektes war es, dass das Vorgängerprojekt FakS in den einschlägigen Kreisen bekannt war; die bestehenden Netzwerke der Partner und Drittmittelgeber konnten so effektiv genutzt werden, um der Arbeit große fachliche und öffentliche Aufmerksamkeit zu sichern und die Ergebnisse in der Breite in den Stand der Technik zu überführen. Die wichtigste Zusammenarbeit erfolgte entsprechend mit den Feldtestpartnern und dem Industriepartner (siehe unten).

Auch in diesem Projekt machte sich die Covid19-Pandemie bemerkbar. Durch die starke Behinderung der Zusammenarbeit mit unseren 11 Projektpartnern (Krankenhausbetreiber, mittelständische Unternehmen, Stadtwerke, industrielle Entwicklungspartner etc.) war die Implementierung der neu entwickelten Systemregelung schwierig. Es gab Prioritätsverschiebungen bei den Projektpartnern, zeitliche Verschiebungen in der Zusammenarbeit mit ausführenden Unternehmen, die ihre Personalplanung an die Pandemiesituation anpassen mussten, sowie ein stark verminderter Kältebedarf, bzw. vollständiger Standort-Lockdown, z.B. bei den Kongresszentren. Die TU-Berlin befand sich zeitweise im Notbetrieb oder war komplett geschlossen. Um dennoch alle Zielstellungen erreichen zu können, wurde eine Verlängerung der Projektlaufzeit genehmigt, Mittel wurden umgewidmet und aufgestockt (durch den Fördermittelgeber sowie die Industrie- und Projektpartner).

## 1.3 Stand der Wissenschaft und Technik

Der wissenschaftliche und technische Stand, auf den aufgebaut wurde, ist stark geprägt durch vorausgegangene Projekte, in denen u.a. effiziente Absorptionskälteanlagen (AKA) und Absorptionswärmepumpen (AWP) im Nennleistungsbereich zwischen ca. 5 und 500 kW Kälte entwickelt wurden und deren Funktionsfähigkeit anhand von Funktionsmustern demonstriert wurden (siehe z.B. [Hempel et al., 2008], [Wobst & Safarik, 2007], [Riepl et al., 2009], [Petersen et al., 2013]).

In den o.g. Projekten und insbesondere bei den Entwicklungen von [Petersen et al., 2013] konnte gezeigt werden, dass

- durch konsequentes Vermeiden von Wärmebrücken und einem neuartigen Design der Wärmeübertrageranordnung hohe COP-Werte von bis zu 0,8 im Lastbereich zwischen 25% und 150% realisierbar sind,
- eine hohe Lastwechselgeschwindigkeit möglich ist (von 25% auf 100% Leistung in weniger als 10 Minuten),
- weite Volumenstrombereiche toleriert werden können (d.h. Betriebsbereitschaft ab 20% im Kaltwasser und ab 5% der nominalen Volumenströme im Heiß- und Kühlwasser),
- hohe Spreizungen im Antrieb für Fernwärmeanwendung von 5 bis 40 K realisierbar sind,
- ein weiter Antriebstemperaturbereich am Anlageneintritt von 55 °C bis 110 °C und hohe Kühlwassertemperaturen am Anlageneintritt von bis zu 45 °C zulässig sind.

Speziell wegen des letzten Punktes werden immer häufiger trockene Rückkühler mit EC-Ventilatoren eingesetzt, die neben einem effizienten Betrieb unter Nennlastbedingungen auch die Möglichkeit zu einer Drehzahlregelung in Teillast bieten.

Es ist jedoch auch sicher, dass einer weiteren technologischen Effizienzsteigerung einstufiger AKA über eine thermische Effizienz von  $\text{COP} \approx 0,8$  (bzw. thermodynamischen Gütegrad größer 90 %) unter Nennlastbedingungen und nur geringem Absinken in Teillast aus theoretischen und wirtschaftlichen Gründen Grenzen gesetzt sind. Damit ist auch die notwendige Antriebswärme  $\dot{Q}_D$  der Anlagen für eine bestimmte Kälteleistung  $\dot{Q}_E$  kaum noch zu verringern, so dass zur Steigerung der Primärenergieeffizienz dem Elektroenergieverbrauch  $W_{KEA}$  von thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen ( $\text{KEA}_{\text{th}}$ ) – dies schließt die Gesamtheit der Installation, inkl. Rückkühlwerk, Pumpen, Speicherschaltungen, Ventilen und sonstiger EMSR Technik ein – eine immer größere Bedeutung zukommt. Zur Beurteilung der Energieeffizienz einer Kälteerzeugungsanlage  $i$  wird häufig der spezifische Elektroenergieverbrauch  $w_{KEA,i}^{\Delta\tau}$  verwendet, der das Verhältnis von verbrauchter Elektroenergie ( $W_{KEA,i}^{\Delta\tau}$ ) zur erzeugten Kältemenge ( $E_{0Ex,i}^{\Delta\tau}$ ) in einem Betrachtungszeitraum  $\Delta\tau$  darstellt. Der Eigenverbrauch der AKA ist i.d.R. vernachlässigbar gering ( $< 5\%$  des gesamten Elektroenergieverbrauchs), wohingegen die Motoren des RKWs i.d.R. die größten Einzelstromverbraucher innerhalb der Kälteerzeugungsanlage darstellen. Übliche Werte liegen zwischen 20% bei Verdunstungskühlern (siehe z.B. [Eicker et al., 2012]) und ca. 60 % bei Trockenkühlern (siehe z.B. [Preisler & Dubisch, 2011]).

Wichtiger als die Verringerung einzelner Anteile ist jedoch die Reduktion des gesamten spezifischen Elektroenergieverbrauchs  $w_{KEA,i}^{\Delta\tau}$  der Kälteerzeugungsanlage  $i$ . Dies gilt sowohl für elektrisch als auch für thermisch angetriebene Kälteerzeugungsanlagen bzw. die aus ihnen zusammengesetzten Systeme.

Von [Biesinger et al., 2013] wurden z.B. im Forschungsprojekt „EnSim“ (FKZ 0327475B) für den monatlichen spezifischen Elektroenergieverbrauch eines konventionellen Kälteerzeugungssystems mit mehreren Kompressionskälteanlagen (KKA) und einer Nennkälteleistung von insgesamt 11 MW Werte von  $w_{KKA}^{\text{mon}} = 0,18 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{kWh}$  im Winter und  $0,25 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{kWh}$  im Sommer gemessen. Durch die Simulation von verschiedenen Regelstrategien mit unterschiedlichen – aber nicht vom Kältebedarf abhängigen – Sollwerten für die Kühlwassertemperatur des RKW  $t_{1Ko}^{\text{set}}$  werden Einsparungen im spezifischen Elektroenergieverbrauch von bis zu 20% gegenüber den gemessenen Werten ausgewiesen. Dabei bleibt allerdings offen, wie groß der Unterschied zwischen den Messwerten und der simulierten Bestandsregelung ist.

Die tatsächlich durch Regelstrategien einer  $\text{KEA}_{\text{th}}$  zu erreichenden Einsparungen hängen jedoch nicht nur von der vorhandenen bzw. als Vergleich herangezogenen Referenzstrategie ab, sondern, wie sich vor allem auch im oben genannten Projekt FakS gezeigt hat, einerseits vom realen Kältebedarf bzw. dem Lastverlauf, andererseits aber auch von dem Zusammenspiel mehrerer Erzeuger, der Betriebsweise gemeinsam genutzter Teilkomponenten (Pumpen, RKW, etc.), sowie den Umschaltvorgängen zwischen den einzelnen Erzeugern und Betriebsarten. Für die einzelne  $\text{KEA}_{\text{th}}$  gilt, dass der Kältebedarf charakterisiert ist durch eine notwendige Kälteleistung  $\dot{Q}_E^{\text{set}}$  auf einem erforderlichen (Nutz-)Temperaturniveau  $t_{EO}^{\text{set}}$ . Die Kombination dieser beiden Anforderungen wird als Lastfall  $(\dot{Q}_E^{\text{set}}, t_{EO}^{\text{set}})$  bezeichnet [Albers, 2019]. Die Entwicklung des Lastfalls als Funktion der Zeit  $\tau$  ergibt den Lastverlauf  $(\dot{Q}_E^{\text{set}}(\tau), t_{EO}^{\text{set}}(\tau))$ . Eine der einfachsten Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung besteht darin, den Kaltwassersollwert  $t_{EO}^{\text{set}}$  bedarfsabhängig zu variieren (z.B. durch Kopplung an die Außenlufttemperatur ähnlich zur Vorlauftemperatur in Heizungssystemen). Denn je geringer der

Temperaturhub (engl. *Lift*) ist – d.h. der Unterschied zwischen mittlerer Kühl- und Kaltwassertemperatur  $\Delta t_L = t_C - t_E$  – umso geringer ist die notwendige Antriebsenergie für eine bestimmte Kälteleistung. Dieser Zusammenhang gilt sowohl für Ab- und Adsorptionskälteanlagen, als auch – in wesentlich stärkerem Maße – für Kompressionskälteanlagen [Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik, 1980], [Alefeld, 1983].

Zur Einstellung der Kälteleistung einer Ab- oder Adsorptionskälteanlage je nach Kältebedarf (d.h. zur Einhaltung der Sollwerte  $\dot{Q}_E = \dot{Q}_E^{set}$  und  $t_{EO} = t_{EO}^{set}$ ), kann neben der Heißwassertemperatur  $t_{Di}$  auch die Kühlwassertemperatur  $t_{Ai}$  geregelt werden [Albers & Ziegler, 2005], [Kühn et al., 2008], [Albers et al., 2009]).

Zusätzlich zur Temperaturregelung können die externen Durchflussmengen von Heiß- und Kühlwasser geregelt werden, um die Kälteleistung je nach Kältebedarf einzustellen und gleichzeitig den Energieverbrauch der Pumpen zu reduzieren [Nocke et al., 2013], [Nienborg et al., 2016]. Der Einfluss veränderlicher Volumenströme auf das Regelungs- und Betriebsverhalten wurde hierzu bereits bei Entwicklung einer 10 kW<sub>0</sub>-Vorläuferanlage zu dem im FAKS-Projekt eingesetzten Absorptionskälteanlagen vom Typ Biene und Hummel experimentell untersucht (siehe z.B. [Petersen et al., 2006]).

Ergänzend dazu wurden im Rahmen des Forschungsprojekts „SolarRück“ (FKZ 0325994 A-C, [Nienborg et al., 2016]) verschiedene Strategien mit variablen Kühlwasservolumenströmen und –temperaturen sowohl für Ab- als auch Adsorptionskälteanlagen vorrangig mit Hilfe von Simulationsrechnungen untersucht. Aus den Simulationsergebnissen des SolarRück-Projektes ergibt sich eine Verringerung des spezifischen Elektroenergiebedarfs gegenüber einer Referenzstrategie (mit On/Off-Schaltung für die Pumpen und konstanter Kühlwassertemperatur) von bis zu 25% [Nienborg et al., 2017]. Bei einer experimentell untersuchten Diffusions-Absorptionskälteanlage wurden im Labor sogar Einsparungen von bis zu 60% ermittelt [Dalibard et al., 2016].

Die Praxiserprobungen der Regelstrategien aus dem SolarRück-Projekt beschränken sich jedoch bisher auf eine spezielle Ammoniak-Wasser-Diffusions-Absorptionskälteanlage (AbKA) im Labor der HfT-Stuttgart sowie eine Adsorptionskälteanlage (AdKA) im „Solarturm“ einer Gewerbeschule in Freiburg [Nienborg et al., 2016]. Die Regelung der AbKA erfolgt dabei über das im wissenschaftlichen Bereich weit verbreitete Programm LabVIEW, das aber im Bereich der professionellen bzw. gewerblichen Gebäudeautomation kaum zum Einsatz kommt. Bei der AdKA (ebenfalls über LabVIEW geregelt) war bisher nur eine versuchsweise Implementierung der neuen Betriebsführungsstrategie möglich. Außerdem sind für die Berücksichtigung der Volumenstromabhängigkeit in der Leistungscharakteristik zu jeder AbKA bzw. AdKA anlagenspezifische Regressionsgleichungen notwendig, zu denen vorab eine mehrmonatige Messkampagne mit wissenschaftlicher Auswertung vorgenommen werden musste. Zudem kann durch die ermittelten Korrelationen nur die Variation des Kühlwassers berücksichtigt werden (siehe [Dalibard et al., 2016], [Nienborg et al., 2016]). Für die Anwendung und Übertragung einer Regelstrategie beim Heiß- bzw. Kaltwasservolumenstrom müssen zunächst weitere Versuche mit Auswertung und Bestimmung neuer Regressionsgleichungen durchgeführt werden.

Bei den bisher genannten Untersuchungen und Veröffentlichungen wird i.d.R. jeweils nur eine Kälteanlage mit einem ihr direkt zugeordneten RKW betrachtet. Im Bereich konventioneller Kältesysteme, häufig Kompressionskältesysteme, ist dagegen das „load sharing“ zwischen mehreren KKA und mehreren RKW bereits weit verbreitet [Manske et al., 2002], [Yang et al., 2015]. Zur Regelung und Energieeffizienz von Kälteerzeugungssystemen mit Absorptionskälteverbundanlagen (d.h. mehreren, hydraulisch hintereinander geschalteten AKA) liegen aber bisher kaum Erfahrungen vor. Sowohl [Underwood et al., 2015] als auch [Conte et al., 2016] behandeln zwar das Zusammenspiel

von einer AKA mit einer KKA zur Kühllastdeckung. Ein Verbund aus mehreren AKA wird aber durch die ermittelten Strategien für die AKA-KKA-Lastverteilung zur Betriebskostenminimierung bzw. Effizienzmaximierung nicht abgedeckt. Im FAKS-Projekt wurden in mehreren Liegenschaften Absorptionskälteverbundanlagen (kurz: AKA-Verbund) errichtet, aber bisher durch die Betreiber kaum in der Verbundschaltung genutzt.

## 1.4 Zusammenarbeit mit Projektpartnern

In diesem Abschnitt werden die Partner des ReKS-Projektes kurz vorgestellt. Die Firma W. Baelz & Sohn GmbH & Co. hatte die untersuchten Absorptionskälteanlagen mit ihrer Tochter BS Nova Apparatebau GmbH hergestellt; die Anlagen werden Biene (Nennleistung 50 kW) und Hummel (Nennleistung 160 kW) genannt (siehe Abbildung 1-1). Die Anlagenentwicklung war vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz gefördert worden (EnEff: Wärme – Absorptionskälte-technik für Niedertemperaturantrieb; Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung; FKZ 0327460A/B).



Abb. 1-1: Absorptionskälteanlage Typ Biene (rechts) und Typ Hummel (links).

Weitere Partner sind die Liegenschaften, in denen die Kälteerzeugungssysteme untersucht wurden. Abbildung 1-2 gibt einen Überblick zur regionalen Lage der Liegenschaften und in Tabelle 1-1 ist eine Übersicht und Zuordnung der Akronyme enthalten.

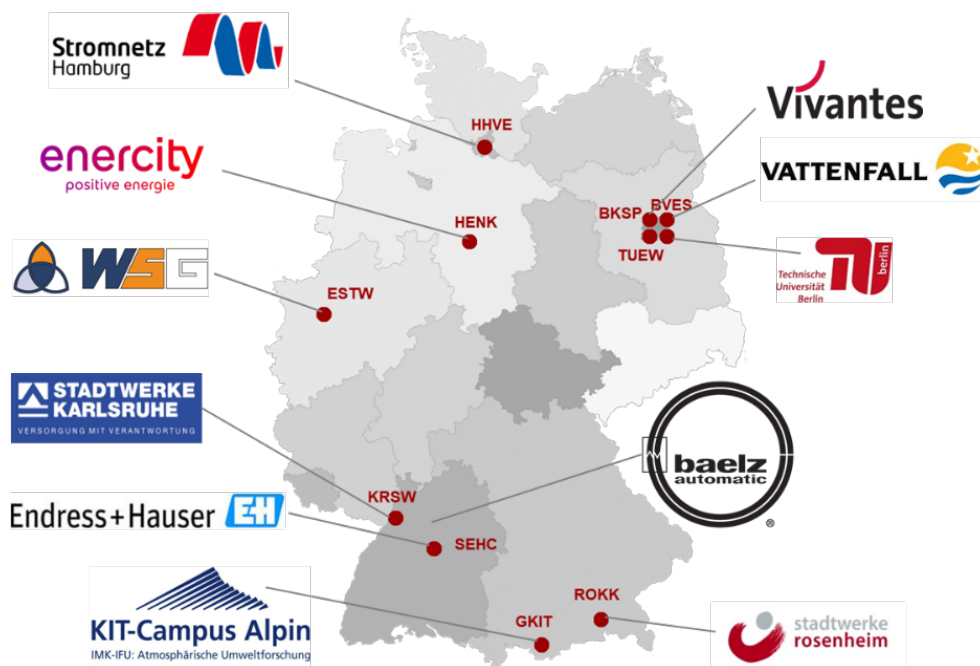


Abb. 1-2: Projektpartner und Liegenschaften im ReKs-Projekt.

Tab. 1-1: Übersicht zu den Liegenschaften.

Liegenschafts-akronym	Beschreibung	Projektpartner
BKSP	Berlin, Krankenhaus Spandau	Vivantes Service GmbH
BVES	Berlin, Vattenfall Europe Syringenplatz	Vattenfall Europe Wärme AG
ESTW	Essen, Büro- und Prüfstandkühlung	WSG Wärmezähler-Service GmbH
GKIT	Garmisch, Forschungseinrichtung	Karlsruhe Institut of Technology
HENK	Hannover, Enercity Kongresszentrum	Stadtwerke Hannover AG
HHVE	Hansestadt Hamburg Vattenfall Europe	Stromnetz Hamburg GmbH
KRSW	Karlsruhe, Stadtwerke	Stadtwerke Karlsruhe GmbH
ROKK	Rosenheim, Kultur und Kongresszentrum	Stadtwerke Rosenheim GmbH & Co KG
SEHC	Stuttgart, Endres+Hauser Conducta	Endress+Hauser Conducta GmbH & Co KG
TUEW	Berlin, Forschungseinrichtung	TU Berlin

**BKSP** Im Vivantes-Krankenhaus in Berlin-Spandau sind zwei AKA vom Typ Hummel zur Kälteversorgung von medizinischen Großgeräten und klimatisierten Raumgruppen in das vorhandene Kältenetz des Krankenhauses integriert worden. Angetrieben werden die AKA durch die Abwärme aus bis zu drei BHKWs, die bisher wegen fehlender Wärmeabnahme im Sommer nur im Winter zur Heizungsunterstützung genutzt werden konnten. Die Wärmeabfuhr aus den AKAs erfolgt über trockene Rückkühlwerke.

Anfang Dezember 2019 wurde die Kälteerzeugerzentrale in Haus 22, in dem auch die hier untersuchten AKA vom Typ Hummel installiert sind, hydraulisch vom Kältenetz getrennt, um eine umfassende Sanierung durchzuführen. Es wurde eine zusätzliche Kompressionskälteanlage installiert und die Möglichkeit zur freien Kühlung geschaffen. Obwohl durch den Betreiber eine Wiederinbetriebnahme der AKAs für Mai/Juni 2020 avisiert worden war, konnten die AKAs bis zum Projektende nicht wieder betrieben werden.

- BVES Im Rahmen des Forschungsvorhabens EnEff Wärme: Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb – Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung (FKZ 0327460B, [Petersen et al., 2013]) wurde 2010 eine neu entwickelte Absorptionskälteanlage vom Typ FM050V0.2 zur Kühlung des Bürokomplexes am Syringenplatz (heute Weingarten) installiert. Dabei wurde das Heizungssystem durch den Austausch von Plattenheizkörpern gegen Umluftkonvektoren so umgebaut, dass mit dem bestehenden Rohrleitungsnetz ein durchgehender Kühl- und Heizbetrieb möglich ist.

Im anschließenden Forschungsvorhaben EnEff Wärme: Feldtest Absorptionskälteanlagen für KWKK-Systeme (FKZ 03ET1171(A-D), [Petersen et al., 2019]) erfolgte ein Umbau der Absorptionskälteanlage (AKA) zu einem Absorptionswärmewandler (AWW). Im Heizwärmepumpenbetrieb ist es mit dem AWW möglich die Fernwärmerücklauftemperatur weit unter die unter Nutzttemperatur des Heizungssystems auszukühlen. Damit könnte die Kapazität des Fernwärmenetzes um bis zu 20% gesteigert sowie das Temperaturniveau im FW-Netz gesenkt werden. Mangels eigenen Personals entschied der Betreiber sich aber dazu, die Anlage ab Winter 2021/22 nicht mehr im Heizwärmepumpenbetrieb laufen zu lassen.

- ESTW Im Rahmen von Umbaumaßnahmen der hydraulischen Infrastruktur wurde in der Liegenschaft der Wärmezähler Service Gesellschaft eine Absorptionskälteanlage vom Typ Biene installiert. Die bislang zur Gebäude- und Versuchsstandkühlung eingesetzte Kompressionskälte ist als redundante Kälteversorgung und zur Spitzenlastdeckung erhalten geblieben.

Der Kaltwasserkreis der Absorptionskälteanlage ist weiter parallel aufgeteilt in den Kälteerzeuger Absorptionskälteanlage und Freikühlbetrieb. Beide Kälteerzeuger werden über eine gemeinsame Kaltwasserpumpe versorgt. Der Rückkühlkreis erlaubt bei geringen Außentemperaturen die direkte Kühlung des Kaltwassers über einen Plattenwärmeübertrager d.h. ohne Betrieb der AKA. Bei höheren Umgebungstemperaturen gibt die GLT den Absorptionskältebetrieb und/oder den Kompressionskälteanlagenbetrieb frei.

- GKIT Im bestehenden Gebäude eines Forschungsinstitutes sollte die Energieversorgung modernisiert werden. Zur Reduktion der Energieträger Strom und Gas und Optimierung der Energieflüsse wird ein BHKW zur Strom- und Wärmeerzeugung eingesetzt. Für die Kälteversorgung des Rechenzentrums wurde eine Absorptionskälteanlage (AKA) vom Typ Hummel installiert. Die bestehenden Kompressionskälteanlagen (KKA) wurden als Redundanz behalten. Die Abwärme des BHKW dient dabei als Antriebswärme für die Absorptionskälteanlage und zur Heizung des Bestandsgebäudes, wenn die Umgebungstemperaturen erlauben das RKW der AKA zur freien Kühlung einzusetzen. Da der wesentliche Anteil der Kälte zur Serverkühlung eingesetzt wird, blieb der Bedarf auch in der Pandemie erhalten.

HENK Für eine klimafreundliche Kälteversorgung von ca. 50 Veranstaltungsräumen wurde die Kältezentrale im HANNOVER CONGRESS CENTRUM (HCC) im Jahr 2014 umgebaut. In Ergänzung zu einer Bestands-AKA (mit ca. 800 kW<sub>0</sub> Kälteleistung) wurde eine Kompressionskälteanlage (ca. 1200 kW<sub>0</sub> Kälteleistung) und eine Absorptionskälteanlage vom Typ Hummel installiert. Dadurch kann über weite Zeiträume (d.h. außerhalb von Veranstaltungen mit nur geringe Last von oftmals weniger als 80 kW) eine deutlich effizientere Lastdeckung erfolgen. Die Rückkühlung der AKA vom Typ Hummel erfolgt über ein zweikreisiges berieseltes Bestandsrückkühlwerk mit Wasser-Glykol-Gemisch im Sekundärkreis. Innerhalb der Projektlaufzeit von FAKS wurde durch den Betreiber *energity* aus Effizienzgründen ein Frequenzumrichter zur stufenlosen Drehzahlregelung des RKW-Ventilators nachgerüstet.

HHVE In Hamburg Bramfeld wurde im Jahr 2015 durch die VATTENFALL EUROPE DISTRIBUTION GMBH das aus sechs Kompressionskälteanlagen bestehende Kälteversorgungssystem für ein Rechenzentrum um zwei Absorptionskälteanlagen vom Typ Hummel erweitert. Bei der Kühlung des Rechenzentrums wird das Prinzip der freien Kühlung, d.h. die Abfuhr der Kühltlasten ohne Betrieb von Kälteanlagen (AKA, KKA), allein durch Betrieb von Rückkühlwerken (RKW) über einen größtmöglichen Betriebszeitraum genutzt. Im Laufe des Projektes sind die Betriebsverantwortung und Kooperationsbereitschaft von der STROMNETZ HAMBURG GMBH als neue Eigentümerin der Anlagen übernommen worden.

KRSW In Karlsruhe wird eine durch Fernwärme angetriebene Absorptionskälteanlage vom Typ Biene zur Kälteversorgung eines kombinierten Büro- und Werkstattgebäudes auf einem Kraftwerksgelände genutzt. Im Vorfeld des Projektes existierte hier keine Kälteversorgung. Die Wärme zum Betrieb der AKA wird über eine direkte Fernwärme-Station bereitgestellt, die Wärmeversorgung des Gebäudes erfolgt über eine indirekte Station. Die Verteilung der Kälte erfolgt durch ein neu installiertes Kälteverteilnetz und die Kälteübergabe an die Räume über neu installierte Deckensegel. Im Winter besteht kein Kältebedarf, die Kälteerzeugungsanlage wird dann komplett abgeschaltet. Der Lastverlauf in Klimatisierungsanwendungen ist typischerweise von starken – vor allem tageszeitlichen – Schwankungen bzw. von einem deutlichen sich abzeichnenden Spitzenlastbereich mit geringem Grundlastanteil geprägt. Um die Zielstellung „hohe elektrische Effizienz“ für die Liegenschaft KRSW erreichen zu können, sind zur Deckung der mittäglichen Lastspitzen entsprechend dimensionierte Speicher vorgesehen, die nachts geladen werden, wenn sowohl die Rückkühlbedingungen günstiger sind und auch zeitgleich geringe Kältelasten auftreten.

Eine im Herbst 2019 begonnen Planung zur Erweiterung der Kälteversorgung im Kraftwerk Karlsruhe konnte in 2020 pandemiebedingt nicht wie geplant umgesetzt werden. Im Jahresverlauf 2021 wurde die Fertigstellung erst auf Sommer und Herbst, später dann nach 2022 verschoben. Ende 2021 verließ der verantwortliche Mitarbeiter das Unternehmen. Ein neuer Fertigstellungstermin ist bis Redaktionsschluss zu diesem Bericht noch nicht benannt worden.

ROKK Das Kultur- und Kongresszentrum in Rosenheim wurde bislang mit konventionellen Kompressionskälteanlagen klimatisiert. Diese wurden durch zwei Absorptionskälteanlagen vom Typ Hummel ersetzt. Zur Spitzelastabdeckung ist eine vierstufige Kompressionskälteanlage installiert. Alle drei Erzeuger werden über ein gemeinsames trockenes RKW rückgekühlt. Da das Kultur- und Kongresszentrum bereits an das Fernwärmenetz der Stadtwerke Rosenheim (SWRO) angebunden ist, bietet es sich an den KWK-Anteil in den Sommermonaten über Wärmenutzung zur Klimatisierung mittels Absorptionskälteanlagen zu erhöhen. Die SWRO, als Betreiber der Kältezentrale, möchten zeigen, dass bestehende



herkömmliche Klimatisierungsanlagen durch umweltschonende und energieeffiziente Anlagen ersetzt werden können, ohne in das Bestandsgebäude mit den teilweise integrierten Kühlflächen einzugreifen. Bei der Kombination mit Fernwärme liegt ein Fokus aus Sicht des Betreibers auf eine erhöhte Rücklaufabkühlung sowie einer damit verbundenen hohen Fernwärmespreizung.

**SEHC** Zur Erhöhung des KWK Anteils an der Eigenstromerzeugung wurde beim Industriepartner ENDRESS+HAUSSER CONDUCTA im Jahr 2014 eine Absorptionskälteanlage vom Typ Hummel in das bestehende Kalt- und Kühlwassernetz eines Verwaltungs- und Produktionsgebäudes integriert. Durch die Nutzung der Abwärme aus der bestehenden BHKW-Anlage als Antriebswärmequelle für die AKA sollte so eine Laufzeiterhöhung von ca. 3000 h/a auf ca. 5000 h/a erreicht werden. In dem Kälteversorgungssystem sind außerdem zwei Kompressionskälteanlagen vorhanden, die das gleiche Rückkühlwerk wie die AKA nutzen.

**TUEW** Zur Kaltwasserversorgung der Labore im EW-Gebäude der TU Berlin wurde im Jahr 2015 eine neue Kältezentrale in Betrieb genommen. Diese besteht aus einer Absorptionskälteanlage vom Typ Hummel mit einer Auslegungsleistung von ca. 80 kW sowie einer Absorptionskälteanlage vom Typ Biene mit einer Auslegungsleistung von ca. 30 kW. Kühlwasserseitig sind beide AKA an ein bestehendes Kühlwassernetz und parallel zu weiteren Kompressionskälteanlagen eines anderen Kaltwassernetzes angeschlossen. Das zentrale Kühlwassernetz wird über zwei offene Verdunstungsrückkühler auf dem Gebäudedach rückgekühlt. Kann die Kältelast nicht ausreichend durch die beiden AKAs gedeckt werden, wird eine der beiden vierstufigen Kompressionskälteanlagen (die das gleiche Kaltwassernetz versorgen) stufenweise hinzugeschaltet.

Die Kälteerzeugungssysteme wurden im Rahmen des vorangegangenen Forschungsprojektes FAKS (Feldtest Absorptionskälteanlagen für KWKK-Systeme) errichtet. Eine ausführliche Systembeschreibung inkl. der hydraulischen Schemata ist in [Petersen et al., 2019] zu finden.

## **1.5 Autorenüberblick**

Für diesen Bericht zeichnen verantwortlich:

Jan Albers, Stefan Petersen, Walter Hüls Guido, Carsten Hausherr, Felix Ziegler

Die Endredaktion lag in den Händen von Jan Albers und Felix Ziegler.

## 2 Grundlagen

Üblicherweise setzen sich Kälteversorgungssysteme (KVS) aus mehreren Verbrauchern (z.B. Kühldecken, Umluftkühlgeräten in Serverräumen, Raumluftkonvektoren in Besprechungsräumen und/oder Kühlregistern in RLT-Anlagen), einem hydraulischen Verteilungssystem ggf. mit Kältespeicher(n) sowie einem Kälteerzeugungssystem (KES) mit einer oder mehreren Kälteerzeugungsanlagen (KEA) zusammen. In Abb. 2-1 ist hierzu ein vereinfachtes Schema mit Kälteverbrauchern (unten) und einem Kälteerzeugungssystem (oben) dargestellt. Das Kälteerzeugungssystem (KES) setzt sich aus elektrisch und thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen (KEA<sub>el</sub> bzw. KEA<sub>th</sub>) zusammen. Kältespeicher werden ebenfalls zu den Kälteerzeugern gezählt, obwohl sie im Beladebetrieb eher einen (zusätzlichen) Verbraucher darstellen, aber im Entladebetrieb einen Erzeuger unterstützen bzw. sogar (zeitweise) ersetzen können.

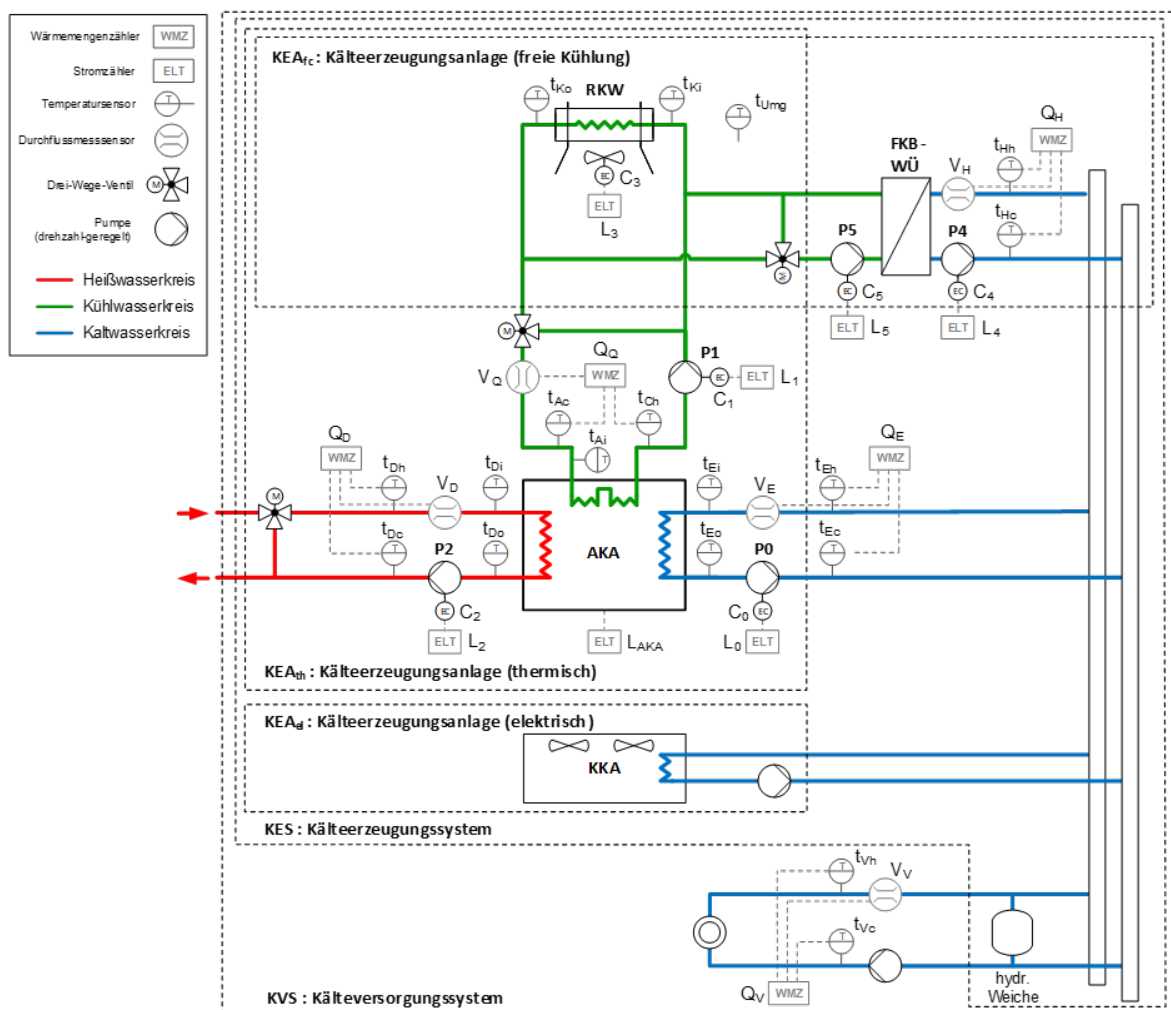


Abb. 2-1: Vereinfachtes R&I-Schema und Bilanzkreise in einem Kälteversorgungssystem (KVS) bestehend aus Kälteverbrauchern und Kälteerzeugersystem (KES) mit drei verschiedenen Kälteerzeugungsanlagen (KEA):

- KEA zur freien Kühlung (KEA<sub>fc</sub>) z.B. über Trockenrückkühlwerk (RKW),
- KEA thermisch angetrieben (KEA<sub>th</sub>) z.B. mit Absorptionskälteanlage (AKA),
- KEA elektrisch angetrieben (KEA<sub>el</sub>) z.B. mit Kompressionskälteanlage (KKA).

In diesem Grundlagenkapitel werden zunächst im Abschnitt 2.1 mit den Regelungsebenen und Betriebsarten wichtige Begriffe bei der Entwicklung von Regelstrategien für Kälteerzeugungssysteme eingeführt. Anschließend erfolgt in Abschnitt 2.2 die Einführung von Kennzahlen, die in Abschnitt 2.3 zur Untersuchung von primär- und elektroenergieoptimierten Regelstrategien verwendet werden. In Abschnitt 2.4 wird schließlich die verwendete MSR-Technik beschrieben und in Abschnitt 2.5 werden die Modelle für die Komponenten vorgestellt, aus denen sich Kälteerzeugungssysteme zusammensetzen.

## 2.1 Regelungsebenen und Betriebsarten

Für die kombinierte Entwicklung von Anlagen- und Systemregelstrategien war es hilfreich zwischen drei Regelungsebenen zu unterscheiden:

- Komponenten-Regelung
- Anlagen-Regelung
- System-Regelung

Bei der Komponenten-Regelung wird jede einzelne Komponente separat betrachtet. Also z.B. die Drehzahlregelung einer Pumpe oder eines Rückkühlwerks oder auch die (interne) Regelung einer Absorptionskälteanlage. Für die Komponentenregelung gab es keine wissenschaftliche Zielstellung im ReKs-Projekt.

Auf Ebene der Anlagen-Regelung werden mehrere Komponenten zu einer Kälteerzeugungsanlage (KEA) zusammengefasst und die zugehörige Antriebsart für den Kälteprozess in den Index gestellt. Bei Anlagen mit thermisch angetriebenem Kälteprozess (z.B. Ab- oder Adsorptionskälteanlagen, AKA) wird die Zusammenfassung der Kälteanlage mit Kalt-, Kühl- und Heißwasserpumpe (P0, P1 und P2) sowie dem Rückkühlwerk als  $KEA_{th}$  bezeichnet. Bei Anlagen mit elektrisch angetriebenem Kälteprozess (z.B. Kompressionskälteanlagen, KKA) wird die Zusammenfassung der Kälteanlage mit Kalt-, und Kühlwasserpumpe sowie dem Rückkühlwerk als  $KEA_{el}$  bezeichnet. Bei Anlagen mit Kältebereitstellung ohne Kälteprozess über ausreichend niedrige Umgebungstemperaturen (freie Kühlung) wird die Zusammenfassung des Rückkühlwerks mit Kühl- und Kaltwasserpumpe (P4 und P5) als  $KEA_{fc}$  bezeichnet. Synonym zur Anlagen-Regelung wird daher auch der Begriff KEA-Regelung verwendet.

Die Anlagen-Regelung ist der Komponenten-Regelung übergeordnet. Durch die Anlagen-Regelung werden einzelne Komponenten angefordert oder freigegeben und je nach Komplexität werden den Komponenten z.B. konstante oder variable Sollwerte, Mindestlaufzeiten etc. von der Anlagen-/KEA-Regelung übergeben. Auf Ebene der Anlagen-Regelung wurde im ReKs-Projekt eine modellbasierte Mehrgrößenregelung aus dem vorangegangenen FAKS-Projekt weiterentwickelt.

Die System-Regelung wiederum ist der Anlagen-Regelung übergeordnet. Je nach Komplexität bzw. *Know-How* in der System-Regelung werden die einzelnen Kälteerzeugungsanlagen freigegeben bzw. angefordert. Dies kann z.B. über temperatur-, leistungs- oder effizienzabhängige Folgeschaltungen geschehen. Die Neuentwicklung von Systemregelungsstrategien stand im Zentrum der Forschungsarbeiten im ReKs-Projekt.

In Ergänzung zu der zuvor genannten anlagen- bzw. regelungstechnischen Unterscheidung kommt eine logische Unterscheidung zwischen verschiedenen Betriebsarten hinzu. Es wird unterschieden in:

- FKB Freikühlbetrieb, die Kälteerzeugung findet mit  $KEA_{fc}$  statt.
- AKB Absorptionskältebetrieb, die Kälteerzeugung findet mit  $KEA_{th}$  statt.
- KKB Kompressionskältebetrieb, die Kälteerzeugung findet mit  $KEA_{el}$  statt.
- MKB Mischkältebetrieb, parallel bzw. in Ergänzung zum FKB ist eine  $KEA_{th}$  oder  $KEA_{el}$  in Betrieb.

Zur Einstellung einer Betriebsart in einem Kälteerzeugungssystem kann es notwendig sein, weitere Komponenten (wie z.B. Pumpen, Ventile, Klappen) zu regeln oder anzusteuern, die keiner Kälteerzeugungsanlage zugeordnet werden können. Mit Betriebsart wird ein logischer Zustand bzw. ein logischer Weg durch ein SPS-Programm bezeichnet. Betriebsartwechsel werden auf Basis energieaufwandsoptimierter Folgeschaltungen für verschiedene Kälteerzeugungsanlagen durch die in ReKs entwickelte Systemregelung herbeigeführt.

## 2.2 Kennzahlen

Ziel der Entwicklung von energieaufwandsoptimierten Regelstrategien für Kälteversorgungssysteme ist es entweder den Primärenergiebedarf (PE) oder den notwendigen Bedarf an Elektroenergie (EE) zu minimieren. Als Kennzahlen werden der spezifische Primärenergiebedarf  $\pi$  und der spezifische Elektroenergiebedarf  $w$  verwendet. Während im spezifischen Elektroenergiebedarf nur der elektrische Aufwand zur Kälteerzeugung berücksichtigt wird, umfasst der spezifische PE-Bedarf sowohl den elektrischen, als auch den thermischen Aufwand). Der PE-Aufwand für den thermischen Teil des Systems ist aber, anders als der PE-Aufwand für den elektrischen Teil, lokal sehr unterschiedlich. Ziel des ReKs-Projektes war es, gute Konzepte und Beispiele für Regelungsstrategien zu entwickeln, die sich gut übertragen lassen. Daher sollte der jeweilige lokale Hintergrund einer Installation und die Folgen für die energetische Bewertung gesondert betrachtet werden, weswegen hier beide Kenngrößen  $\pi$  und  $w$  erläutert werden.

In Abhängigkeit von der betrachteten Regelungsebene wird außerdem zwischen den momentanen Größen ( $\dot{\pi}_{KEA}$ ,  $\dot{w}_{KEA}$ ) und den über die Zeit integrierten Größen ( $\pi_{KES}$ ,  $w_{KES}$ ) des spezifischen Primär- und Elektroenergiebedarfs einer einzelnen Kälteerzeugungsanlage bzw. des gesamten Kälteerzeugungssystems unterschieden (siehe Tab. 2-1).

Tab. 2-1: Momentane und integrierte Kennzahlen für die Anlagen- und Systemregelung

Strategie	Momentane Kenngrößen (für Anlagenregelung)	Integrierte Kenngrößen (für Systemregelung)
EE-optimiert	Spez. Strombedarf $\dot{w}_{KEA}$	Spez. Elektroenergiebedarf $w_{KES}$
PE-optimiert	Spez. Primärleistungsbedarf $\dot{\pi}_{KEA}$	Spez. Primärenergiebedarf $\pi_{KES}$

Bei der Anlagenregelung steht die Minimierung der momentanen Größen im Vordergrund, d.h. durch die Regelung wird versucht zu jedem Zeitpunkt in dem sich eine Kälteerzeugungsanlage (KEA) in Betrieb befindet die Größe  $\dot{\pi}_{KEA}$  bzw.  $\dot{w}_{KEA}$  zu minimieren.

$$\begin{aligned}
 \dot{\pi}_{KEA} &= \frac{\dot{f}_{th} \cdot \dot{Q}_{2,KEA} + \dot{f}_{el} \cdot L_{KEA}}{\dot{Q}_{0,KEA}} \\
 &= \frac{\dot{f}_{th} \cdot \dot{Q}_{2,KEA} + \dot{f}_{el} \cdot (L_{RKW} + L_{HeWaPu} + L_{KüWaPu} + L_{KaWaPu})}{\dot{Q}_{0,KEA}}
 \end{aligned}
 \tag{2-1}$$

$$\dot{w}_{KEA} = \frac{L_{KEA}}{\dot{Q}_{0,KEA}} = \frac{(L_{RKW} + L_{HeWaPu} + L_{KüWaPu} + L_{KaWaPu})}{\dot{Q}_{0,KEA}} \quad (2-2)$$

Im Unterschied zum spezifischen Primärenergiebedarf einer Kälteerzeugungsanlage  $\pi_{KEA}$  ergibt sich der spezifische Primärleistungsbedarf  $\dot{\pi}_{KEA}$  aus der momentanen thermischen Antriebsleistung  $\dot{Q}_{2,KEA}$  und der gleichzeitig notwendigen elektrischen Leistung  $L_{KEA}$  (gewichtet mit dem jeweiligen, momentanen Primärenergiefaktor  $\dot{f}_{th}$  bzw.  $\dot{f}_{el}$ , die auch als Primärleistungsfaktoren oder zeitvariable Primärenergiefaktoren bezeichnet werden), mit Bezug auf die momentan erzeugte Kälteleistung  $\dot{Q}_{0,KEA}$ . Der spezifische Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  resultiert dagegen aus der momentanen Leistung aller Elektroenergieverbraucher, die zum Betrieb der Kälteerzeugungsanlage sowie der Hilfsaggregate notwendig sind mit Bezug auf die momentan erzeugte Kälteleistung  $\dot{Q}_{0,KEA}$ .

Bei der Systemregelung steht die Minimierung der integrierten Größen im Vordergrund, d.h. durch die Regelung wird versucht innerhalb eines bestimmten Zeitraums (z.B. eines Tages) in dem sich das Kältesystem in Betrieb befindet die Größe  $\pi_{KES}$  bzw.  $w_{KES}$  zu minimieren. Die erreichbaren Werte für  $\pi_{KES}$  bzw.  $w_{KES}$  lassen sich z.B. durch eine geschickte, Außentemperaturabhängige Einstellung von Betriebsarten (z.B. Freikühlbetrieb (FKB), Absorptionskältebetrieb (AKB) und/oder Kompressionskältebetrieb (KKB)) sowie durch Speichernutzung beeinflussen.

$$\pi_{KES} = \frac{\Pi_{KES}}{E_{0,KES}} = \frac{f_{th} \cdot E_{2,KES} + f_{el} \cdot W_{KES}}{E_{0,KES}} \quad (2-3)$$

$$w_{KES} = \frac{W_{KES}}{E_{0,KES}} \quad (2-4)$$

Der spezifische Primärenergiebedarf des Systems  $\pi_{KES}$  ergibt sich dabei aus dem Primärenergiebedarf aller Kälteerzeuger  $\Pi_{KES}$  bezogen auf die im Betrachtungszeitraum erzeugte Kältemenge aller Kälteerzeuger im System,  $E_{0,KES}$ . Der Primärenergiebedarf des Kälteerzeugungssystems  $\Pi_{KES}$  setzt sich zusammen aus der thermischen Antriebsenergie  $E_{2,KES}$  (d.h. der Summe aller thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen) gewichtet mit dem Primärenergiefaktor für (Fern-)Wärme  $f_{th}$  und der elektrischen Antriebsenergie  $W_{KES}$  (d.h. der Summe aller elektrisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen sowie aller zusätzlich notwendigen Hilfsaggregate wie z.B. Rückkühlwerke und Versorgungspumpen) gewichtet mit dem Primärenergiefaktor für Elektroenergie  $f_{el}$ .

Der spezifische Elektroenergiebedarf  $w_{KES}$  berücksichtigt dagegen den zum Betrieb notwendigen Elektroenergieverbrauch aller thermisch und elektrisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen sowie Hilfsaggregate mit Bezug auf die im Betrachtungszeitraum erzeugte Kältemenge aller Kälteerzeuger,  $E_{0,KES}$ . Für die EE-optimierten Systemregelstrategien stellt  $w_{KES}$  die zu minimierende Kennzahl dar und für PE-optimierte Systemregelstrategien  $\pi_{KES}$ .

Die Systemregelstrategien (mit dem Ziel der  $\pi_{KES}$ - bzw.  $w_{KES}$ -Minimierung) sind den Anlagenregelstrategien (mit dem Ziel der  $\dot{\pi}_{KEA}$ - bzw.  $\dot{w}_{KEA}$ -Minimierung) einerseits übergeordnet. Denn nur wenn die Systemregelung z.B. die Betriebsart AKB freigibt, kann die Anlagenregelung ihr Potential (z.B. durch gleichzeitige Regelung der Heiß- und Kühlwassertemperatur sowie aktiver Regelung der Volumenströme) entfalten. Andererseits beeinflusst die tatsächlich erreichte Energieeffizienz des Anlagenbetriebs (d.h. der über die Zeit integrierte Verlauf von  $\dot{\pi}_{KEA}$  bzw.  $\dot{w}_{KEA}$  für alle Kälteerzeugungsanlagen) die tatsächlich erreichte Systemeffizienz (ausgedrückt durch  $\pi_{KES}$  bzw.  $w_{KES}$ ). D.h. die Systemregelung ist der Anlagenregelung zwar übergeordnet, aber die Güte der Systemregelung ist abhängig von der Güte der Anlagenregelung(en).

Mit Hilfe der eingeführten Kennzahlen wird im Folgenden der Unterschied zwischen primär- und elektroenergieoptimierten Regelstrategien näher betrachtet.

## 2.3 PE- und EE-optimierte Regelstrategien

In Voruntersuchungen zu energieaufwandsoptimierten Regelstrategien hat sich gezeigt, dass die Unterschiede der PE- und EE-optimierten Strategien zumindest bei der Anlagenregelung gering sind. D.h. die Regelung auf ein Minimum im spezifischen Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  führt unter Berücksichtigung der praktisch verfügbaren Informationen zu den Primärenergiefaktoren auch zu einem minimalen spezifischen Primärleistungsbedarf  $\dot{\pi}_{KEA}$ .

Der spezifische Primärleistungsbedarf  $\dot{\pi}_{KEA}$  setzt sich nach Gleichung (2-1) aus dem thermisch bedingten Anteil  $\dot{\pi}_{KEA}^{th} = \dot{f}_{th} \cdot \dot{Q}_{2,KEA} / \dot{Q}_{0,KEA} = \dot{f}_{th} / COP_{KEA}$  und dem elektrisch bedingten Anteil  $\dot{\pi}_{KEA}^{el} = \dot{f}_{el} \cdot L_{KEA} / \dot{Q}_{0,KEA} = \dot{f}_{el} \cdot \dot{w}_{KEA}$  zusammen. Die Höhe der beiden Anteile variiert mit den anzusetzenden PE-Faktoren und dem thermischen bzw. elektrischen Teillastverhalten der Kälteerzeugungsanlage (ausgedrückt durch  $COP_{KEA}$  bzw.  $\dot{w}_{KEA}$ ).

Zur Erläuterung der geringen Unterschiede zwischen PE- und EE-optimierten Strategien bei der Anlagenregelung sind in Abb. 2-2 drei Fälle gegenübergestellt: Auf der linken Seite wurden die Kennzahlen des Basisfalls (d.h. bei PE-Faktor  $\dot{f}_{th} = 0,7$  und ohne Reduktionsfaktor für den Leistungsbedarf im RKW, d.h.  $r_{el} = 1,0$ ) mit den Kennzahlen im Falle eines niedrigeren PE-Faktors für die Antriebswärme von  $\dot{f}_{th} = 0,3$  verglichen. Auf der rechten Seite ist in beiden Fällen  $\dot{f}_{th} = 0,7$ , aber für das RKW wurde im Vergleich zum Basisfall ein um 90 % geringerer Leistungsbedarf im Nennlastpunkt verwendet (d.h.  $r_{el} = 0.1$ ). Die Ergebnisse für den Basisfall sind mit durchgezogenen Linien dargestellt und die der Vergleichsfälle mit strichpunktierten Linien.

Alle Kennzahlen sind für den gleichen Lastfall ( $\dot{Q}_E^{set} = 95 \text{ kW}$ ;  $t_{EO}^{set} = 11 \text{ °C}$ ) bei einer KEA<sub>th</sub> bestehend aus einer AKA vom Typ *Hummel* mit einem RKW ähnlich demjenigen in der Liegenschaft GKIT sowie drei typischen Versorgungspumpen im Heiß-, Kühl- und Kaltwasser berechnet worden. Als verfügbare Antriebstemperatur wurde  $t_{Di} = 80 \text{ °C}$  verwendet und dazu (bei konstanter Umgebungstemperatur  $t_U = 20 \text{ °C}$ ) die Kühlwassereintrittstemperatur  $t_{Ai}$  und der Kühlwasservolumenstrom  $\dot{V}_Q$  gleichzeitig so geregelt, dass der Lastfall gedeckt wird. Bei niedrigem  $t_{Ai}$  ist der notwendige Leistungsbedarf im RKW aufgrund der niedrigen Temperaturdifferenz zur Umgebung hoch, dafür aber der notwendige Kühlwasservolumenstrom  $\dot{V}_Q$  niedrig. Bei hohem  $t_{Ai}$  ist es umgekehrt. Aus dem gegenläufigen Leistungsbedarf für RKW und KüWa-Pumpe ergibt sich in allen Fällen eine optimale Kühlwassertemperatur, bei der der spezifische Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  bzw. der elektrische Anteil  $\dot{\pi}_{KEA}^{el}$  minimal wird. Diese Temperaturen sind in Abb. 2-2 links und rechts durch gestrichelte Linien gekennzeichnet.

Die Regelung des Kühlwasservolumenstroms hat aber nicht nur Einfluss auf den Leistungsbedarf der Versorgungspumpen und des Rückkühlwerks sondern auch auf die thermische Effizienz der AKA. Diese Effekte sind jedoch i.A. gering, so dass der Verlauf des thermisch bedingten Primärleistungsbedarfs  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}$  als nahezu konstant erscheint. Zur Verdeutlichung des tatsächlich abnehmenden Anteils mit steigendem  $t_{Ai}$  bzw. steigendem  $\dot{V}_Q$  ist in Abb. 2-2 links für  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}(\dot{f}_{th} = 0,7)$  eine Hilfshorizontale als strichpunktierte Linie dargestellt.

Aus Abb. 2-2 links wird einerseits deutlich, dass die unterschiedlichen (ggf. zeitvariablen) PE-Faktoren für die Antriebswärme zu erheblich unterschiedlichen, aber nahezu konstanten Werten für den spezifischen Primärleistungsbedarf  $\dot{\pi}_{KEA}$  von ca. 0,9 bzw. 0,4 kW<sub>PE</sub>/kW<sub>0</sub> führen. Andererseits ist wegen  $COP \approx const.$  der Verlauf des spezifische Strombedarfs in beiden Fällen nahezu identisch, so dass  $\dot{w}_{KEA}(\dot{f}_{th} = 0,7)$  und  $\dot{w}_{KEA}(\dot{f}_{th} = 0,3)$  ebenso übereinander liegen wie  $\dot{\pi}_{KEA}^{el}(\dot{f}_{th} = 0,7)$  und  $\dot{\pi}_{KEA}^{el}(\dot{f}_{th} = 0,3)$ . Das Minimum im  $\dot{\pi}_{KEA}$ -Verlauf ergibt sich damit in beiden Fällen an der

gleichen Stelle (d.h. bei gleichem KüWa-Volumenstrom (in Abb. 2-2 nicht dargestellt) und bei gleicher Kühlwassertemperatur  $t_{Ai} \approx 29,2^\circ\text{C}$ ) wie das Minimum von  $\dot{w}_{KEA}$ . Trotz unterschiedlicher, ggf. zeitvariabler (aber temperaturunabhängiger) PE-Faktoren für die Antriebswärme gibt es daher keinen Unterschied in den einzustellenden optimalen Betriebsbedingungen einer EE-optimierten Regelstrategie gegenüber einer PE-optimierten Strategie.

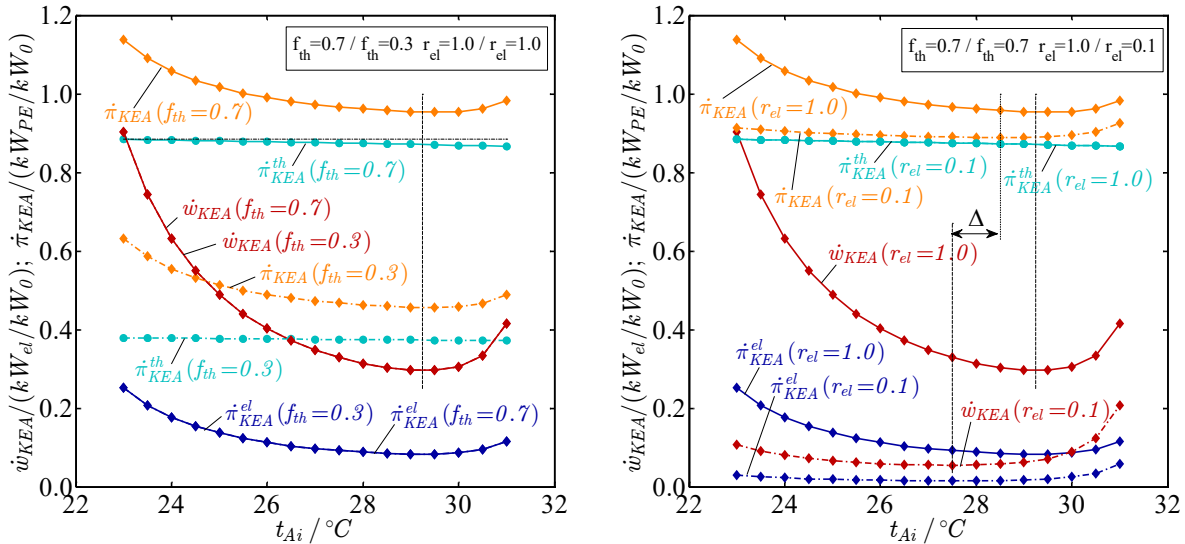


Abb. 2-2: Kennzahlen zu PE- und EE-optimierten Strategien bei verschiedenen Randbedingungen.

In Abb. 2-2 rechts stellt sich die Situation auf den ersten Blick anders dar. Wegen der gleichen PE-Faktoren in beiden Fällen liegen die Verläufe von  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}(r_{el} = 1,0)$  und  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}(r_{el} = 0,1)$  übereinander. Beim Basisfall mit  $\dot{f}_{th} = 0,7$  und  $r_{el} = 1,0$  ergibt sich unverändert das Minimum in  $\dot{\pi}_{KEA}$  bei einer PE-optimierten Regelstrategie an der gleichen Stelle wie das Minimum in  $\dot{w}_{KEA}$  bei einer EE-optimierten Strategie. Im Vergleichsfall mit sehr viel geringerem spezifischen Strombedarf liegen die Änderungen von  $\dot{\pi}_{KEA}^{el}$  jetzt aber in der gleichen Größenordnung wie die geringen Änderungen von  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}$ . Das Minimum des gesamten PE-Bedarfs  $\dot{\pi}_{KEA}$  wird daher durch beide Anteile  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}$  und  $\dot{\pi}_{KEA}^{el}$  bestimmt (und nicht nur durch  $\dot{\pi}_{KEA}^{th}$ ). Das Minimum von  $\dot{\pi}_{KEA}(r_{el} = 0,1)$  ergibt sich daher bei anderen (optimalen) Betriebsbedingungen (hier  $t_{Ai} = 28,5^\circ\text{C}$ ) als das Minimum von  $\dot{w}_{KEA}(r_{el} = 0,1)$  bei  $t_{Ai} = 27,5^\circ\text{C}$ . In diesem Fall liefern PE- und EE-optimierte Strategien also nicht das gleiche Ergebnis. Allerdings ergeben sich trotz der unterschiedlichen Zielfunktionen für PE- und EE-optimierte Regelstrategien keine nennenswerten Unterschiede in dem resultierenden spezifischen Primärleistungsbedarf (selbst wenn die einzustellenden optimalen Betriebsbedingungen etwas anders sind).

Da das Minimum des spezifischen Strombedarfs ausgeprägter und damit regelungstechnisch einfacher einzustellen ist, als das Minimum des spezifischen Primärleistungsbedarfs, wurden zumindest auf der Ebene der Anlagenregelung die EE-optimierten Regelstrategien weiterverfolgt. Eine Berücksichtigung z.B. von nicht nur zeit- sondern auch temperaturabhängigen PE-Faktoren ist dann später – allerdings mit zusätzlichem Aufwand, da die Zielfunktionen angepasst werden müssen – immer noch möglich.

Bei den Systemregelstrategien ist der Unterschied zwischen PE- und EE-optimierten Strategien deutlich größer. Während im reinem Absorptionskältebetriebs (AKB) die durch Optimierung erreichbare Verbesserung für einen Lastfall mit gleicher Heißwasseraustrittstemperatur und in erster Näherung konstantem thermischen Wirkungsgrad der Anlage jegliche Verbesserung auf der

EE-Seite 1:1 die PE-Einsparungen ergibt, resultiert bei dem Wechsel der Kälteerzeugertechnologie ein kompletter Wechsel der Primärenergieträger. Der vollständige Verzicht auf Wärme als Antrieb führt – abhängig vom PE-Faktor  $f_{th}$  und damit abhängig vom lokalen Standort des Systems, zu sehr unterschiedlichen Änderungen in den PE-Aufwendungen für die Kälte.

In Abb. 2-3 sind Nah- und Fernwärmenetze in Deutschland (aus [AGFW, 2017]), nach der Häufigkeit bestimmter PE-Faktoren  $f_{th}$  in Gruppen zusammengefasst, dargestellt. Danach liegt  $f_{th}$  bei über 30 % der Nah-/Fernwärmenetze im Bereich  $0 - 0,2 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_2$ , bei ca. 15 % im Bereich  $0,2 - 0,4 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_2$  und bei knapp 30 % der Netze bei  $0,4 - 0,6 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_2$ . Die Verteilung im ReKs Vorgängerprojekt FAKS mit 16 Installationen wich davon nach oben ab, genauso wie es in ReKs auch mit verringerter Anzahl an Installationen noch der Fall ist. Um auf der Systemebene sinnvolle Umschaltstrategien entwickeln und demonstrieren zu können, wurden auch mit fiktiven  $f_{th}$  gerechnet, z.B. um zu erwartende bzw. realistische Anwendungsfälle bei unterschiedlichsten  $f_{th}$  untersuchen zu können. Im Ergebnis sind Systemregelstrategien entstanden, die bei verschiedenen Randbedingungen hinsichtlich der in Wärme und Strom gebundenen, lokal und/oder zeitlich veränderlichen Primärenergiemengen verwendet werden können.

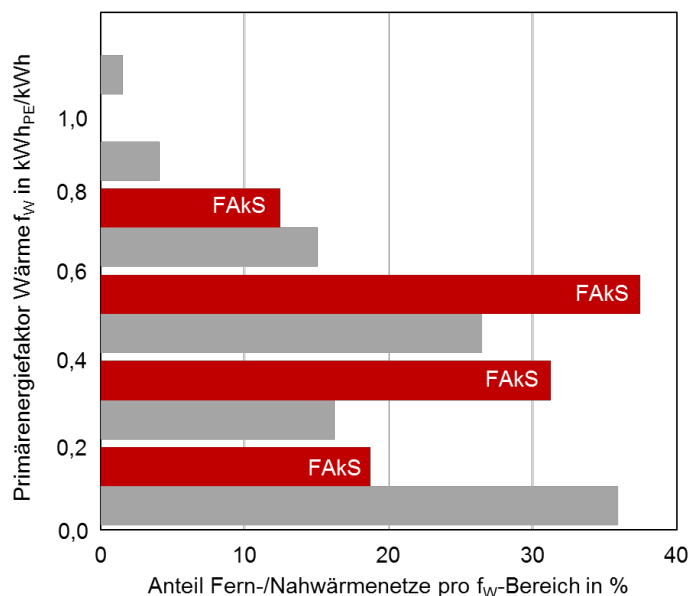


Abb. 2-3: Gegenüberstellung der PE-Faktoren in FAKS und bei AGFW Mitgliedsunternehmen

## 2.4 Verwendete MSR-Technik

Im Projekt konnte zum überwiegenden Teil auf die vorhandene Messtechnik des Vorgängerprojektes FAKS zurückgegriffen werden. Nur in Ausnahmefällen oder bei Ausfall von Hardware wurden einzelne Messstellen nachgerüstet oder Feldbuscontroller ausgetauscht. Für die Umsetzung der Systemregelung konnte auf die bereits eingerichteten Kommunikationsverbindungen zwischen den SPS-Controllern und der vorhandenen Hardware zurückgegriffen werden. Bei der Installation der Absorptionskälteanlagen im Rahmen des FAKS-Projekts wurde in den verschiedenen Liegenschaften ein einheitliches messtechnisches Konzept umgesetzt (siehe Abb. 2-4). Dieses sieht für jede Absorptionskälteanlage einen Feldbuscontroller vor, der im Folgenden Anlagencontroller genannt wird. Der Anlagencontroller ist für die Kommunikation und Verarbeitung aller für den Betrieb der  $KEA_{th}$  notwendigen Mess- und Stellsignale zuständig, also explizit auch die der



peripheren Komponenten in den drei Versorgungskreisen (Heiß-, Kühl- und Kaltwasserkreis). Ein weiterer Feldbuscontroller in jeder Liegenschaft dient dem Datenaustausch zwischen den einzelnen  $KEA_{th}$  (also dem Verbund mehrere Absorptionskälteanlagen) zur Realisierung von Folgeschaltungen und Speicherbeladungsroutinen sowie der Aufnahme der für das Systemmonitoring relevanten Datenpunkte wie etwa Elektroenergiezähler anderer Kälteanlagen oder Temperaturfühler im Kaltwasserspeicher. Diese Controller werden im Folgenden als Verbundcontroller bezeichnet. Anlagen- und Verbundcontroller (beide aus der WAGO Serie 750) befinden sich in Schaltschränken (die als Anlagenschaltschrank (ASS) bzw. Verbundschaltschrank (VSS) bezeichnet werden). Die SPS-Controller sind über Modbus TCP an einen Linux-Messrechner angeschlossen, über den eine Visualisierung und die Speicherung der Messdaten als h5-Dateien erfolgen.

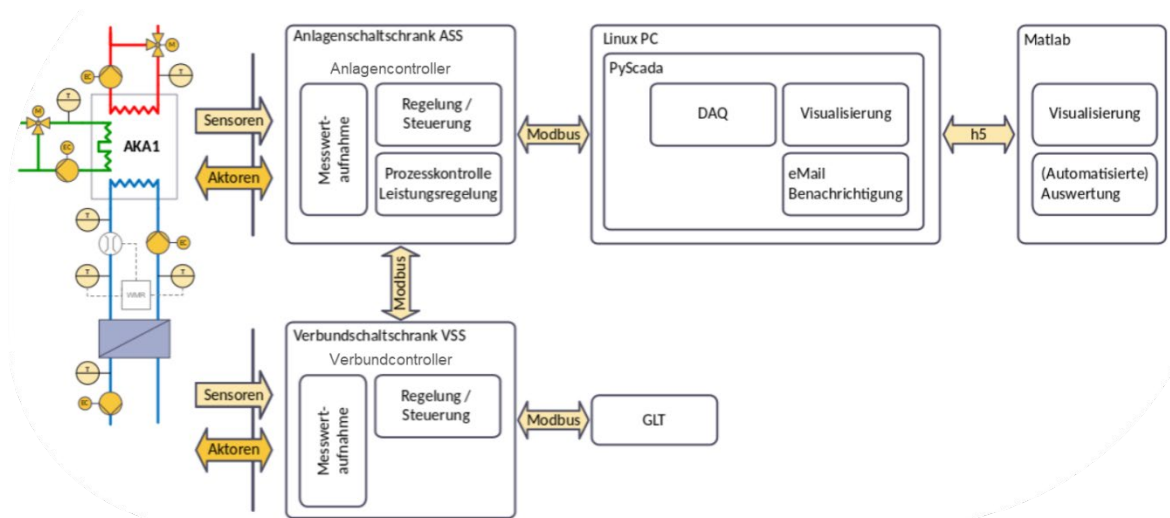


Abb. 2-4: MSR-Konfiguration im FAKS- und ReKS-Projekt.

Abgesehen von Anlagen- und Verbundcontrollern und der Messtechnik der Absorptionskälteanlagen selbst, unterscheidet sich die Ausstattung sowie die verwendete Art der Datenübertragung von Liegenschaft zu Liegenschaft. Dies liegt unter anderem daran, dass die Kältesysteme häufig historisch gewachsen sind, dass verschiedene Planer unterschiedliche Messtechnik bevorzugt einsetzen und dass für die Gegebenheiten in den Liegenschaften unterschiedliche Spezifikationen benötigt wurden. Übertragen werden Messsignale wie Leistung bzw. Zählerstand von Energieverbrauchs-Messstellen, Drücke, Temperaturen und Volumenströme sowie Kommunikationssignale einzelner Komponenten wie Ansteuerungen, Drehzahlvorgaben, Rück- und Fehlermeldungen. Alle Signale werden entweder analog über direkte Kabelverbindungen oder indirekt, über digitale Bussysteme zwischen GLT und Anlagen- bzw. Verbundcontroller übertragen. Bei vorhandenen Messstellen wurde meist der letztere Weg genutzt.

Um die Effizienz eines Kälteerzeugers bestimmen zu können, wird sowohl der Aufwand, also der Antriebsenergieverbrauch, als auch der Nutzen in Form der Kälteerzeugung aufgenommen. Die Messstellen für den Energieverbrauch lassen sich in thermische und elektrische Zähler unterteilen. Dabei werden Messgeräte verwendet, die sich für die Abrechnung der jeweiligen Energieform eignen. Die Zähler werden analog an das Bussystem angebunden, über das die Daten digital übertragen werden. Jedes Gerät wird über eine eigene Slave-Adresse abgefragt, die im Zähler hinterlegt ist. Dabei werden bei Strom- bzw. Elektroenergiezählern (als ELZ oder ELT abgekürzt) sowohl Leistung als auch Zählerstände aus einem Modbus-Register abgelesen. Bei Wärme- bzw. Kältemengenzählern (beide als WMZ abgekürzt) werden zusätzlich die Temperaturen der kalten und warmen Stränge und der Volumenstrom abgefragt.

Die Elektroenergiezähler werden in der Versorgungsleitung der jeweiligen Anlage oder des jeweiligen Aktors angeschlossen. Etwaige (und in der Regel vernachlässigbar kleine) Verluste aufgrund des Kabelquerschnitts und der Kabellänge werden dadurch als Verbrauch miterfasst. Die Wärme- bzw. Kältezähler verfügen über zwei Temperatursensoren, ein Durchflussmessgerät (je nach Kreis und Medium entweder ein Ultraschall- oder ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser) und ein Rechengerät, in dem auf Basis der eingestellten Parameter (Medium, Leitung etc.) die Energie bestimmt wird. Aus Kostengründen wurden in der Regel keine redundanten Energiezähler installiert. Sofern die Temperatur- und Volumenstrommessstellen vorhanden waren, wurde der Energieverbrauch berechnet oder durch Bilanzierung anderer Verbraucher ermittelt.

Die für die Effizienz der Kälteerzeugung sehr wichtigen Umgebungsbedingungen werden mit einem Temperatur- und Feuchtemessgerät aufgenommen. Bei der Installation dieser Sensoren wurde auf die Verschattung aber auch auf Kreuz- bzw. Kurzschlussvolumenströme, wie sie in der Nähe von Rückkühleinrichtungen spürbar sind, geachtet. Weitere Temperaturfühler Typ PT100, für bspw. Speicherschichtung, wurden analog geschaltet.

## 2.5 Komponenten-Modelle

Eine Kälteerzeugungsanlage (KEA) setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen (eine  $KEA_{el}$  z.B. aus KKA, Pumpen und RKW). Das Effizienz- bzw. Teillastverhalten dieser Komponenten wird auf Anlagen- und Systemebene durch die gleichen Modelle beschrieben. Aufbauend auf den Ausführungen in [Albers et al., 2021] werden diese hier zusammenfassend dokumentiert.

### 2.5.1 AKA-Modell

Als Ausgangsbasis für die Berechnung des Teillastverhaltens der AKA wird die präzierte Methode der charakteristischen Gleichungen verwendet (siehe [Albers, 2017b], [Albers, 2019]<sup>1</sup>). Mit Hilfe der Methode lassen sich die Kälte- und Antriebsleistung als lineare Gleichungen einer charakteristischen (doppelten) Temperaturdifferenz  $\Delta\Delta t_i^*$  darstellen.

$$\Delta\Delta t_i^* = t_{Di} \cdot (1 - K_1) - t_{Ai} \cdot (1 - K_2) + t_{Ei} \cdot (1 - K_3) \quad (2-5)$$

$$\dot{Q}_E^{mod} = K_4 \cdot \Delta\Delta t_i^* \quad (2-6)$$

$$\dot{Q}_D^{mod} = K_5 \cdot \Delta\Delta t_i^* + K_6 \cdot (t_{Di} - t_{Ai}) \quad (2-7)$$

In der charakteristischen Temperaturdifferenz sind die Eintrittstemperaturen in den De- und Absorber sowie in den Verdampfer zusammengefasst. Die Wirksamkeit der Temperaturen wird über die effektiven charakteristischen Koeffizienten  $K_1$  bis  $K_3$  berücksichtigt. Die Steigungskoeffizienten  $K_4$  und  $K_5$  für die Kälte- und Antriebsleistung stellen dagegen ein Maß für die thermische Größe der AKA dar. In ihnen sind vor allem die Wärmedurchlässigkeiten  $Y_X = U_X \cdot A_X$  von Desorber, Absorber, Kondensator und Verdampfer (d.h.  $X = D, A, C, E$ ) zusammengefasst. Über den Steigungskoeffizient  $K_6$  wird die minimal notwendige Antriebsleistung skaliert, die auch

---

<sup>1</sup> In der präzierten Methode wird nicht nur zwischen unterschiedlichen Bauformen von Wärmeübertragern unterschieden, sondern auch zwischen verschiedenen Kühlwasserführungen. Die hier verwendeten Gleichungen gelten für AKA bei denen es im Ab- und Desorber zu vorgelagerten adiabaten Sorptionsvorgängen kommen kann und bei denen das Kühlwasser seriell zuerst durch den Absorber und dann durch den Kondensator strömt. Auf die Kälteanlagen vom Typ „Biene“, „Hummel“ und „Hornisse“ des Herstellers W. Baelz & Sohn GmbH & Co treffen diese Randbedingungen zu.

bei  $\Delta t_1^* = 0$  (und damit  $\dot{Q}_E^{mod} = 0$  aber  $\dot{Q}_D^{mod} > 0$ ) aufzubringen ist, um die thermodynamischen Verluste des Kreisprozesses zu kompensieren. Der Steigungskoeffizient  $K_6$  wird vorrangig durch die Wärmedurchlässigkeit des Lösungswärmeübertragers ( $X = S$ ) sowie den gepumpten, kältemittelreichen Lösungsmassenstrom  $\dot{m}_r$  bestimmt. Sämtliche Formeln zur Berechnung der charakteristischen Koeffizienten  $K_{[1..6]}$  können den Veröffentlichungen [Albers, 2017b], [Albers, 2019] sowie der MATLAB-Berechnungsroutine [Albers, 2017a] entnommen werden.

Mit der präzisierten CE-Methode lassen sich Temperatursollwerte für modelprädiktive Mehrgrößenregelungen für verschiedene Zielstellungen berechnen (siehe z.B. [Albers, 2019], [Albers & Ziegler, 2016]). Im Rahmen eines Feldtests mit 25 Absorptionskälteanlagen konnte gezeigt werden, dass die sogenannte CE-Regelung auch dann zu geringen Regelabweichungen von den Sollwerten  $t_{Eo}^{set}$  und  $t_{Do}^{set}$  führt, wenn die externen Volumenströme nicht konstant sind, sondern betriebsbedingt variieren (siehe [Petersen et al., 2019]). Nichtsdestotrotz war die CE-Methode zur Berechnung von Sollwerten für aktive Volumenstromregelungen nur eingeschränkt nutzbar, da die Effekte der Volumenströme durch die sich ändernden Wärmedurchlässigkeiten über Exponentialfunktionen im Steigungsparameter abgebildet werden. Eine explizite Auflösung der charakteristischen Gleichung (2-6) nach den Volumenströmen ist daher nicht möglich. Um dennoch Volumenstromsollwerte explizit berechnen zu können, werden die in [Albers, 2020] eingeführten Näherungen für die dimensionslosen Temperaturänderungen  $P_X$  verwendet, durch die die Größe von  $K_4$  maßgeblich bestimmt wird.

Anstelle der bekannten Modell-Gleichung für die dimensionslose Temperaturänderung in Gegenstromwärmeübertragern<sup>2</sup> mit konstanten Wärmeübergangskoeffizienten entlang des Strömungsweges

$$P_X = \frac{1 - \exp((R_X - 1) \cdot NTU_X)}{1 - R_X \cdot \exp((R_X - 1) \cdot NTU_X)} = \frac{1 - \exp((R_X - 1) \cdot Y_{X,0} \cdot \psi_X / \dot{W}_X)}{1 - R_X \cdot \exp((R_X - 1) \cdot Y_{X,0} \cdot \psi_X / \dot{W}_X)} \quad (2-8)$$

wird die Näherung

$$P_X'' = \left( d_X + \frac{\dot{W}_X}{\dot{W}_{X,0}} \cdot \left( \frac{1}{P_{X,0}} - d_X \right) \right)^{-1} \approx P_X \quad (2-9)$$

mit  $d_X = (1 - P_{X,0} \cdot R_{X,0}) \cdot f_X$  verwendet, wobei im Ab- und Desorber (d.h. bei  $X = A, D$ )  $f_X = 2$  und im Verdampfer und Kondensator (d.h. bei  $X = E, C$ )  $f_X = 1$  ist. Die Näherung ist mit Hilfe der normierte Strömungs-geschwindigkeit bei konstanten Stoffdaten  $\gamma_X = v_X / v_{X,0} = \dot{V}_X / \dot{V}_{X,0} = \dot{W}_X / \dot{W}_{X,0}$  so formuliert, dass beim Nennwert  $\dot{W}_X = \dot{W}_{X,0}$  die Näherung  $P_X''$  dem exakten Wert  $P_X$  entspricht und bei  $\gamma_X = 0$  bzw.  $R_X = 0$  auf den gleichen Grenzwert  $P_X'' = 1$  zuläuft wie  $P_X$  nach Gl. (2-8). Zwischen  $\gamma_X = 0$  und  $\gamma_X = 1$  (und auch darüber hinaus) wird die exponentielle Abhängigkeit durch einen reziproken Ansatz über die normierte Strömungsgeschwindigkeit  $\gamma_X = \dot{W}_X / \dot{W}_{X,0}$  berücksichtigt (siehe [Albers, 2020]).

Zur Berechnung der effektiven Koeffizienten  $K_1$  bis  $K_3$  sind weitere Näherungen notwendig, bei denen anstelle des volumenstromabhängigen Wertes  $P_X$  bzw. des Produktes  $\dot{W}_X \cdot P_X$  der Wert  $P_{X,0}$  bzw. das Produkt  $\dot{W}_{X,0} \cdot P_{X,0}$  unter Nennbedingungen verwendet wird. Dies betrifft die Koeffizienten  $K_{Dt}$ ,  $K_{D1s}$  und  $K_{At}$ ,  $K_{A3s}$  und damit auch den Prozessparameter  $B^{**} = B_{X2} + K'_{Dt} + K'_{At} \approx B^*$  (siehe [Albers, 2020] bzw. [Albers, 2017b], [Albers, 2019]).

<sup>2</sup> Hinweis: Stromführungskorrekturfaktoren für Kreuzgegenstrom werden in der Methode bisher vernachlässigt, da sie i.d.R. über 0,95 liegen und damit nur wenig von 1 verschieden sind.

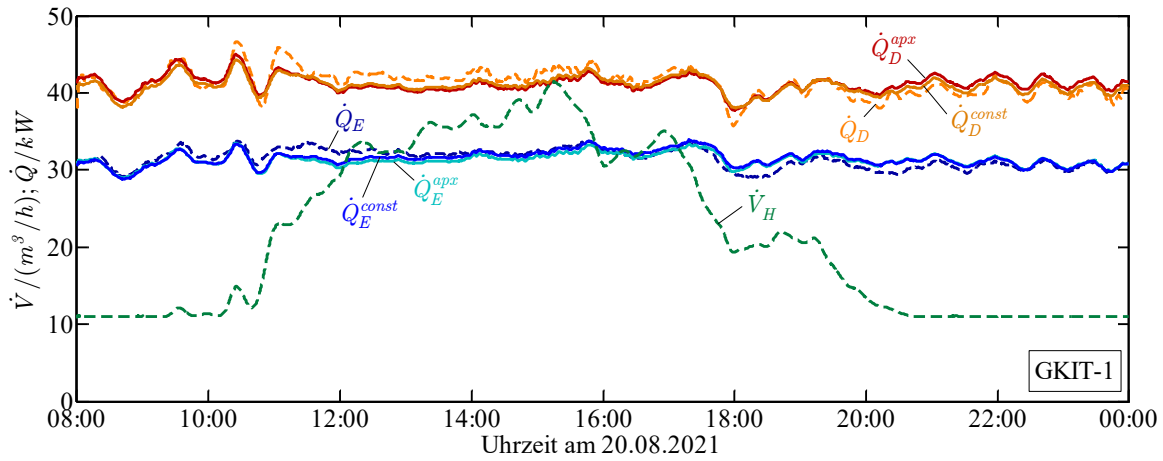


Abb. 2-5: Vergleich von gemessener und berechneter Kälteleistung bei variablem Kühlwasservolumenstrom.

Mit Hilfe der genäherten Koeffizienten  $K'_N \approx K_N$  lässt sich dann eine genäherte charakteristische Gleichung formulieren, die explizit nach den Wärmekapazitätsströmen  $\dot{W}_x$  aufgelöst werden kann.

$$\dot{Q}_E^{apx} = \left[ \frac{K_{VD}}{\dot{W}_D} - \frac{K_{VH}}{\dot{W}_H} + \frac{K_{VE}}{\dot{W}_E} + K_{V0} \right]^{-1} \cdot \Delta t_i^{*'} = K'_4 \cdot \Delta t_i^{*'} \quad (2-10)$$

Zur Auflösung nach dem Wärmekapazitätsstrom im Kühlwasser (d.h.  $X = H$ ) ergibt sich nach Einsetzen von  $K'_1$ ,  $K'_2$  und  $K'_3$  in  $\Delta t_i^{*'}$  eine gebrochen rationale Funktion als genäherte charakteristische Gleichung für die Kälteleistung

$$\dot{Q}_E^{apx} = \frac{\dot{W}_H^2 \cdot (t_{Di} - t_{Ai} - B^{*'} \cdot (t_{Ai} - t_{Ei})) + \dot{W}_H \cdot K_{A3r} \cdot (t_{Di} - t_{Ai})}{\dot{W}_H^2 \cdot K_{V0}^H - \dot{W}_H \cdot (K_{VH} + B^{*'} \cdot (K_{A2} + K'_{A3s}) - K_{A3r} \cdot K_{V0}^H) - K_{A3r} \cdot K_{VH}}. \quad (2-11)$$

Die Berechnung der darin vorkommenden Koeffizienten kann [Albers, 2017b] und [Albers, 2020] entnommen werden. In Abb. 2-5 ist die gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen Kälteleistungen,  $\dot{Q}_E$  und den Berechnungsergebnissen,  $\dot{Q}_E^{apx}$  nach Gl. (2-11) für eine Betriebsphase mit geregelter Kühlwasservolumenstrom  $\dot{V}_H$  dargestellt. Die Leistung  $\dot{Q}_E^{const}$ , die für konstanten Kühlwasservolumenstrom berechnet wurde, wird in Abschnitt 5.1.1 erläutert. In Abschnitt 3.2.1 wird die genäherte charakteristische Gleichung zusammen mit den folgenden Komponentenmodellen zu Darstellung der in ReKs entwickelten CEKEA-Regelung verwendet.

## 2.5.2 Pumpen-Modell

Zur Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme der Versorgungspumpen im Kalt-, Kühl- und Heißwasserkreis (d.h.  $L_{PN}$  in Gleichung (2-2) mit  $N = 0, 1, 2$ , siehe Abb. 2-1) wird ein halbempirisches Pumpenmodell verwendet. Dies hat gegenüber anderen Ansätzen (siehe z.B. [Unterberger et al., 2020]) den Vorteil, dass auch eine veränderliche Anlagenkennlinie berücksichtigt werden kann, die sich z.B. beim Zu- und Abschalten von Kälteerzeugern im System ergibt.

Für feste Anlagenkennlinien eines hydraulischen Systems ohne statische Druckanteile lässt sich der Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Leistungsaufnahme einer Pumpe nach Gleichung (2-12) durch zwei Parameter  $a_{PN}$  und  $b_{PN}$  beschreiben. Im idealen Fall ergibt sich gemäß den Ähnlichkeitsgesetzen ein kubischer Zusammenhang (d.h.  $b_{PN} = 3$ ), während sich aus Messungen

Werte von ca.  $1,8 < b_{PN} < 2,6$  ergeben. Zur Bestimmung der beiden Koeffizienten werden je Pumpe zwei Referenzpunkte  $(L_{PN,max}^{ref}, \dot{V}_{PN,max}^{ref})$  und  $(L_{PN,min}^{ref}, \dot{V}_{PN,min}^{ref})$  benötigt, die leicht während der Inbetriebnahme oder, bei bekannten Druckverlusten, aus den Datenblättern der Pumpen ermittelt werden können.

$$L_{PN} = a_{PN} \cdot \dot{V}_{PN}^{b_{PN}}. \quad (2-12)$$

Durch Zu- oder Abschaltung von Verbraucher- und Erzeugersträngen ggf. mit eigenen Versorgungspumpen, durch Regelventile oder durch das Zusetzen von Filtern und Schmutzfängern können sich die Druckverluste in den Versorgungskreisläufen und damit die Anlagenkennlinien deutlich ändern und zu entsprechenden Abweichungen in der Leistungsberechnung führen. Daher wurde Gl. (2-12) so modifiziert, dass veränderliche Anlagenkennlinien berücksichtigt werden können. Dabei wurde ausgenutzt, dass zwischen Pumpenansteuerung und Volumenstrom stets ein linearer Zusammenhang besteht. Durch Berechnung einer parametrisierten Pumpenansteuerung  $C_{PN}^{par}$  mithilfe der minimal und maximal wirksamen Pumpenansteuerung  $C_{PN,max}^{ref}$  und  $C_{PN,min}^{ref}$  nach Gl. (2-13), wird erreicht, dass dieser Zusammenhang auch bei Einstellung einer Mindestdrehzahl oder Maximalbegrenzung der Pumpe homogen bzw. direkt proportional ist.  $C_{PN}^{par}$  kann daher auch direkt aus dem Volumenstrom  $\dot{V}_X$  bzw. bei konstanten Stoffparametern, aus dem Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W}_X$  berechnet werden.

$$\begin{aligned} C_{PN}^{par} &= \frac{\min(\max(C_{PN,min}^{ref}, C_{PN}), C_{PN,max}^{ref}) - C_{PN,min}^{ref}}{C_{PN,max}^{ref} - C_{PN,min}^{ref}} = \frac{\dot{V}_X - \dot{V}_{PN,min}^{ref}}{\dot{V}_{PN,max}^{ref} - \dot{V}_{PN,min}^{ref}} \\ &= \frac{\dot{W}_X - \dot{W}_{X,min}^{ref}}{\dot{W}_{X,max}^{ref} - \dot{W}_{X,min}^{ref}} \end{aligned} \quad (2-13)$$

In Abhängigkeit von  $C_{PN}^{par}$  lässt sich nun der Volumenstrom  $\dot{V}_{PN}^{ref}$  bestimmen, der sich unter den Referenzbedingungen bei der Pumpenvermessung bzw. auf der Referenzanlagenkennlinie einstellen würde. Der hydraulische Korrekturfaktor  $KF_{Nhy}$  setzt den gemessenen Volumenstrom  $\dot{V}_X$  ins Verhältnis zu diesem Volumenstrom auf der Referenzanlagenkennlinie.

$$KF_{Nhy} = \left( \frac{\dot{V}_X}{\dot{V}_{PN}^{ref}} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{\dot{V}_X}{\dot{V}_{PN,min}^{ref} + (\dot{V}_{PN,max}^{ref} - \dot{V}_{PN,min}^{ref}) \cdot C_{PN}^{par}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2-14)$$

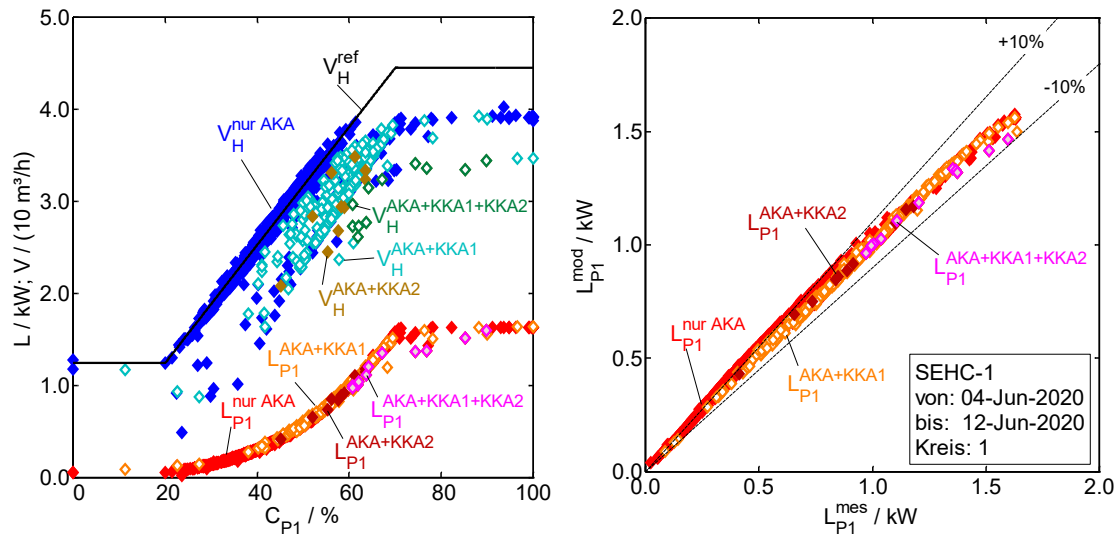


Abb. 2-6: Vergleich von gemessenen und berechneten Werten aus dem Pumpenmodell mit Berücksichtigung einer veränderlichen Anlagenkennlinie am Beispiel der Kühlwasserpumpe in der Liegenschaft SEHC.

Der Exponent  $1/3$  in Gl. (2-14) wurde auf Basis von Messwerten aus mehreren Kälteerzeugungssystemen des FAKS-Projektes [Petersen et al., 2019] empirisch ermittelt. Für den Fall, dass keine Veränderung der Anlagenkennlinie gegenüber der Referenzmessung vorliegt ist der Korrekturfaktor  $KF_{Nhy} = 1$ . Anderenfalls (d.h. z.B. bei Zu- und Abschalten weiterer Kälteerzeuger) geht der Effekt einer dann veränderten Anlagenkennlinie über  $KF_{Nhy} \neq 1$  in die modellierte Leistungsaufnahme in Gl. (2-15) ein.

$$L_{PN}^{mod} = KF_{Nhy} \cdot \left[ L_{PN,min}^{ref} + (L_{PN,max}^{ref} - L_{PN,min}^{ref}) \cdot (C_{PN}^{par})^{b_{PN}} \right] \quad (2-15)$$

In Abb. 2-6 ist beispielhaft der Stromverbrauch  $L_{P1}$  der AKA-Kühlwasserpumpe in der Liegenschaft SEHC dargestellt (zur Systembeschreibung siehe [Petersen et al., 2019]). Für einen bestimmten Volumenstrom  $\dot{V}_H$  sind unterschiedliche elektrische Leistungen notwendig, je nachdem ob eine oder beide KKA ebenfalls eingeschaltet sind. Es ist zu erkennen, dass für alle Schaltungen (d.h. nur AKA, AKA+KKA1 oder AKA+KKA2 oder AKA+KKA1+KKA2) der gemessene Strombedarf durch das halbempirische Pumpenmodell  $L_{P1}^{mod}$  gut wiedergegeben wird.

### 2.5.3 HRD-Modell

Für den elektrischen Leistungsbedarf des RKW wird daher der gleiche Ansatz wie bei den Pumpen verwendet:

$$L_{RKW} = L_{RKW,min}^{ref} + (L_{RKW,max}^{ref} - L_{RKW,min}^{ref}) \cdot (C_{RKW}^{par})^{b_7} = L_{RKW,min}^{ref} + \Delta L_{RKW}^{ref} \cdot (C_{RKW}^{par})^{b_7} \quad (2-16)$$

wobei im Nachfolgenden der Exponent  $b_7 = 3$  konstant gehalten wird.

Die Schwierigkeit besteht in der teillastabhängigen Bestimmung der Ventilatoransteuerung  $C_{RKW}^{par}$ . Sie resultiert aus dem Luftvolumenstrom im RKW, der zur Abfuhr des Wärmestroms  $\dot{Q}_L = \dot{Q}_E + \dot{Q}_D$  erforderlich ist. Die Ansteuerung kann zurückgeführt werden auf die notwendige normierte Strömungsgeschwindigkeit der Luft im RKW bei konstanten Stoffdaten  $\gamma_L = \dot{W}_L / \dot{W}_{L,0} = \dot{V}_L / \dot{V}_{L,0} =$

$v_L/v_{L,0}$ . Diese hängt wiederum vom Wärmeübergang im RKW und damit vom Kühlwasservolumenstrom ab. Man kann also  $C_{RKW}^{par}$  in Gl. (2-16) auf den Volumen- bzw. Wärmekapazitätsstrom im Kühlwasser  $\dot{W}_K = \dot{V}_K \cdot \rho_K \cdot c_{p,K}$  zurückführen, wie im Folgenden erläutert wird.

Für die Luftseite des RKW gilt:

$$\dot{Q}_L = \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot c_{p,L} \cdot (t_{Lo} - t_{Li}) \quad (2-17)$$

bzw. mit der Umgebungstemperatur als Luft Eintrittstemperatur  $t_{Li} = t_U$ , dem Wärmekapazitätsstrom der Luft unter Nennbedingungen (Index 0, d.h.  $\dot{W}_{L,0} = \dot{V}_{L,0} \cdot \rho_L \cdot c_{p,L}$ ) und der normierten Strömungsgeschwindigkeit  $\gamma_L$ :

$$\dot{Q}_L = \dot{W}_{L,0} \cdot \gamma_L \cdot (t_{Lo} - t_U) \quad (2-18)$$

Die Temperaturänderung auf der Luftseite  $g_L = t_{Lo} - t_U$  ergibt sich aus der Wärmeübertragung der Abwärmeleistung aus der AKA an die Luft im RKW, die mit Hilfe der dimensionslosen Temperaturänderung  $P_L = \frac{g_L}{\Delta T_{max}} = \frac{t_{Lo} - t_U}{t_{Ki} - t_U}$  beschrieben werden kann.

$$\dot{Q}_E + \dot{Q}_D = \dot{W}_{L,0} \cdot \gamma_L \cdot (t_{Co} - t_U) \cdot P_L \quad (2-19)$$

Für die maximale Temperaturdifferenz  $\Delta T_{max} = t_{Ki} - t_U$  wurde dabei vorausgesetzt, dass die wasserseitige Eintrittstemperatur in das RKW  $t_{Ki}$  mit der Austrittstemperatur aus dem Kondensator der AKA  $t_{Co}$  übereinstimmt. Nach Einsetzen einer Näherung für die dimensionslose Temperaturänderung  $P'_L \approx P_L$  ähnlich zur Gl. (2-9) mit  $d_X = 1$

$$P'_L = \left( 1 + \frac{\gamma_L}{\gamma_K} \cdot \left( \frac{1}{P_{L,0}} - 1 \right) \right)^{-1} \approx P_L \quad (2-20)$$

bei der über  $\gamma_K = \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_{K,0}}$  auch eine Änderung des Kühlwasservolumenstroms gegenüber dem Auslegungswert  $\dot{W}_{K,0}$  berücksichtigt werden kann, folgt

$$\dot{Q}_E + \dot{Q}_D = \frac{\dot{W}_{L,0} \cdot \gamma_L \cdot (t_{Co} - t_U)}{1 + \frac{\gamma_L}{\gamma_K} \cdot \left( \frac{1}{P_{L,0}} - 1 \right)} \cdot KF_{7th}. \quad (2-21)$$

Dabei wurde mit  $KF_{7th}$  ein Korrekturfaktor eingeführt, mit dem der Unterschied zwischen der Näherung und dem realen Wert der dimensionslosen Temperatur berücksichtigt werden kann, d.h.  $P_L = P'_L \cdot KF_{7th}$ .

Unter der Voraussetzung, dass der wasserseitige Wärmekapazitätsstrom im RKW,  $\dot{W}_K$  genauso groß ist, wie der Wärmekapazitätsstrom des Kühlwassers in der AKA (d.h.  $\dot{W}_K = \dot{W}_A = \dot{W}_C = \dot{W}_Q$ ), kann die Austrittstemperatur aus dem Kondensator in Gl. (2-21) bei serieller Kühlwasserführung  $A \rightarrow C$  ersetzt werden durch

$$t_{Co} = t_{Ai} + \frac{\dot{Q}_E + \dot{Q}_D}{\dot{W}_K}. \quad (2-22)$$

Nach mehreren Umformungen ohne weitere Näherung folgt daraus für den normierten Luftvolumenstrom im RKW

$$\gamma_L = \frac{\gamma_K}{KF_{7th} \cdot \left( \dot{W}_{L,0} \cdot \gamma_K \cdot \frac{(t_{Ai} - t_U)}{(\dot{Q}_E + \dot{Q}_D)} + R_{L,0} \right) - \left( \frac{1}{P_{L,0}} - 1 \right)} \quad (2-23)$$

mit den bekannten dimensionslosen Größen:

$$R_{L,0} = \frac{\dot{W}_{L,0}}{\dot{W}_{K,0}} \quad \text{dem luftseitigen Wärmekapazitätsstromverhältnis unter Nennbedingungen}$$

$$P_{L,0} = \frac{(t_{Lo,0} - t_{Li,0})}{(t_{Ki,0} - t_{Li,0})} \quad \text{der luftseitigen dimensionslosen Temperaturänderung unter Nennbedingungen}$$

Aus Herstellerangaben zum RKW ist häufig die wasserseitige dimensionslose Temperaturänderung unter Nennbedingungen berechenbar  $P_{K,0} = \frac{(t_{Ki,0} - t_{Ko,0})}{(t_{Ki,0} - t_{Li,0})}$ . Diese lässt sich mit  $R_{K,0}$  umrechnen zu  $P_{L,0} = R_{K,0} \cdot P_{K,0}$ .

Durch Erweiterung des Bruchs in Gl. (2-23) mit  $R_{K,0}$  und Einsetzen von  $\gamma_K = \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_{K,0}}$  folgt

$$\gamma_L = \frac{\dot{W}_K}{\left( KF_{7th} \cdot \dot{W}_K \cdot \frac{(t_{Ai} - t_U)}{(\dot{Q}_E + \dot{Q}_D)} - K_{RP1} \right) \cdot \dot{W}_{L,0}} \quad (2-24)$$

$$\text{mit} \quad K_{RP1} = R_{K,0} \cdot \left( \frac{1}{P_{L,0}} - 1 \right) - KF_{7th}, \quad (2-25)$$

so dass sich die elektrische Leistung des RKW unter den aktuellen thermischen Betriebsbedingungen (d.h.  $\dot{Q}_E$ ,  $\dot{Q}_D$ ,  $t_{Ai}$  und  $t_U$ ) wie folgt als Funktion des Kühlwassers ( $\dot{W}_K$ ) darstellen lässt:

$$L_{RKW}^{mod} = L_{RKW,min}^{ref} + \Delta L_{RKW}^{ref} \cdot \left( \frac{\dot{W}_K / \dot{W}_{L,0}}{KF_{7th} \cdot \dot{W}_K \cdot (t_{Ai} - t_U) / (\dot{Q}_E + \dot{Q}_D) - K_{RP1}} \right)^{b_7} \quad (2-26)$$

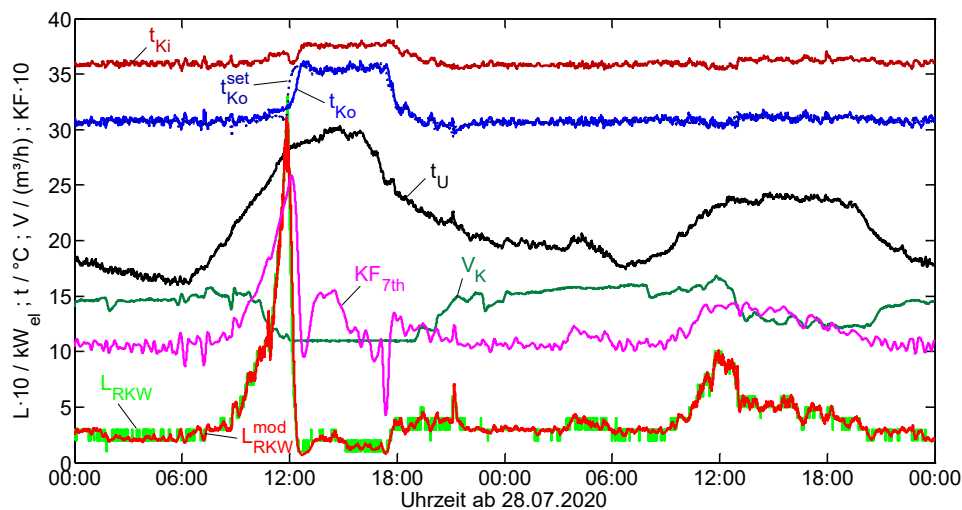


Abb. 2-7: Vergleich von gemessenen und berechneten Werten aus dem RKW-Modell für zwei Betriebstage mit und ohne dynamischer Laständerung.



In Abb. 2-7 ist der Zeitverlauf von zwei Betriebstagen dargestellt, an denen eine andere als die hier behandelte Regelstrategie mit variablem Kühlwasservolumenstrom aktiv war. Der wasserseitige Volumenstrom,  $\dot{V}_K$  im RKW variierte zwischen ca. 11 und 17 m<sup>3</sup>/h. Außerdem wurden am ersten Tag mit Umgebungstemperaturen,  $t_U$  von bis zu 30 °C zwischen ca. 12 und 18 Uhr durch den Betreiber Kompressionskälteanlagen hinzugeschaltet. Dadurch verringerte sich die von der AKA geforderte Last um mehr als die Hälfte (in Abb. 2-7 nicht dargestellt), so dass der Sollwert der Kühlwassertemperatur  $t_{Ko}^{set}$  deutlich anstieg. Bei annähernd unveränderter Eintrittstemperatur,  $t_{Ki}$  in das RKW führte diese dynamische Laständerung zu einem rapiden Abfall der gemessenen Leistungsaufnahme,  $L_{RKW}$ . Aus dem Vergleich mit der modellierten Leistung  $L_{RKW}^{mod}$  ist zu erkennen, dass diese Laständerung auch bei variablen wasserseitigen Volumenströmen durch das Modell gut wiedergegeben werden kann. Der dabei verwendete Korrekturfaktor  $KF_{7th}$  ergibt sich aus der Modellabweichung zwischen gemessener und modellierter Austrittstemperatur  $t_{Ko}$ .

## 2.5.4 Wärmeübertrager-Modell

Zur Berechnung des FKB-Wärmeübertragers siehe Abb. 2-1 wird wie beim AKA- und RKW-Modell die P-NTU-Methode als Modellansatz verwendet (siehe Gleichung (2-8) mit Index  $X = H$ ). Um die bisherige kühlwasserseitige Betrachtung beim AKA- und RKW-Modell auch beim FKB-Wärmeübertrager trotz ggf. fehlenden Temperatursensoren auf der Kühlwasserseite beibehalten zu können, wird die gemessene kühlwasserseitige dimensionslose Temperaturänderung,  $P_H$  des FKB-Wärmeübertragers über die Temperaturen am RKW gebildet.

$$P_H = \frac{t_{Ki} - t_{Ko}}{\Delta T_{max,H}} \quad (2-27)$$

Dabei wird angenommen, dass der Wärmeverlust bzw. –gewinn über die Kühlwasserrohrleitungen vernachlässigbar ist und damit die Eintrittstemperatur am FKB-Wärmeübertrager der Austrittstemperatur am RKW entspricht (und die Austrittstemperatur am FKB-Wärmeübertrager der Eintrittstemperatur am RKW). Die maximale Temperaturdifferenz am FKB-Wärmeübertrager wird daher ebenfalls mit der Sensorbezeichnung für RKW-Austritt (und nicht FKB-Eintritt) sowie der kaltwasserseitigen Eintrittstemperatur,  $t_{Hh}$  gebildet (siehe Abb. 2-1).

$$\Delta T_{max,H} = t_{Hh} - t_{Ko} \quad (2-28)$$

Bei Verknüpfung der kaltwasserseitigen Energiebilanz (Gleichung (2-29) links) mit der Wärmeübertragungsgleichung (Gleichung (2-29) rechts) treten dann in dieser – anders als sonst – unterschiedliche Indizes auf (hier  $K$  und  $H$  und nicht nur  $H$ ).

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_H \cdot (t_{Hh} - t_{Hc}) = \dot{W}_K \cdot \Delta T_{max,H} \cdot P_H \quad (2-29)$$

Außerdem wird der Komponentenindex  $H$  auch für das kühlwasserseitige Wärmekapazitätsstromverhältnis verwendet.

$$R_H = \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_H} \quad (2-30)$$

Analog zum AKA- und RKW-Modell wird für die kühlwasserseitige dimensionslose Temperaturänderung,  $P_H$  ein Näherungsansatz  $P'_H$  verwendet, mit dem eine einfachere numerische Auflösung nach den Volumenströme auf beiden Seiten des Wärmeübertragers ermöglicht werden soll.

$$P'_H = \left( 1 + \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_H} \cdot \frac{1}{R_{H,0}} \cdot \left( \frac{1}{P_{H,0}} - 1 \right) \right)^{-1} \approx P_H \quad (2-31)$$

Damit berechnet sich die übertragene Wärmeleistung zu

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_K \cdot (t_{Hh} - t_{Ko}) \cdot \frac{KF_{1th}}{1 + \frac{\dot{W}_K}{\dot{W}_H} \cdot \frac{1}{R_{H,0}} \cdot \left( \frac{1}{P_{H,0}} - 1 \right)} \quad (2-32)$$

wobei mit dem Korrekturfaktor,  $KF_{1th} = P_H/P'_H$  der Unterschied zwischen gemessener und genäherter Temperaturänderung berücksichtigt wird. Dieser wird im SPS-Programm durch Rückführung der Modellabweichung  $\Delta t_{Hc} = t_{Hc} - t_{Hc}^{mod}$  als Regelabweichung in einen PID-Regler so berechnet, dass die Modellabweichung minimiert wird (zur Prinzipdarstellung siehe [Albers, 2019], S. 323).

Beispielhaft sind in Abb. 2-8 links für den FKB-Wärmeübertrager in GKIT die genähernten dimensionslosen Temperaturänderungen,  $P'_H$  nach Gleichung (2-31) und die exakten Werte,  $P_H^{exa}$  nach Gleichung (2-8) den gemessenen Werten,  $P_H$  nach Gleichung (2-28) als Stundenmittelwerte aus den Jahren 2019 und 2022 (d.h. vor und nach Einführung der ReKS-Regelung) gegenübergestellt.

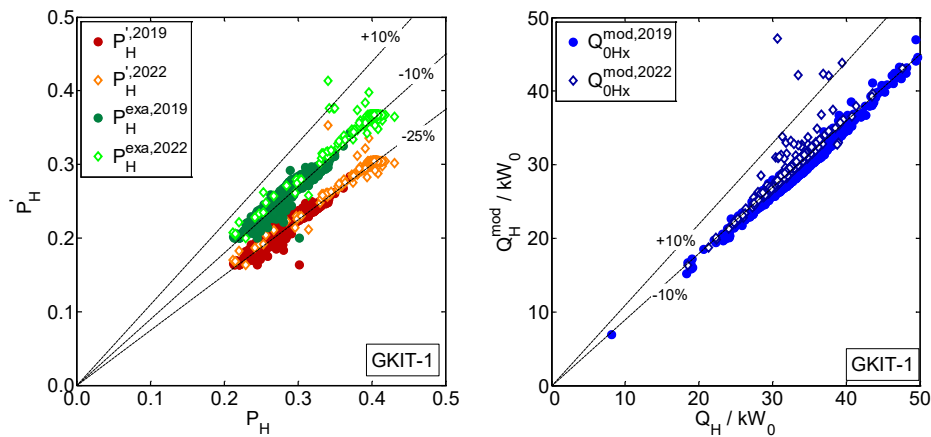


Abb. 2-8: Vergleich von gemessenen und berechneten Werten aus dem Modell für den FKB-Wärmeübertrager in GKIT für zwei Betriebsjahre (2022 nur Jan.-Okt.).

links: dimensionslosen Temperaturänderungen  
rechts: übertragene Wärmeleistungen

Bei der zunächst relativ hoch erscheinenden Abweichung der Näherung,  $P'_H$  gegenüber den Messwerten,  $P_H$  von ca. -25 % muss berücksichtigt werden, dass bereits die Werte  $P_H^{exa}$  nach der exakten Gleichung eine Abweichung von ca. -10 % aufweisen. Die Modellabweichung für die dimensionslose Temperaturänderung liegt daher bei ca. -15 % und führt mit Berücksichtigung der Korrekturfaktors  $KF_{1th}$  zu einer Abweichung von ca. -10 % bei der modellierten Wärmeleistung (Abb. 2-7 rechts). Die 5 Stundenwerte in 2022 mit Abweichungen > +10 % resultieren aus zwei Betriebstagen im April/Mai an denen es beim Testbetrieb des Systemreglers zu Problemen beim AKB-FKB-Betriebsartwechsel gekommen ist. Der für Abb. 2-7 angenommene, durchgehende FKB-Betrieb wurde tatsächlich durch AKB-Betriebszeiten unterbrochen, weswegen die modellierte Leistung den realen Wert überschätzt.

## 2.5.5 KKA-Modell

Die Herausforderungen bei der Entwicklung und Auswahl eines geeigneten Modells für Kompressionskälteanlagen (KKA) bestand darin, zum einen eine breite Vielfalt an unterschiedlichen Technologien, Bauformen und Kältemitteln von Kompressionskälteanlagen abdecken zu können und zum anderen trotz teilweise sehr spärlicher Informationen (z.B. online verfügbare Produktdatenblätter)

möglichst genaue Vorhersagen über das Betriebsverhalten treffen zu können. Die Nutzung genauerer Ansätze hätte weitere, teilweise nur schwer zugängliche Informationen erfordert. Dazu gehören Konstruktionsparameter der verbauten Komponenten (Wärmeübertragerflächen, Verdichter-geometrien etc.), die von den Anlagenherstellern in der Regel nicht herausgegeben werden. Auch zusätzliche Messkampagnen des anlageninternen Prozesses, etwa zur Bestimmung des Kältemittel-massenstroms, des Verdampfungs- oder Kondensationsdrucks hätte die Anwendung komplexerer Modelle ermöglicht. Auf der anderen Seite hätten Modelle, die eine Simulation des anlagen-internen Prozesses beinhalten, den Rechenaufwand deutlich erhöht, sodass ein Einsatz auf Feldbus-controllern mit begrenzter Rechenkapazität nicht mehr gewährleistet wäre. Die beschränkte Kenntnis über Details zu den einzelnen Anlagen zwingt also einerseits zu sehr groben Vereinfachungen, hält aber andererseits die Komplexität des Modells im nötigen Rahmen.

Es sei an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dass, anders als beim AKA-Modell, das KKA-Modell im Rahmen des ReKs-Projekts nicht zur Anlagenregelung, sondern nur zur Vorhersage der Effizienz einer Kälteerzeugungsanlage mit Kompressionskälteanlage ( $KEA_{el}$ ) in unterschiedlichen Betriebs-situationen und damit zur Auswahl der geeignetsten Kälteerzeuger verwendet wird. Ein Eingriff in die Anlagenregelung würde zum einen Zugriff auf die Programmierung des Anlagencontrollers der KKA erfordern und hätte zum anderen den Verlust jeglicher Garantien seitens des Herstellers zur Folge gehabt, was nicht im Interesse der Betreiber lag.

Das Modell zur Beschreibung der verschiedenen Kompressionskälteanlagen im ReKs-Projekt lässt sich in zwei Teilmodelle unterteilen: Ein Modell zur Bestimmung der elektrischen Effizienz bei Vor-gabe der Kälteleistung sowie der Kalt- und Kühlwassertemperaturen und das andere zur Bestimmung der Verdichterleistung. Aufgrund seines universellen Charakters wurde für das erste Teilmodell das „*quasi-empirical thermodynamic chiller model*“ [Gordon & Ng, 1995], im Folgenden „QE-Modell“ genannt, verwendet. Das Modell stellt eine Weiterentwicklung bzw. vereinfachte Anwendung des „*fundamental chiller models*“ [Gordon & Ng, 2001] dar, basiert jedoch auf denselben stark vereinfachenden Grundannahmen. Betrachtet wird dabei ein einfacher Kältekreislauf mit den vier Basiskomponenten Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Expansionsventil und den jeweiligen ein- und austretenden Massen- und Leistungsströmen. Zusätzlich werden drei unterschiedliche Leckageströme definiert: einer am Verdampfer, einer am Verdichter und einer am Kondensator.

Aufgrund dieser starken Vereinfachung des realen Kälteprozesses ist das Modell auf eine Vielzahl unterschiedlicher Kompressionskälteanlagen anwendbar, unabhängig von der Leistungsklasse, dem Verdichtertyp, dem Kältemittel oder der Leistungsregelung. So kann es etwa auf die wassergekühlte 4-stufige Scrollverdichteranlage mit einer Nominalkälteleistung von 282 kW und dem Kältemittel R410A in der Liegenschaft ROKK ebenso angewendet werden wie auf die direkt gekühlte 54 kW Kälteanlage in ESTW, die das Kältemittel R134a verwendet.

Die Modellgleichung des QE-Modells lautet:

$$\frac{1}{COP_{el}} = -1 + \frac{t_{Ci}}{t_{Eo}} + \frac{A_1 \cdot t_{Ci} - A_0 - A_2 \cdot \frac{t_{Ci}}{t_{Eo}}}{\dot{Q}_E}, \quad (2-33)$$

wobei die Parameter  $A_0$ ,  $A_1$  und  $A_2$  die internen Verlustströme der jeweiligen Kälteanlage charakterisieren und durch Regression von Betriebspunkten ermittelt werden, die sowohl aus Anlagendatenblättern oder auch aus Messdaten stammen können.

Die Verfügbarkeit von Betriebspunkten ist kritisch, da sie die einzige Modellgrundlage darstellen. Die Angaben in Datenblättern stellen den optimalen Anlagenbetrieb dar. Im Feld ergeben sich in

der Regel niedrigere Effizienzen, zum Beispiel aufgrund von Alterungserscheinungen oder Einbausituationen, die nicht ganz den Vorgaben im Installationshandbuch entsprechen. Messdaten haben den Vorteil, dass sie diese veränderte Anlageneffizienz mit abbilden. Allerdings muss die Datenverfügbarkeit eine Auswertung auch zulassen, was nicht nur die Messdatenpunkte, sondern auch den Anlagenbetrieb miteinschließt. Ist dieser zu dynamisch, etwa bei einer zu groß ausgelegten Kälteanlage, die entsprechend häufig taktet, ist keine ausreichende Stationarität der Betriebspunkte gewährleistet. Außerdem sollten die Betriebspunkte möglichst das gesamte Betriebsfeld abbilden, also verschiedene Kälteleistungen bei unterschiedlichen Kalt- und Kühlwassertemperaturen. Meist sind jedoch sowohl im Kaltwasser als auch im Kühlwasser bzw. bei direkt gekühlten KKA im Kondensator ganzjährig feste Sollwerte vorgegeben, sodass die Varianz der Temperaturen zu gering ist, um die Parameter  $A_0$ ,  $A_1$  und  $A_2$  zu bestimmen. Als Grundregel gilt: Je enger das Betriebsfeld gesteckt ist, das zur Regression der Parameter verwendet wurde, desto unsicherer werden die Modellvorhersagen für Betriebspunkte außerhalb dieses Feldes.

Desweiteren gilt es, eine Limitierung des Modells zu berücksichtigen. Laut [Gordon & Ng, 2001] tendiert das Modell zu Ungenauigkeiten, wenn die Begrenzung der Wärmeübertragungsrate an den Wärmeübertragern einen bedeutenden Engpass darstellt, was tendenziell bei hohen Kälteleistungen der Fall ist. Diese Aussage ist zwar etwas unspezifisch, lässt sich jedoch gut visualisieren. In Abb. 2-9 (links) sind die Betriebspunkte aus einem Datenblatt der KKA in ESTW dargestellt. Der Hersteller hat hier Leistungstabellen über einen sehr großen Temperaturbereich angegeben. Da die Kompressionskälteanlage mit unterschiedlichen (i.d.R. direkt gekühlten) Kondensatoren betrieben werden kann, die dann die Außeneinheit bilden, werden Kälteleistung und Verdichterleistung in den Tabellen in Abhängigkeit der Kaltwasseraustrittstemperatur  $t_{Eo}$  und der prozessinternen Kondensationstemperatur  $T_C$  des Kältemittels angegeben. Die Anwendbarkeit des QE-Modells wird dadurch nicht beeinträchtigt. Durch die hier gewählte Auftragung von  $y = \left( \frac{1}{COP_{el}} + 1 - \frac{T_C}{t_{Eo}} \right) \dot{Q}_E$  gegen  $x = T_C/t_{Eo}$  lassen sich allerdings die Grenzen des QE-Modells anschaulich darstellen: So sind die Vorhersagen gemäß [Gordon & Ng, 2001] nur dann genau, wenn sich die Steigungen  $dy/dx$  der Linien bei konstanter Kondensationstemperatur  $T_C$  nicht wesentlich ändern. Diese Änderung tritt aber erst im rechten Bereich bei hohen  $T_C$  und relativ dazu niedrigen Kaltwassertemperaturen  $t_{Eo}$  ein, die für den Anlagenbetrieb in der Liegenschaft ESTW nicht weiter relevant sind. Zur Steigerung der Modellgenauigkeit wurden für die Regression der Koeffizienten des QE-Modells daher nur die Punkte innerhalb des markierten Bereichs verwendet. Die Genauigkeit der Modellvorhersagen für den  $COP_{el}$  ist in Abb. 2-9 (rechts) dargestellt. Im Mittel liegt die relative Abweichung bei 1,3 %, der Maximalwert beträgt 3,8 %. Zum Vergleich sind im Diagramm auch die Vorhersagen eines einfachen Carnot-Modells aufgetragen, die deutlich höhere Abweichungen aufweisen. Das Carnot-Modell stellt ein denkbar einfaches Kompressionskälteanlagenmodell dar und geht davon aus, dass sich der  $COP_{el}$  proportional zum reversiblen  $COP_{rev}$  bzw. zum Wirkungsgrad des linkslaufenden Carnot-Prozesses verhält, wobei der Gütegrad  $\eta_C$  den Proportionalitätsfaktor darstellt. Es gilt also

$$COP_{el} = COP_{rev} \cdot \eta_C \quad (2-34)$$

wobei der  $COP_{rev}$  in diesem Fall mit  $T_C$  und  $t_{Eo}$  gebildet und  $\eta_C$  durch Regression der Betriebspunkte ermittelt wurde.

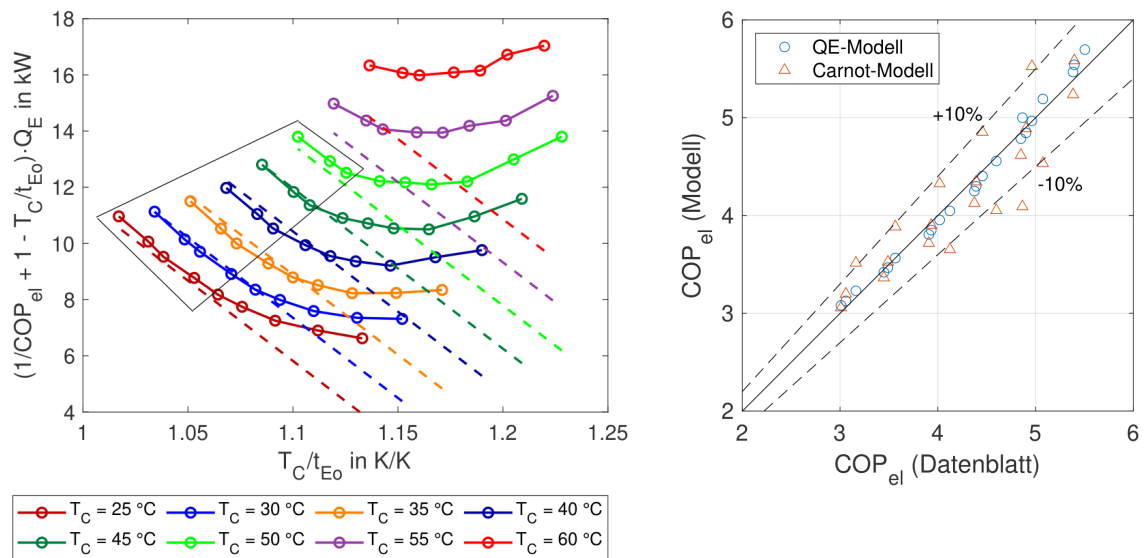


Abb. 2-9: Links: Betriebspunkt aus den Leistungstabellen in Datenblättern der KKA in ESTW. Die Auftragung verdeutlicht die Einsatzgrenzen des QE-Modells. Rechts: Vergleich der  $COP_{el}$ -Werte aus dem Datenblatt mit den berechneten Werten der Modelle. Die gestrichelten Linien repräsentieren Abweichungen von  $\pm 10\%$ .

Mit Gleichung (2-33) lässt sich die elektrische Effizienz der KKA  $COP_{el}$  in Abhängigkeit von Kaltwasseraustritts- und Kondensationstemperatur ( $t_{Eo}$  bzw.  $T_C$ ) sowie der Kälteleistung  $\dot{Q}_E$  bestimmen. Die Regelung der Ventilatoren der zwei Axial-Kondensatoren in ESTW (beides Güntner GHV050) erfolgt über jeweils eigene Controller (GMM EC04). Der Sollwert der Kondensationstemperatur ist auf 38°C eingestellt, wird jedoch in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $t_{Um,g}$  verschoben, so dass die Differenz zwischen  $T_{Ci}$  und  $t_{Um,g}$  immer mindestens 14 K beträgt. Diese Regelungsvorschrift bzw. dieser funktionale Zusammenhang lässt sich in Gleichung (2-33) einsetzen, sodass  $COP_{el} = f(\dot{Q}_E, t_{Eo}, t_{Um,g})$ . Gleichung (2-33) lässt jedoch keine Aussage darüber zu, welche maximale Kälteleistung unter den jeweiligen Betriebsbedingungen erreicht werden kann, da keinerlei Leistungsgrenzen berücksichtigt werden. Dies geschieht im zweiten Teilmodell durch die Bestimmung der Verdichterleistung der KKA in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebspunkts. Ist die Verdichterleistung bekannt, können die elektrische Effizienz und die Kälteleistung durch Umstellen der Gleichung (2-33) bestimmt werden.

Um die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters bestimmen zu können, wird die im Datenblatt angegebene Verdichterleistung  $L_{CCh,0}$  unter Nennbedingungen, die durch  $T_{E,0}$  und  $T_{C,0}$  definiert sind, mithilfe von stark vereinfachenden Annahmen auf den jeweiligen Betriebspunkt umgerechnet. Unter den Annahmen, dass sich das Kältemittel während der Verdichtung wie ein ideales Gas verhält und die spez. Wärmekapazität  $c_p$  konstant bleibt, lässt sich die Verdichterleistung  $L_V$  wie folgt ausdrücken:

$$L_V = \dot{m}_r \cdot \Delta h_V = \frac{\dot{m}_r \cdot \Delta h_{V,is}}{\eta_{V,is}} = \frac{\dot{V}_r}{v_{Vi}} \cdot \frac{\Delta h_{V,is}}{\eta_{V,is}} = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{th}}{v_{Vi}} \cdot \frac{\Delta h_{V,is}}{\eta_{V,is}} = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_{th}}{v_{Vi}} \cdot \frac{1}{\eta_{V,is}} \cdot c_p \cdot T_{Vi} \cdot \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right).$$

Dabei sind  $\dot{m}_r$  und  $\dot{V}_r$  der Kältemittelmassen- bzw. -volumenstrom,  $\Delta h_V$  die spez. Verdichtungsenthalpiedifferenz,  $\Delta h_{V,is}$  die spez. isentrope Verdichtungsenthalpiedifferenz,  $\eta_{V,is}$ , der isentrope Verdichterwirkungsgrad,  $v_{Vi}$  und  $T_{Vi}$  das spez. Volumen bzw. die Temperatur am Verdichtereintritt,

$\lambda$  der Liefergrad,  $\dot{V}_{th}$  der geometrische oder theoretisch mögliche Volumenstrom,  $\Pi$  das Verdichtungsdruckverhältnis und  $\kappa$  der Isentropenexponent. Nun wird angenommen, dass die spez. Wärmekapazität, der isentrope Verdichterwirkungsgrad und der Liefergrad nicht vom Betriebspunkt abhängig sind, bzw. dass sie auf dem gesamten Betriebsfeld den jeweiligen Größen im Nennbetriebspunkt entsprechen. Letztere Annahme ist für Scrollverdichter unkritisch (siehe z. B. [Kämmer & Tomski, 2005]), während sich der Liefergrad bei Kolbenverdichtern recht deutlich mit dem Verdichtungsdruckverhältnis ändert. Eine Berücksichtigung der verschiedenen Liefergrade für Kolbenverdichter (Rückexpansion, saugseitige Druckverluste, Aufwärmung Saugdampf) könnte hier leicht implementiert werden, in den ReKs-Liegenschaften waren jedoch keine solchen Verdichtertypen installiert.

Damit gilt für das Verhältnis von Verdichterleistung in einem beliebigen Betriebspunkt  $L_V$  zur Leistung im Nennbetriebspunkt  $L_{V,0}$ :

$$\frac{L_V}{L_{V,0}} = \frac{\frac{\lambda \cdot \dot{V}_{th}}{v_{Vi}} \cdot \frac{1}{\eta_{V,is}} \cdot c_p \cdot T_{Vi} \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\frac{\lambda \cdot \dot{V}_{th}}{v_{Vi,0}} \cdot \frac{1}{\eta_{V,is}} \cdot c_p \cdot T_{Vi,0} \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} = \frac{v_{Vi,0} \cdot T_{Vi} \cdot \left( \Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{v_{Vi} \cdot T_{Vi,0} \cdot \left( \Pi_0^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (2-35)$$

Sind entsprechende Stoffdatenfunktionen verfügbar, werden zur Umrechnung damit lediglich die Verdampfungstemperatur, die Kondensationstemperatur und die Verdichtereintrittstemperatur bzw. die Sauggasüberhitzung des Kältemittels benötigt.

Bei der KKA in der Liegenschaft ROKK handelt es sich um eine wassergekühlte Anlage (Modell CGWN 208 des Hersteller TRANE) mit vier Scrollverdichtern und einer nominalen Kälteleistung von 283 kW. Die Verdichter können sukzessive zugeschaltet werden und bilden so vier Leistungsstufen. Als Kältemittel wird R410A eingesetzt, ein nahezu azeotropes Gemisch mit nur sehr geringem Temperaturgleit bei Verdampfung und Kondensation.

Die Verdichterleistung im Nominalpunkt (von  $t_{Ei} = 12^\circ\text{C}$ ,  $t_{Eo} = 7^\circ\text{C}$ ,  $t_{Ci} = 30^\circ\text{C}$  und  $t_{Co} = 35^\circ\text{C}$ ) ist im Datenblatt mit  $L_{V,0} = 49,5$  kW angegeben. Die internen Kältemitteltemperaturen wurden mit  $T_C \approx t_{Ci}$  und  $T_E \approx t_{Eo}$  sehr grob abgeschätzt. Diese Temperaturen wurden dann zur Berechnung des Druckverhältnisses  $\Pi$  sowie des spezifischen Volumens  $v_{Vi}$  mittels Dampfdruckkurven von R410A verwendet. Es sei hier angemerkt, dass sich diese groben Vereinfachungen relativieren, sofern sie im jeweiligen Betriebspunkt und im Nominalpunkt in derselben Größenordnung liegen.

Für das Jahr 2019 wurden aus dem realen Anlagenbetrieb möglichst stationäre Betriebspunkte der KKA in ROKK ermittelt. Nachdem auf die oben beschriebene Weise die Verdichterleistung in Abhängigkeit der Temperaturen im Kalt- und Kühlwasser berechnet wurde, konnte für jede der vier Leistungsstufen ein separater Satz an Koeffizienten des QE-Modells bestimmt werden. Die relative Vorhersagegenauigkeit nimmt mit steigender Kälteleistung zu, was zum Teil durch notwendige Abstriche an den Stationaritätskriterien begründet liegt. Aufgrund der internen Regelung der KKA treten lange (und damit stationäre) Betriebsphasen vorrangig in der höchsten Leistungsstufe 4 auf, da bei den anderen Leistungsstufen häufig nach kurzer Zeit in die nächsthöhere oder niedrigere Stufe gewechselt wird. Das ist auch der Grund dafür, dass nur sehr wenige Betriebspunkte in Stufe 1 ermittelt werden konnten. Hier liegt die mit im Mittel  $\pm 7,8\%$  größte relative Abweichung zwischen gemessener und berechneter Kälteleistung vor (siehe Abb. 2-10). In Stufe 3 beträgt die Abweichung im Mittel nur noch  $\pm 2,4\%$  und in Stufe 4 liegt sie sogar bei nur  $\pm 0,4\%$ .

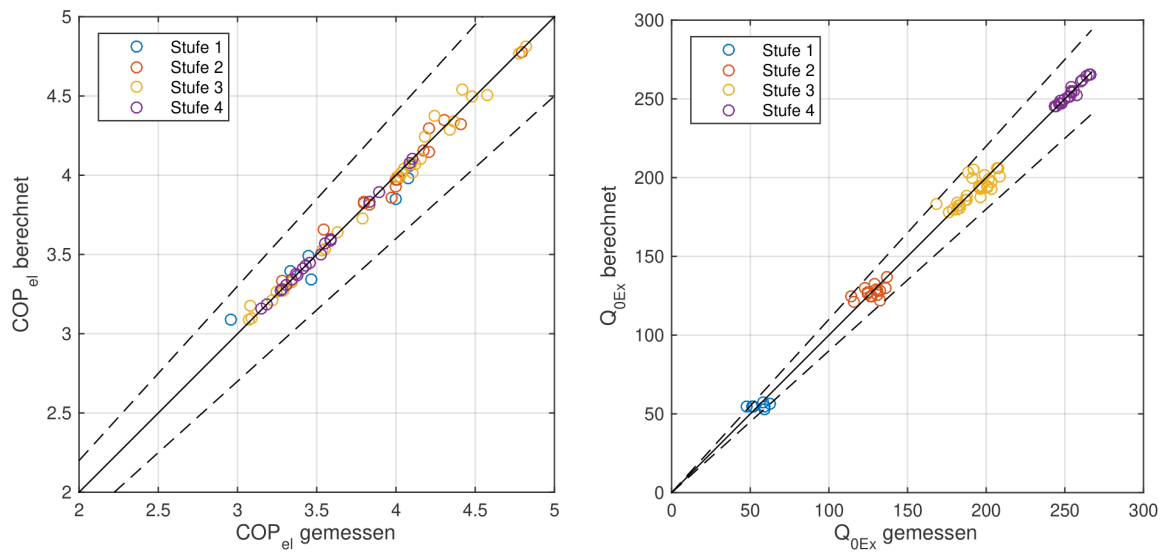


Abb. 2-10: Vergleich Messwert und Modellvorhersage von  $COP_{el}$  (links) und Kälteleistung (rechts) der KKA in der Liegenschaft ROKK für stationäre Betriebsphasen in 2019. Die gestrichelten Linien repräsentieren Abweichungen von  $\pm 10\%$ .

### 3 Anlagenregelung

Die Anlagenregelung einer Kälteerzeugungsanlage (AR bzw. KEA-Regelung) ist abzugrenzen gegenüber der Komponentenregelung (KR), bei der nur die Regelung einer einzelnen Komponente (z.B. Pumpe oder Ventil) im Fokus steht und der Systemregelung (SR bzw. KES-Regelung) bei der das gesamte Kälteerzeugungssystem mit mehreren, ggf. verschiedenartigen Kälteerzeugungsanlagen betrachtet wird (siehe Abschnitt 2.1).

In den Liegenschaften des ReKS-Projektes kommen insgesamt drei verschiedene Arten an Kälteerzeugungsanlagen ( $KEA_{xy}$ ) vor:

- $KEA_{th}$  thermisch angetriebene Kälteerzeugungsanlagen, z.B. mit Absorptionskälteanlage (AKA)
- $KEA_{fc}$  Kälteerzeugungsanlagen zur freien Kühlung, z.B. über Rückkühlwerk (RKW)
- $KEA_{el}$  elektrisch angetriebene Kälteerzeugungsanlagen, z.B. mit Kompressionskälteanlage (KKA)

Trotz der vorhandenen Unterschiede zwischen den Kälteerzeugungsanlagen kann der Ablauf der SPS-Programme zur Anlagenregelung mit Hilfe eines generischen Blockdiagramms dargestellt werden (siehe Abb. 3-1). Bei gegebener Betriebsbereitschaft erfolgt die Freigabe der betrachteten KEA durch die übergeordnete Gebäudeleittechnik (GLT) bzw. die darin eingebettete KES-Regelung. Üblicherweise erfolgt zu Betriebsbeginn eine Lastprüfung und/oder das Durchlaufen einer Hochfahrroutine, um einerseits die Trägheiten und Verzögerungen im angeschlossenen hydraulischen System berücksichtigen zu können und andererseits die Überwachung von hochgradig instationären Betriebsbedingungen unter sicherheitstechnischen Aspekten zu ermöglichen. Beim Hochfahren gelten z.B. oftmals andere Grenzwerte, so dass bei Einschalt- bzw. Einschwingvorgängen eine höhere Fehlertoleranz erreicht werden kann.

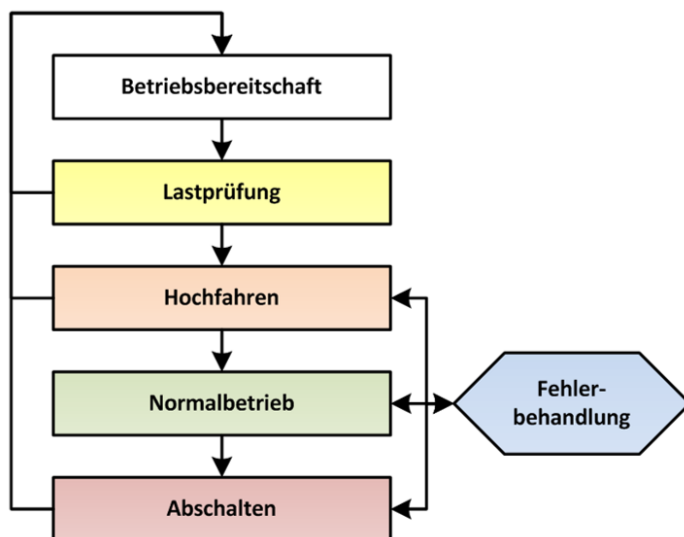


Abb. 3-1 Generisches Blockdiagramm zur Anlagenregelung eines Kälteerzeugers

Sowohl bei der Lastprüfung als auch beim Hochfahren sind nur selten alle Komponenten einer KEA in Betrieb. Solange z.B. die Lastprüfung bei einer  $KEA_{el}$  oder  $KEA_{th}$  nach dem Einschalten der Kühlwasserpumpe noch nicht abgeschlossen ist, wird die Kühlwasserpumpe nicht eingeschaltet. Im Normalbetrieb erfolgt die Teillastregelung der betreffenden Kälteerzeugungsanlage (bei mehrstufigen  $KEA_{el}$  z.B. die Zu- und Abschaltung von einzelnen Kompressoren oder bei  $KEA_{th}$  die Regelung



der Heißwassertemperatur aus dem Fernwärmenetz). Typischerweise umfasst der Normalbetrieb den größten Teil der Betriebszeit einer Kälteerzeugungsanlage und ist damit maßgeblich für deren Energieeffizienz. Die in den nachfolgenden Abschnitten dargestellten regelungstechnischen Verbesserungen konzentrieren sich daher auf den Normalbetrieb der jeweiligen KEA. Dies betrifft z.B. die Volumenstromregelungen bei  $KEA_{th}$  und  $KEA_{fc}$ .

Im Normalbetrieb sowie beim Hoch- und Runterfahren der KEA kann es notwendig sein, spezielle Fehlerbehandlungsroutinen zu aktivieren (z.B. wenn abzusehen ist, dass ohne regelungstechnische Gegenmaßnahmen Grenzwerte verletzt werden könnten), um die Betriebssicherheit bzw. eine kontinuierliche Kälteerzeugung zu gewährleisten. Bei Betriebsende, d.h. nach Entzug der Freigabe durch die GLT bzw. die KES-Regelung, wird eine Abschaltoutine durchlaufen (um z.B. Nachlaufzeiten von Pumpen zu ermöglichen oder ungünstige interne Prozesszustände in der erwarteten Betriebspause zu vermeiden).

Für die in diesem Kapitel behandelten drei Arten an Kälteerzeugungsanlagen wurden in Kapitel 2 die Bilanzkreise und die zugehörigen Kennzahlen zur Effizienzbewertung erläutert. In Ergänzung dazu werden hier im folgenden Abschnitt 3.1 die herkömmlichen Methoden der Anlagenregelung bzw. die Bestandsregelung dieser Kälteerzeugungsanlagen beschrieben, um damit den Stand der Technik bzw. die Ausgangssituation für das ReKS-Projekt zu umreißen. In Abschnitt 3.2 und Abschnitt 3.3 werden anschließend die im Rahmen des Projekts auf der Ebene der Anlagenregelung entwickelten Strategien dargestellt.

### 3.1 Ausgangssituation bei den Anlagenregelungen

In diesem Abschnitt wird die Regelung der Kälteerzeugungsanlagen so beschrieben, wie sie am Ende des Vorgängerprojektes (FAkS, FKZ 03ET1171) vorhanden war ( $KEA_{th}$ ) bzw. wie sie üblicherweise im Stand der Technik vorzufinden ist ( $KEA_{el}$ ,  $KEA_{fc}$ ). Dabei liegt der Fokus auf dem Normalbetrieb der Kälteerzeugungsanlagen in dem üblicherweise die Teillastregelung der KEA erfolgt. Auf Aspekte bei der Lastprüfung, dem Hochfahren, der Fehlerbehandlung und dem Abschalten der KEA wird nur im Einzelfall eingegangen, da diese Regelblöcke i.d.R. nur ein geringes Potential für eine verbesserte Systemeffizienz bieten.

#### 3.1.1 Absorptionskältebetrieb ( $KEA_{th}$ -Regelung)

Für eine einzelne Absorptionskälteanlage in einem Kälteerzeugungssystem besteht die versorgungs- und regelungstechnische Aufgabe darin, eine bestimmte Kälteleistung,  $\dot{Q}_E^{set}$  mit einer geforderten Kaltwassertemperatur,  $t_{EO}^{set}$  zur Verfügung zu stellen. Die Kombination dieser beiden Anforderungen ( $\dot{Q}_E^{set}$ ;  $t_{EO}^{set}$ ) wird als Lastfall bezeichnet.

Üblicherweise werden Absorptionskälteanlagen so geregelt (siehe Abb. 3-2 links), dass zu einer fest eingestellten Kühlwassereintrittstemperatur von z.B.  $t_{Al,fix}^{set} = 27\text{ °C}$  in den Absorber, die Heißwassereintrittstemperatur in den Desorber  $t_{Di}$  über ein Heißwasserregelventil  $C_D$  so eingestellt wird, dass die Kaltwasseraustrittstemperatur  $t_{EO}$  dem geforderten Sollwert  $t_{EO}^{set}$  entspricht. Die Justierung der Kühlwassertemperatur aus dem Rückkühlwerk erfolgt dabei i.d.R. in einem separaten RKW-Regler auf einen eigenen, festen Sollwert von z.B.  $t_{Ko,fix}^{set} = 26\text{ °C}$ . Durch das im AKA-Regler berechnete Stellsignal für das Kühlwasserventil  $C_A$  wird der ggf. vorhandene Unterschied zwischen  $t_{Ko}$  und  $t_{Al,fix}^{set}$  eliminiert. Diese Regelungsart wird im Weiteren als Standardregelung bezeichnet.

Eine Konsequenz der Standardregelung ist, dass sich in Abhängigkeit vom Lastfall und der eingestellten festen Kühlwassertemperatur sehr unterschiedliche Heißwasseraustrittstemperaturen,  $t_{Do}$  ergeben. Dies kann z.B. zu einer sehr geringen Auskühlung  $g_D = t_{Di} - t_{Do}$  des FW-Heißwassers führen oder zum Abschalten eines angeschlossenen BHKWs, wenn die unregelte Temperatur  $t_{Do}$  höher ist als eine maximal zulässige Temperatur,  $t_{Do}^{max}$ . Darüber hinaus resultiert aus dem fest eingestellten Sollwert im Kühlwasser selbst bei  $t_{Ko,fix}^{set} = t_{Ai,fix}^{set}$  ein unnötiger Energieverbrauch, weil der Sollwert i.d.R. unabhängig von der aktuellen Last so gewählt wird, dass die maximale Last gedeckt bzw. die Auslegungsleistung der AKA erreicht werden könnte. Als fester Sollwert wird daher oftmals die Auslegungstemperatur verwendet, d.h.  $t_{Ko,fix}^{set} = t_{Ai,fix}^{set} = t_{Ai,d}$ . In Teillast mit konstantem Volumenstrom im Kühlwasser ist dann zwar auch die aktuelle Rückkühlleistung kleiner als die Auslegungsleistung des RKW, aber durch die ebenfalls geringere Eintrittstemperatur in des RKW,  $t_{Ki} < t_{Ki,d}$  wird die treibende Temperaturdifferenz zur Umgebungstemperatur unnötig verringert. Dies führt gegenüber einer in Teillast höher möglichen Kühlwassertemperatur  $t_{Ai,var}^{set} > t_{Ai,d}$  bei gleicher Kälteleistung  $\dot{Q}_E = \dot{Q}_E^{set}$  zu einem unnötig höheren Elektroenergieverbrauch im RKW.

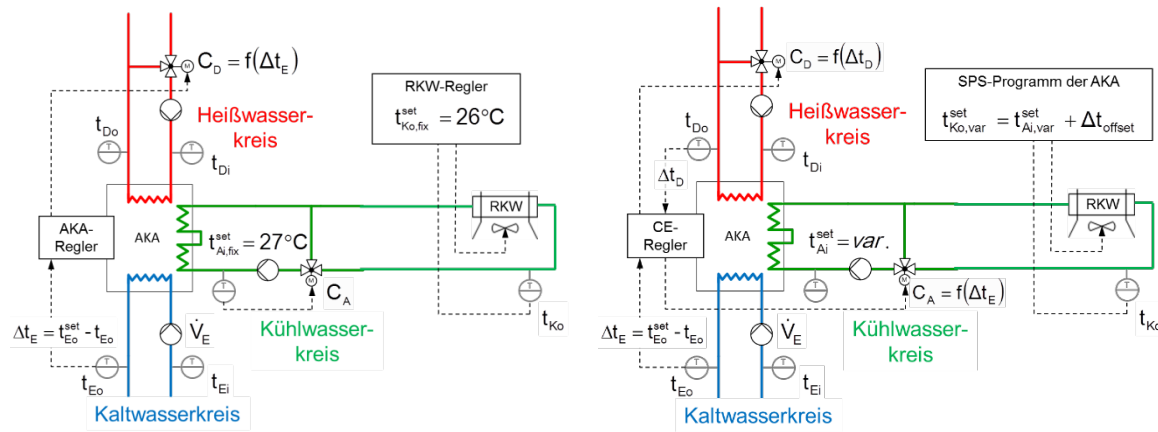


Abb. 3-2: Schematische Darstellung zur Regelung von Absorptionskälteanlagen  
 links: mit konstanten Sollwerten im Kühlwasserkreis (Standardregelung)  
 rechts: mit variablen Sollwerten aus dem CE-Regler (modellbasierte Regelung).

Im vorangegangenen FAKS-Projekt wurde daher eine in [Albers, 2019] entwickelte modellbasierte Mehrgrößenregelung zum Einsatz gebracht, mit der die gleichzeitige Einhaltung der Sollwerte  $t_{Eo}^{set}$  und  $t_{Do}^{set}$  im Kalt- und Heißwasser sowie eine höhere Energieeffizienz gegenüber der Standardregelung erreicht werden kann. Der dabei verwendete Berechnungsalgorithmus basiert auf einer weiterentwickelten Methode charakteristischer Gleichungen (engl. *Characteristic Equations*), weswegen die Zusammenfassung der zugehörigen Regelbausteine im SPS-Programm auch als „CE-Regler“ bezeichnet wird.

In Abschnitt 2.5.1 wurde erläutert, dass das Teillastverhalten von einstufigen  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ -Absorptionskälteanlagen mit Hilfe der CE-Methode als lineare Funktion einer charakteristischen Temperaturdifferenz  $\Delta t_i^*$  vorausberechnet werden kann. In dieser sind die drei unabhängigen Eintrittstemperaturen,  $t_{Xi}$  (mit  $X = D, A, E$ ) im Heiß-, Kühl- und Kaltwasser zusammengefasst. Für die Entwicklung von Regelstrategien wurde in [Albers, 2019] ein Umrechnungsfaktor  $K_{Eo}$  eingeführt

$$K_{Eo} = 1 / (1 - K_4 \cdot (1 - K_3) / \dot{W}_E) \quad (3-1)$$

mit dessen Hilfe sich die charakteristischen Gleichungen (2-6) und (2-7) für die Kälte- und Antriebsleistung als Funktion von modifizierten charakteristischen Temperaturdifferenzen  $\Delta\Delta t^*$  und  $\Delta\Delta t_{min}^*$  darstellen lassen.

$$\dot{Q}_E = K_{EO} \cdot K_4 \cdot \Delta\Delta t^* \quad (3-2)$$

$$\dot{Q}_D = (K_{EO} \cdot (K_5 - K_6) + K_6) \cdot \Delta\Delta t^* + K_6 \cdot \Delta\Delta t_{min}^* \quad (3-3)$$

Für Absorptionskälteanlagen mit serieller Kühlwasserführung vom Absorber zum Kondensator (wie bei den hier betrachteten AKA vom Typ Hummel und Biene) vereinfacht sich Gleichung (3-3) zu:

$$\dot{Q}_D = K_{EO} \cdot (K_5 - K_6) \cdot \Delta\Delta t^* + K_6 \cdot (t_{Di} - t_{Ai}) \quad (3-4)$$

In den modifizierten charakteristischen Temperaturdifferenzen  $\Delta\Delta t^*$  wird anstelle der Kaltwasser-eintrittstemperatur,  $t_{Ei}$  die Austrittstemperatur im Kaltwasser,  $t_{EO}$  sowie die Heiß- und Kühlwasser-eintrittstemperatur  $t_{Di}$  und  $t_{Ai}$  verwendet.

$$\Delta\Delta t^* = t_{Di} \cdot (1 - K_1) - t_{Ai} \cdot (1 - K_2) + t_{EO} \cdot (1 - K_3) \quad (3-5)$$

$$\Delta\Delta t_{min}^* = t_{Di} \cdot K_1 - t_{Ai} \cdot K_2 + t_{EO} \cdot (K_3 - 1) \quad (3-6)$$

Über die Koeffizienten  $K_N$  in obigen Gleichungen (mit  $N = 1..6$ ) wird die Betriebscharakteristik der AKA beschrieben. Zu ihrer Ermittlung müssen lediglich die Wärmedurchlässigkeiten (d.h. die  $UA$ -Werte) der vier Hauptwärmeübertrager sowie des Lösungswärmeübertragers und der Lösungsmassenstrom im Auslegungsfall bekannt sein. Die Methodik und die daraus resultierende Regelung kann daher unabhängig vom Hersteller der Absorptionskälteanlagen verwendet werden. Aus der Gleichung folgt, dass bei Vorgabe eines Kaltwassersollwertes  $t_{EO} = t_{EO}^{set}$  und einer daraus resultierenden geforderten Kälteleistung  $\dot{Q}_E = \dot{Q}_E^{set} = \dot{V}_E \cdot \rho_E \cdot c_{p,E} \cdot (t_{Ei} - t_{EO}^{set})$  beide Sollwerte bzw. der Lastfall  $(\dot{Q}_E^{set}; t_{EO}^{set})$  durch verschiedene Kombinationen der Eintrittstemperaturen im Heiß- und Kühlwasser  $(t_{Di}; t_{Ai})$  erreicht werden können.

Durch den Lastfall  $(\dot{Q}_E = \dot{Q}_E^{set}; t_{EO} = t_{EO}^{set})$  ist über die Gleichungen (3-2) und (3-5) auch der Wert für die modifizierte charakteristische Temperaturdifferenz  $\Delta\Delta t^* = \Delta\Delta t_{set}^*$  definiert. Bei festgelegtem Kaltwassersollwert  $t_{EO} = t_{EO}^{set}$  ergibt sich aus dem Freiheitsgrad in der Festlegung einer der beiden Eintrittstemperaturen  $t_{Di}$  oder  $t_{Ai}$  zum Einstellen des erforderlichen Wertes für  $\Delta\Delta t_{set}^*$  die Möglichkeit, neben der Lastdeckung noch eine weitere regelungstechnische Zielstellung vorzugeben. Durch diese Zielstellung ist dann das notwendige Wertepaar  $(t_{Di}^{set}; t_{Ai}^{set})$  eindeutig festgelegt.

Als dritte Zielstellung für die Regelung ist bei bestimmten AKA-Typen sowohl eine Maximierung der thermodynamischen Effizienz als auch eine Minimierung der Kältegestehungskosten denkbar (siehe [Albers, 2019]). Zur Sicherstellung einer möglichst langen Betriebszeit von KWK-Anlagen wurde im FAKS-Projekt jedoch das Einhalten einer bestimmten Heißwasseraustrittstemperatur  $t_{Do} = t_{Do}^{set}$  aus den AKA vom Typ Hummel bzw. Biene als bedeutenderer Vorteil für die KWK-Nutzung erkannt. Daraus resultierten im FAKS-Projekt folgende Zielstellungen für die Regelung der Absorptionskälteanlagen:

- 1) Bereitstellung der geforderten Kälteleistung  $\dot{Q}_E = \dot{Q}_E^{set}$   
→ technische Zielstellung / Funktionsfähigkeit
- 2) Einhalten der Austrittstemperatur Kaltwasser  $t_{EO} = t_{EO}^{set}$   
→ kälteverbrauchsseitige Zielstellung
- 3) Einhalten der Austrittstemperatur Heißwasser  $t_{Do} = t_{Do}^{set}$   
→ wärmeerzeugerseitige Zielstellung

Diese drei Zielstellungen lassen sich durch kontinuierliche Regelung der Heiß- und Kühlwasser-eintrittstemperatur mit variablen Sollwerten ( $t_{Di}^{set}$ ;  $t_{Ai}^{set}$ ) jedoch nur dann gleichzeitig erreichen, wenn ausreichend hohe Antriebstemperaturen und ausreichend niedrige Kühlwassertemperaturen aus dem Fernwärmenetz bzw. vom Rückkühlwerk zur Verfügung stehen. Für den Fall, dass eine der beiden Versorgungstemperaturen nicht ausreichend ist, greifen im SPS-Programm sogenannte *Backup*-Strategien. Mit diesen wird versucht, die Unterversorgung in einem Versorgungskreis dadurch auszugleichen, dass der andere Kreis höher beansprucht wird. Unterschieden wird dabei zwischen wärmeerzeugerseitigen und kälteverbraucherseitigen *Backup*-Strategien (siehe [Albers & Ziegler, 2016], [Albers, 2019], [Petersen et al., 2019]).

Die generelle Funktionsweise der modellbasierten Mehrgrößenregelung (sog. CE-Regelung) wird aus Abb. 3-3 deutlich, in der Messdaten von 5 Tagen der Liegenschaft HHVE aus dem Sommer 2021 dargestellt sind. Es handelt sich hierbei um die Kühlung eines Rechenzentrums, weswegen die Kälteleistung mit ca. 80 kW relativ konstant ist. Die Umgebungstemperatur (schwarze Linie in Abb. 3-3 unten) ändert sich dagegen im Tagesverlauf zwischen 15 und 28 °C. Es ist zu erkennen, dass der Kaltwassersollwert durchgehend eingehalten wird (d.h.  $t_{Eo} \approx t_{Eo}^{set}$ ). Gleiches gilt für die geforderte Kälteleistung,  $\dot{Q}_E \approx \dot{Q}_E^{set}$  und den Heißwassersollwert,  $t_{Do} \approx t_{Do}^{set}$ . Letzterer wurde am 3. Tag verstellt, um die Funktionalität eines variablen Sollwertes zu demonstrieren.

Die gleichzeitige Einhaltung der Austrittstemperaturen im Heiß- und Kaltwasser (d.h.  $t_{Do}^{set}$  und  $t_{Eo}^{set}$ ) gelingt dadurch, dass durch die modellbasierte Mehrgrößenregelung die Eintrittstemperaturen im Heiß- und Kühlwasser (d.h.  $t_{Di} = t_{Di}^{set}$  und  $t_{Ai} = t_{Ai}^{set}$ ) gleichzeitig und lastabhängig geregelt werden. Außerdem müssen ausreichend hohe Antriebstemperaturen und ausreichend niedrige Kühlwassertemperaturen zur Verfügung stehen. Letzteres ist am 5. Tag nicht mehr der Fall, da die Umgebungstemperatur so hoch ist, dass die erforderliche Kühlwassertemperatur  $t_{Ai}^{set} < t_U$  mit dem trockenen Rückkühlwerk nicht mehr erreicht werden kann. Bei der hier eingestellten, kälteverbraucherseitigen Backup-Strategie (BuS-1) wird die Einhaltung des Kaltwassersollwertes höher priorisiert als die Einhaltung des Heißwassersollwertes. Zum Ausgleich einer zu hohen Kühlwassertemperatur ( $t_{Ai} > t_{Ai}^{set}$ ) wird daher vom CE-Regler ein höherer Sollwert  $t_{Di}^{set}$  berechnet, mit dem zwar nicht mehr  $t_{Do}^{set}$ , aber dennoch  $t_{Eo}^{set}$  eingehalten werden kann.

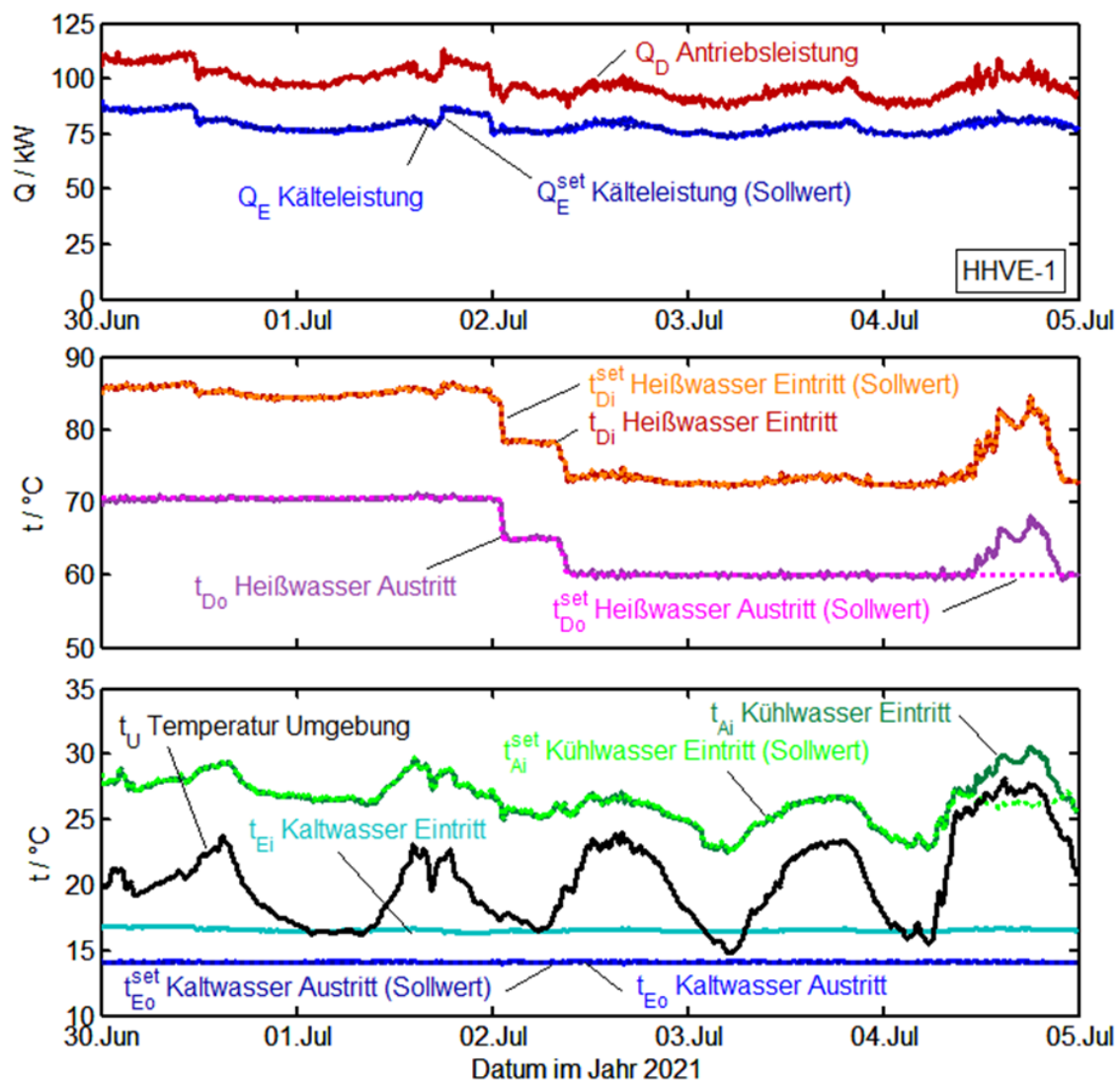


Abb. 3-3: Funktionsweise der CE-Regelung im Entwicklungsstand des FAKS-Projektes.

Der dargestellte Stand der AKA-Regelung aus dem FAKS-Projekt stellt die Ausgangsbasis für eine weitergehende Verbesserung der CE-Regelung im ReKS-Projekt unter zwei Aspekten dar. Zum einen erfolgte eine systemische Erweiterung der Betrachtung, in dem nicht nur die AKA, sondern weitere Komponenten des Kälteerzeugungssystems bei der Regelung berücksichtigt werden, wie z.B. Pumpen und Rückkühlwerk. Zum anderen wird die Energieeffizienz weiter in den Fokus gerückt, so dass die geforderte Kälteleistung bei gleichzeitiger Einhaltung der Sollwerte im Kalt- und Heißwasser nun mit minimal möglichem spezifischen Elektroenergiebedarf erzeugt werden kann. Dies erfolgt mit Hilfe von aktiven Volumenstromregelstrategien und wird im Abschnitt 3.2 detaillierter ausgeführt.

### 3.1.2 Kompressionskältebetrieb (KEA<sub>el</sub>-Regelung)

Für eine einzelne Kompressionskälteanlage in einem Kälteerzeugungssystem besteht die versorgungs- und regelungstechnische Aufgabe ebenfalls darin, eine bestimmte Kälteleistung,  $\dot{Q}_E^{\text{set}}$  mit einer geforderten Kaltwassertemperatur,  $t_{Eo}^{\text{set}}$  zur Verfügung zu stellen.

Die geforderte Kälteleistung wird üblicherweise nicht explizit bei der Regelung berücksichtigt. Stattdessen wird die Einhaltung des Temperatursollwertes (d.h.  $t_{Eo} \approx t_{Eo}^{set}$ ) gleichzeitig auch als Indikator für die Lastdeckung interpretiert (d.h.  $\dot{Q}_E \approx \dot{Q}_E^{set}$ ).

Die (prozessinterne) Regelung der KKA zur Einhaltung von  $t_{Eo}^{set}$  wird auch Leistungsregelung genannt und erfolgt in erster Linie über den Verdichter. Für die unterschiedlichen Verdichtertypen und Anlagenbauweisen gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Möglichkeiten bzw. Methoden, die jeweils Unterschiede in der Effizienz im Teillastverhalten und in der Regelgüte, also der Genauigkeit der Sollwerteinhaltung, aufweisen. Eine Übersicht aus [BITZER, 2016] für Hubkolben-, Schrauben- und *Scroll*-verdichter ist in Abb. 3-4 dargestellt, wobei eine Einteilung in Aussetzbetrieb, mechanische Leistungsregelung und Drehzahlregelung vorgenommen wird. Der Aussetzbetrieb eines einzelnen Verdichters, auch Zweipunktregelung genannt, stellt dabei die einfachste Möglichkeit dar. Die KKA wird eingeschaltet, sobald ein vorgegebener Temperaturwert überschritten wird (z.B. die Eintrittstemperatur in den Verdampfer,  $t_{Ei}$  oder eine Kältespeichertemperatur im unteren Bereich oder die Kälteverbraucher-Rücklauftemperatur,  $t_{Vh}$ ) und ausgeschaltet, sobald ein zweiter Temperaturwert unterschritten wird (z.B. die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer,  $t_{Eo}$  oder eine Kältespeichertemperatur im oberen Bereich). Dies führt in der Regel zum Taktbetrieb, wobei die Takthäufigkeit von der Breite des Temperaturbandes und dem Unterschied zwischen Anlagenleistung und Kälte-last abhängt. Etwas mehr Regelungsmöglichkeit bieten KKA's, die mit mehreren Verdichtern ausgestattet sind und separat zu- oder abgeschaltet werden können. Vor allem im Bereich der *Scroll*-verdichter ist dies bei Anlagen mit größeren Kälteleistungen der Normalfall. Die Verdichter sind dabei meist an einer gemeinsamen Saugkammer positioniert, können je nach Bauform der Anlage aber unterschiedliche Kondensatoren beschicken, wie z.B. bei der zweistufigen KKA in ESTW (Daikin EUWL20KZW1). Die vierstufige KKA in ROKK (TRANE CGWN-208) verfügt über vier separat zuschaltbare *Scroll*-verdichter, die zwar paarweise in zwei verschiedenen Kältemittelleitungen angeordnet sind, aber nur über jeweils einen Verdampfer und Kondensator. Die verschiedenen Konfigurationen haben ihre jeweiligen Vor- und Nachteile, was Effizienz, Kompaktheit und Herstellungskosten angeht.

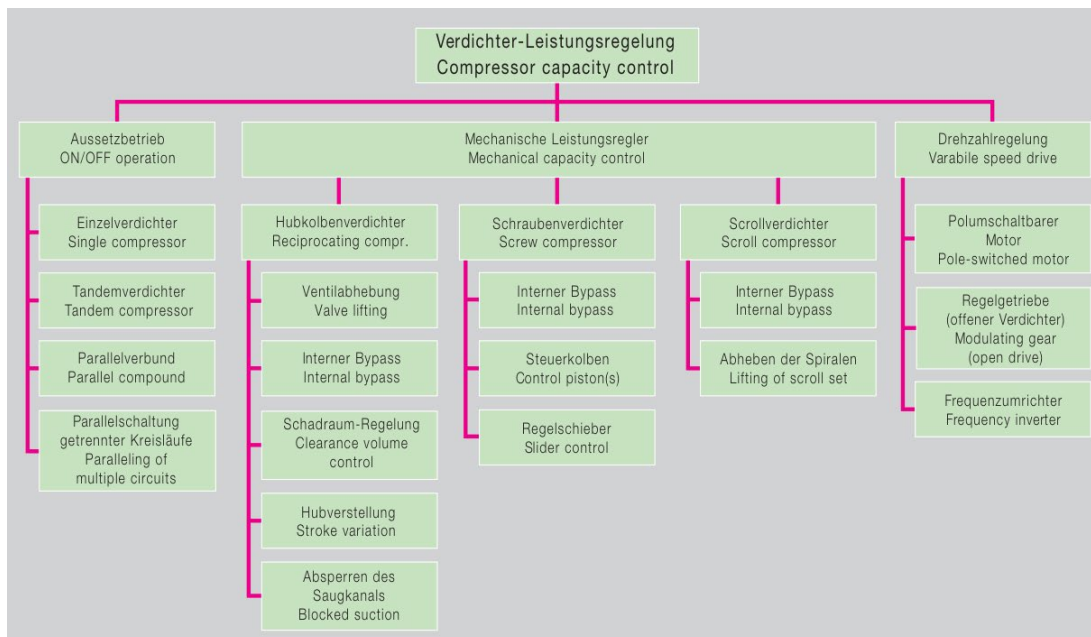


Abb. 3-4: Übersicht der Verfahren zur KKA-Leistungsregelung (aus [BITZER, 2016])

Eine stetige Leistungsregelung wird z.B. durch die Drehzahlregelung ermöglicht, die auf einer Anpassung des Kältemittel-Volumenstroms durch Änderung der Verdichterdrehzahl basiert. Sie ist prinzipiell auf alle gängigen Verdichtertypen anwendbar ist und kommt immer häufiger zur Anwendung. Meist wird dabei ein Frequenzumrichter eingesetzt, der als zusätzliches Bauteil zwar mit höheren Installationskosten verbunden ist, sich aber durch hohe Teillastwirkungsgrade und einen großen Regelbereich von häufig 20 % bis 100 % auszeichnet. Vor allem bei Schraubenverdichtern sind mechanische Leistungsregelungen mit Ein- oder Auslassschieber der Standardfall, so zum Beispiel auch bei der KKA in SEHC (Daikin EWWD-540). Der Regelbereich wird hier mit 15 % – 100 % angegeben, wobei im Vergleich zur Drehzahlregelung von niedrigeren Teillastwirkungsgraden auszugehen ist (siehe z.B. [Fredrich & Mosemann, 2002], [Brasz & Hartmann, 2006]).

Zur Regelung einer KEA<sub>el</sub> gehören neben der internen Regelung der KKA auch die Regelung von Kaltwasserpumpe, Kühlwasserpumpe und RKW. Hier muss jedoch zunächst zwischen wassergekühlten und luft- bzw. direkt gekühlten KKA unterschieden werden. Bei direkt gekühlten Anlagen entfällt die Kühlwasserpumpe als Komponente der KEA<sub>el</sub>. Diese gibt es entweder als geteilte bzw. *Split*-Anlagen mit Innen- und Außeneinheit oder als kompakte luftgekühlte Kaltwassersätze, die in der Regel im Freien aufgestellt werden. Luftgekühlte Kaltwassersätze zur Aufstellung im Freien werden meist als fertige Einheiten verkauft, an die nur noch die Kaltwasserverrohrung angeschlossen werden muss. Die Regelung der einzelnen Bauteile (Ventilatoren und ggf. Befeuchtungseinrichtung des Kondensators, Expansionsventil und Verdichter), konnte im Rahmen der Anlagenentwicklung sehr genau aufeinander abgestimmt werden. Teilweise sind in den Komplettpaketen auch die Kaltwasserpumpen bereits enthalten. Bei geteilten Anlagen wie in der Liegenschaft ESTW erfolgt die Regelung des Kondensators, der die Außeneinheit darstellt, und der Inneneinheit in der Regel separat, also ohne Kommunikationsschnittstelle zwischen Innen- und Außeneinheit. In der Regeleinheit des Kondensators wird bei der Inbetriebnahme ein fester Sollwert für Kondensationsdruck bzw. -temperatur vorgegeben, ggf. verfügt diese über erweiterte Funktionen wie eine automatische Anhebung bei hohen Umgebungstemperaturen. Abhängig davon, in welchem Zustand das kondensierte Kältemittel die Inneneinheit erreicht, reagiert deren Regelung zur Einhaltung des Kaltwassersollwerts.

Bei wassergekühlten Kompressionskälteanlagen erfolgt die Regelung von Kaltwasserpumpe, Kühlwasserpumpe und Rückkühlwerk meist über die Gebäudeleittechnik bzw. über direkt an der Pumpe vorgenommene Einstellungen und die Einhaltung des Kaltwassersollwerts über die Leistungsregelung der KKA. Während die Hersteller häufig Tabellen für die Anlagenleistung und Effizienz in Abhängigkeit der Kalt- und Kühlwassertemperaturen angeben, finden sich für Volumenströme lediglich feste Grenzwerte. Aussagen über den Einfluss der Volumenströme auf das Anlagenverhalten werden in der Regel nicht getroffen. In einem Handbuch zu Schraubenverdichtern (siehe [JCI, 2022]) wird ein variabler Volumenstrom im Kühlwasser nicht empfohlen, da „hierdurch normalerweise der Energieverbrauch im System ansteigt“. Außerdem wird zu bedenken gegeben, dass niedrige Volumenströme *Fouling*-Effekte hervorrufen, die zu höheren Wartungskosten führen. Systeme mit variablen Volumenstrom im Kaltwasser werden dagegen als sinnvoll angesehen, „benötigen jedoch auf der anderen Seite eine aufwändigere Regelung und Durchflussüberwachung“. Dieses Beispiel soll verdeutlichen, dass die Regelung der Pumpen in KEA<sub>el</sub> zur Effizienzsteigerung noch nicht den Stand der Technik darstellt. Auch allgemein anwendbare Regeln lassen sich nur schwer finden. Werden hier anspruchsvollere Regelungen implementiert, die über feste Sollwerte hinausgehen, basieren diese oft auf der Erfahrung engagierter Regelungstechniker bzw. einer tiefergehenden Systemkenntnis der Betreiber.

Anders als bei der Anlagenregelung für die Absorptionskälteanlagen (KEA<sub>th</sub>-Regelung) wurden im ReKS-Projekt keine Änderungen bei der Anlagenregelung für die Kompressionskälteanlagen (KEA<sub>el</sub>-Regelung) vorgenommen.

### 3.1.3 Freikühlbetrieb (KEA<sub>fc</sub>-Regelung)

Im Freikühlbetrieb stellt das Rückkühlwerk zusammen mit den Förderpumpen und einem ggf. vorhandenen Wärmeübertrager ebenfalls eine eigenständige Kälteerzeugungsanlage (KEA<sub>fc</sub>) dar, der eine bestimmte Sollkälteleistung,  $\dot{Q}_E^{set}$  mit einer geforderten Kaltwassertemperatur,  $t_{Eo}^{set}$  zugewiesen werden kann. Bei vorhandenem Wärmeübertrager (z.B. zur Medientrennung zwischen Kühl- und Kaltwasserkreis) muss bei der KEA<sub>fc</sub>-Regelung beachtet werden, dass sich der Sollwert für die Verbraucher – d.h. die kaltwasserseitige Austrittstemperatur am WT  $t_{Ho}^{set} = t_{Vc}^{set}$  – vom Sollwert für die Komponenten (RKW) – d.h. die kühlwasserseitige Austrittstemperatur am RKW  $t_{Ko}^{set} < t_{Vc}^{set}$  – unterscheidet.

Die Regelung des Freikühlbetriebs erfolgt üblicherweise durch Vorgabe der Austrittstemperatur am RKW,  $t_{Ko}^{set}$ , bei gleichzeitiger Vorgabe von Volumenstrom bzw. Drehzahl der Kühl- und Kaltwasserpumpe (P5 und P4 in Abb. 2-1). Die Austrittstemperatur  $t_{Ko}$  wird dann durch Regelung des Luftvolumenstroms über die Ansteuerung  $C_{7K}$  für die Ventilator Drehzahl als Funktion der Regelabweichung  $\Delta t = t_{Ko}^{set} - t_{Ko}$  mit Hilfe eines PI(D)-Reglers eingestellt (d.h.  $C_{7K} = f(\Delta t)$ ).

Bei kleinen Kältelasten und sehr niedrigen Außentemperaturen kann es dabei vorkommen, dass das RKW auch bei ausgeschalteten oder mit Mindestdrehzahl betriebenen Lüfter noch zu viel Wärme abführt, dass der Austrittssollwert  $t_{Ko}^{set}$  deutlich unterschritten wird. Folge ist eine Unterschreitung des Kaltwassersollwerts und im Extremfall eine Frostgefahr auf der Kaltwasserseite des FKB-WÜ. Daher wird ein Frostschutzventil auf der Kühlwasserseite installiert, das bei Unterschreitung des Sollwerts eine Beimischung aus dem kühlwasserseitigen Rücklauf des FKB-WÜ in den Vorlauf ermöglicht. Wenn die Kühlwasserpumpe auf einen festen Volumenstrom regelt, reduziert sich durch das Öffnen des Frostschutzventils auch gleichzeitig der Volumenstrom durch das RKW, was zu einer Reduzierung der dort abgeführten Wärmeleistung führt. Durch diese Verfahrensweise wird zwar ein effektiver Frostschutz und ein stetiger taktloser Betrieb bei niedrigen Umgebungstemperaturen sichergestellt, jedoch wird der Elektroenergiebedarf der Kühlwasserpumpe nicht reduziert und der spezifische Strombedarf steigt trotz niedriger Umgebungstemperaturen an.

Insbesondere bei KES für Rechenzentren mit wassergekühlten Kompressionskälteanlagen und Kühltürmen hat jedoch in den letzten Jahren eine Entwicklung stattgefunden, um den spezifischen Strombedarf zu senken. Von [Taylor, 2014] wird z.B. eine integrierte Kombination der Freien Kühlung mit Kompressionskälteanlagen vorgeschlagen. Integriert bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die hydraulische Verschaltung eine Vorkühlung des Kaltwasserrücklaufs der Verbraucher durch den FKB-Wärmeübertrager ermöglicht, die Freie Kühlung also in Serie mit den anderen Kälteerzeugern betrieben werden kann (sog. *integrated waterside economizer*, siehe Abb. 3-5, links). Dieser Mischkältebetrieb (MKB) kann gegenüber dem reinen FKB schon bei etwas höherer Umgebungstemperatur aktiviert werden, da der Kaltwassersollwert nicht schon am Austritt des FKB-Wärmeübertragers, sondern erst durch die nachgeschaltete KKA erreicht werden muss. Mit der in Abb. 3-5 rechts dargestellten Konfiguration, bei der das RKW der AKA zur freien Kühlung genutzt werden kann, ist jedoch mit der KEA<sub>th</sub> weder ein serieller noch ein paralleler Betrieb (d.h. kein Mischkältebetrieb) möglich. In diesem Fall wird von einer exklusiven Verschaltung bzw. von exklusiven Betriebsarten gesprochen.



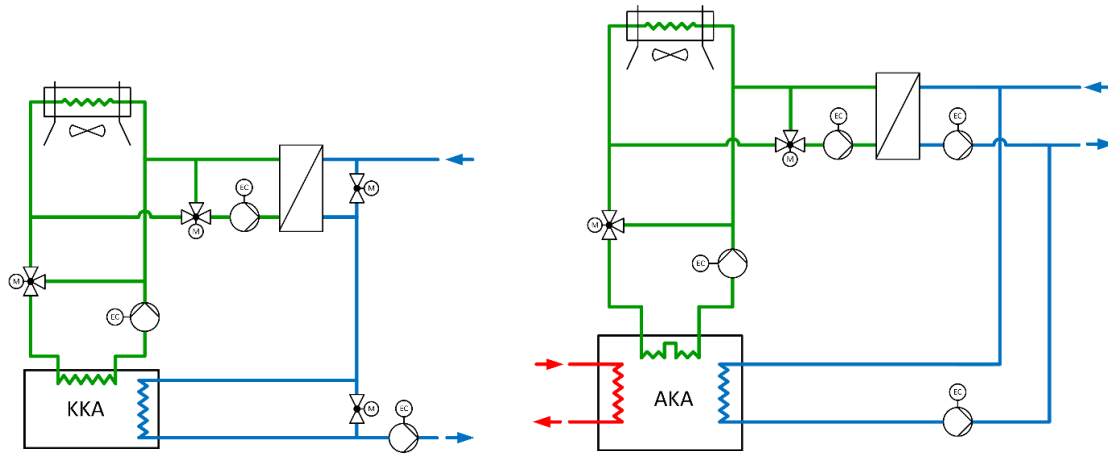


Abb. 3-5: Links: integrierte Kombination von  $KEA_{fc}$  und  $KEA_{el}$  nach [Taylor, 2014]  
Rechts: exklusive Verschaltung von  $KEA_{fc}$  und  $KEA_{th}$

Eine vielfach angewendete Regelstrategie für die nicht-exklusive bzw. integrierte Freie Kühlung wird in [Stein, 2009] beschrieben. Sie basiert auf einem Vergleich zwischen der Kaltwasser Rücklaufumtemperatur,  $t_{vh}$  und der Kühlwassertemperatur,  $t_{ko}$  am Austritt des RKW. Diese kann nach [Stein, 2009] für Nasskühltürme im einfachsten Fall mit der Feuchtkugelttemperatur  $t_{wb}$  und dem Kühlgrenzabstand  $\Delta T_{KGA}$  abgeschätzt werden (d.h.  $t_{ko} \approx t_{wb} + \Delta T_{KGA}$ ). Entsprechend [Stein, 2009] wird die Freie (Vor-)Kühlung aktiviert wenn  $t_{vh} > t_{ko} + \Delta T_H \approx t_{wb} + \Delta T_{KGA} + \Delta T_H$ , wobei mit  $\Delta T_H$  die notwendige Temperaturdifferenz zwischen Kalt- und Kühlwasser im FKB-Wärmeübertrager berücksichtigt werden soll (in [Fan et al., 2021] wird  $\Delta T_H$  beispielsweise mit 1-2 K angegeben). Ist die Umgebungstemperatur ausreichend niedrig, wird der Kaltwassersollwert  $t_{vc}^{set}$  bereits am Austritt des FKB-Wärmeübertrager bzw. am Eintritt der Kälteerzeuger erreicht. Erst dann wird der nachgeschaltete Kälteerzeuger bzw. der MKB deaktiviert und die gesamten Kältelast wird im FKB gedeckt. Bei steigender Umgebungstemperatur wird hingegen vom MKB auf KKB gewechselt. Durch eine zusätzlich implementierte Hysterese wird häufiges Aktivieren und Deaktivieren des MKB verhindert.

Eine solche Regelstrategie mit Ein- und Ausschaltbedingungen allein auf Basis von (festen) Temperaturdifferenzen hat den Vorteil, dass sie einfach zu implementieren ist und dafür kaum Kenntnisse über das Effizienzverhalten der Komponenten im KES erforderlich sind. Sie folgt quasi dem Prinzip „so viel Freie Kühlung wie möglich“ und geht damit implizit davon aus, dass der FKB immer die effizienteste Kälteerzeugungsart darstellt. Untersuchungen (z.B. [Hausherr et al., 2021]) haben jedoch gezeigt, dass dies insbesondere bei KES mit trockenen RKW und drehzahlregelbaren Pumpen nicht immer der Fall ist. Durch die Vorkühlung bzw. den integrierten FKB wird außerdem ein Teillastbetrieb der anderen Kälteerzeuger in Kauf genommen, der u.U. mit deutlichen Effizienzeinbußen einhergeht.

Diese Problematik wird auch von [Taylor, 2014] aufgegriffen und der Ansatz von [Stein, 2009] weiter verfeinert. Dabei wird bei sinkender Umgebungstemperatur die Aktivierung des MKB über eine berechnete Kaltwasser-Austrittstemperatur  $t_{ho}^{ber}$  am FKB-Wärmeübertrager vorgenommen. In diese Berechnung fließen nicht nur feste treibende Temperaturdifferenzen für RKW und FKB-Wärmeübertrager aus den Auslegungsbedingungen ein, sondern auch stark vereinfachte Ansätze für ein kältelast- bzw. außentemperaturabhängiges Teillastverhalten. Nach [Taylor, 2014] wird der MKB aktiviert, wenn der berechnete Wert von  $t_{ho}^{ber}$  die gemessene Rücklaufumtemperatur von den Verbrauchern  $t_{vh}$  um mehr als  $1,1^\circ\text{C}$  unterschreitet. Dadurch soll ein hoher Stromverbrauch des Rückkühlwerks bei nur geringer Lastdeckung durch den FKB-Wärmeübertrager vermieden werden. Im Rahmen des ASHRAE-Projektes RP-1711 wird dieser Ansatz abermals verfeinert, um z.B. die Veränderlichkeit des Kühlgrenzabstandes am RKW genauer zu berücksichtigen [Gill et al., 2022].

Die Regelung des Kühlwasservolumenstroms  $\dot{V}_K$  und der RKW-Austrittstemperatur  $t_{Ko}$  im FKB erfolgt trotz regelbarer Pumpen oftmals noch auf Basis fester Vorgaben. Auch in der im ASHRAE RP-1711 empfohlenen Regelstrategie wird von einem variablen Sollwert  $\dot{V}_K^{set}$  zugunsten einer einfachen Implementierung der Regelung abgesehen, obwohl angemerkt wird, dass dies gerade für größere Anwendungen nicht die richtige Entscheidung sein dürfte [Gill et al., 2022]. In Abschnitt 3.2.4 wird daher gezeigt, wie sich mit Hilfe einer modellbasierten Anlagenregelung für den Freikühlbetrieb eine Volumenstromregelung einfach integrieren ändern lässt.

## 3.2 Energieeffiziente Volumenstromregelungen in ReKs

Zusätzlich zu der in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Temperaturregelung im Absorptionskältebetrieb können die externen Durchflussmengen von Heiß- und Kühlwasser geregelt werden, um die Kälteleistung je nach Kältebedarf einzustellen und gleichzeitig den Energieverbrauch der Pumpen zu reduzieren [Nocke et al., 2013], [Nienborg et al., 2016]. Der Einfluss veränderlicher Volumenströme auf das Regelungs- und Betriebsverhalten wurde hierzu bereits bei Entwicklung einer 10 kW<sub>0</sub>-Vorläuferanlage zu den hier eingesetzten Absorptionskälteanlagen vom Typ Biene und Hummel experimentell untersucht (siehe z.B. [Petersen et al., 2006]).

Ergänzend dazu wurden im Rahmen des Forschungsprojekts „SolarRück“ (FKZ 0325994, [Nienborg et al., 2016]) verschiedene Strategien mit variablen Kühlwasservolumenströmen und –temperaturen sowohl für Ab- als auch Adsorptionskälteanlagen vorrangig mit Hilfe von Simulationsrechnungen untersucht. Neben der gleichzeitigen Regelung der Heiß- und Kühlwassereintrittstemperatur auf variable, lastabhängige Sollwerte ( $t_{Di}^{set}$  und  $t_{Ai}^{set}$ ), wurde auch die Drehzahl bzw. Ansteuerung der RKW-Ventilatoren  $C_{7K}$  (zur Einstellung von  $t_{Ai}^{set}$ ) und der Kühlwasservolumenstrom über die Pumpenansteuerung  $C_{1P}$  variiert. Durch Iterationsrechnungen zur Lösung des multivariablen, nicht-linearen Gleichungssystems wurden im SolarRück-Projekt die Stellgrößen bzw. Sollwerte  $t_{Di}^{set}$ ,  $C_{7K}(t_{Ai}^{set})$  und  $C_{1P}$  so bestimmt, dass der Elektroenergiebedarf im Kühlwasserkreis ein Minimum erreicht [Dalibard et al., 2013], [Dalibard et al., 2016]. Zur Sicherstellung einer verbraucherseitigen Kaltwasserspreizung von 5 K wird außerdem die Ansteuerung der Kaltwasserverteilerpumpe  $C_{0Vn}$  in der Simulation zwischen 20 und 100% variiert. Kalt- und Heißwasservolumenstrom der AKA sind dagegen konstant, so dass der Elektroenergieverbrauch von Kalt- und Heißwasserpumpe keinen Einfluss auf das Minimum hat. Aus den Simulationsergebnissen des SolarRück-Projektes ergibt sich eine Verringerung des spezifischen Elektroenergiebedarfs gegenüber einer Referenzstrategie (mit unregulierten Pumpen und konstanter Kühlwassertemperatur) von bis zu 25 % [Nienborg et al., 2017]. Bei einer experimentell untersuchten Diffusions-Absorptionskälteanlage wurden im Labor sogar Einsparungen von bis zu 60 % ermittelt [Dalibard et al., 2016].

Die Praxiserprobungen der Regelstrategien aus dem SolarRück-Projekt beschränkten sich jedoch auf eine spezielle Ammoniak-Wasser-Diffusions-Absorptionskälteanlage (AbKA) im Labor der HfT-Stuttgart sowie eine Adsorptionskälteanlage (AdKA) im „Solarturm“ einer Gewerbeschule in Freiburg [Nienborg et al., 2016]. Die Regelung der AbKA erfolgt dabei über das im wissenschaftlichen Bereich weit verbreitete Programm LabVIEW, das aber im Bereich der gewerblichen Gebäudeautomation kaum zum Einsatz kommt. Bei der AdKA (ebenfalls über LabVIEW geregelt) war nur eine versuchsweise Implementierung der neuen Betriebsführungsstrategie möglich. Außerdem war für die Berücksichtigung der Volumenstromabhängigkeit in der Leistungscharakteristik zu jeder AbKA bzw. AdKA anlagenspezifische Regressionsgleichungen notwendig, zu denen vorab eine mehrmonatige Messkampagne mit wissenschaftlicher Auswertung vorgenommen werden musste. Zudem konnte durch die ermittelten Korrelationen nur die Variation des Kühlwassers berücksichtigt werden (siehe

[Dalibard et al., 2016], [Nienbog et al., 2016]). Für die Anwendung und Übertragung einer Regelstrategie beim Heiß- bzw. Kaltwasservolumenstrom müssten zunächst weitere Versuche mit Auswertung und Bestimmung neuer Regressionsgleichungen durchgeführt werden.

Bei der im FAKS-Projekt eingesetzten modellbasierten Mehrgrößenregelung (sog. CE-Regler) können dagegen die veränderlichen bzw. aktiv geregelten Volumenströme aller externen Kreise direkt über analytische Gleichungen berücksichtigt werden (siehe [Albers, 2017b], [Albers, 2019]), d.h. es sind keine zeitaufwendigen Messungen sowie deren Auswertung mit Regressionsanalysen etc. notwendig. Darüber hinaus ist der CE-Regelalgorithmus bei allen im FAKS-Projekt eingesetzten Absorptionskälteanlagen (d.h. ca. 20 Stück) zusammen mit den Programmbausteinen zur Prozessführung und -überwachung in einen SPS-Controller im Industriestandard integriert, d.h. aufwendige Simulationsrechnungen sind damit nicht möglich – aber auch nicht notwendig.

Deshalb war es zielführend die bestehende, modellbasierte Mehrgrößenregelung aus dem FAKS-Projekt im ReKS-Projekt derart weiter zu entwickeln, dass es durch die zusätzliche gleichzeitige Regelung von Heiß-, Kühl- und Kaltwasservolumenstrom gelingt, den gesamten Strombedarf der Kälteerzeugungsanlage in Bezug zur geforderte Kälteleistung (d.h. den spezifischen Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  entsprechend Gleichung (2-2)) auf den minimal möglichen Wert einstellen zu können. Diese weiterentwickelte modellbasierte Mehrgrößenregelung auf Basis charakteristischer Gleichungen für Absorptionskälteanlagen (CE-Methode) und vereinfachten Modellen für die weiteren Komponenten einer thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlage ( $KEA_{th}$ ) wird im Folgenden als CEKEA-Regelung bezeichnet. Die Herleitung dieser Strategie wird in Abschnitt 3.2.1 auf Basis der Ausführungen in [Albers et al., 2021] beschrieben. Speziell für direkt ans Fernwärmenetz angeschlossene AKAs wird in Abschnitt 3.2.2 eine Ergänzung zur CEKEA-Regelung erläutert, mit der es gelingt, die maximal verfügbaren Netztemperaturen besser zu nutzen ohne die Anforderung an die Heißwasserauskühlung zu verletzen. Abschließend wird in Abschnitt 3.2.3 noch eine vereinfachte Wärmesenkenstrategie (WSS) behandelt, die ohne die zusätzlichen RKW- und Pumpen-Modelle auskommt und allein über eine Verhältnisannahme zur Pumpen- und RKW-Ansteuerung eine energieeffiziente Volumenstromregelung im Kühlwasserkreis realisierbar macht. Die Auswertung von Messwerten zur Quantifizierung der erreichten Effizienzverbesserungen mit diesen Strategien ist im Abschnitt 5.1 dargestellt.

### 3.2.1 Optimale Volumenstromregelung im Absorptionskältebetrieb

In [Albers et al., 2021] wurde gezeigt, dass es zu einer vorliegenden Umgebungstemperatur  $t_U$  für einen vorgegebenen Lastfall ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{Eo}^{set}$ ) nur einen Freiheitsgrad für die Einstellung von optimalen Volumenströmen,  $\dot{V}_X^{opt}$  im Kalt-, Kühl- und Heißwasserkreis ( $X = E, H, D$ ) gibt. Denn im Kalt- und Heißwasser sollte der zugehörige Volumenstrom ( $\dot{V}_X$  mit  $X = E, D$ ) immer so eingestellt werden, dass sich zum zugehörigen Leistungsumsatz  $\dot{Q}_X$  die höchst mögliche Eintrittstemperatur  $t_{Xi} = t_{Xa}$  ergibt (siehe auch [Hüls Guido et al., 2018]). Dies gilt zumindest für die hier untersuchten AKA vom Typ Hummel und Biene des Herstellers WBS<sup>3</sup>.

---

<sup>3</sup> Es ist nicht auszuschließen, dass sich bei anderen AKA-Typen aufgrund anderer Wärmeübertragerdesigns z.B. mit höheren Volumenströmen (und dadurch niedrigeren  $t_{Xi} < t_{Xa}$  bei gleicher Leistung  $\dot{Q}_X$ ) bessere Ergebnisse erzielen lassen. Dies ist z.B. dann der Fall, wenn sich die Verbesserung des prozessexternen (i.d.R. rohrinnenseitigen) Wärmeübergangskoeffizienten stärker auswirkt, als die höhere Eintrittstemperatur auf den prozessinternen Wärmeübergangskoeffizienten.

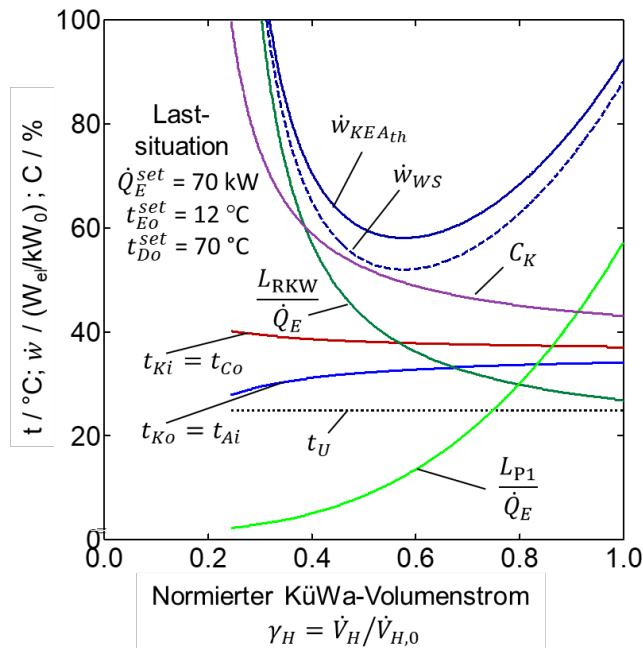


Abb. 3-6: Prinzipielle Funktionsweise der optimalen Volumenstromregelung im Kühlwasserkreis.

strom beträchtlich. Bei Nennvolumenstrom (d.h.  $\gamma_H = 1,0$ ) werden ca. 60 W elektrische Leistung pro kW Kälteleistung benötigt und bei Reduktion auf  $\gamma_H = 0,4$  nur noch ca. 5 W<sub>el</sub>/kW<sub>0</sub>. Dies entspricht einer Einsparung beim Pumpstrom von etwa 90 % bei gleicher Kälteleistung.

Allerdings muss berücksichtigt werden, dass durch die Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit die Wärmeübergangskoeffizienten nicht nur im Absorber und Kondensator der AbKA sondern auch im Rückkühlwerk zurückgehen. Um dennoch die gleiche Kälteleistung erzeugen zu können, wird zum Ausgleich eine tiefere Kühlwassertemperatur  $t_{Ai}$  am Absorbereintritt benötigt. Zur Bereitstellung dieser Temperatur muss der Luftvolumenstrom im RKW erhöht werden, so dass am wasserseitigen RKW-Austritt gilt  $t_{Ko} = t_{Ai}$ . Dementsprechend steigt die Ansteuerung  $C_{7K}$  und damit auch der spezifische Strombedarf  $L_{RKW}/\dot{Q}_E$  der Ventilormotoren an. Aus der Summe von zurückgehendem Pumpstrom und steigendem Strombedarf für die Ventilatoren ergibt sich – zusammen mit den Verbräuchen der Kalt- und Heißwasserpumpe – der Verlauf des spez. Strombedarfs der gesamten thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlage  $\dot{w}_{KEA_{th}}$ . Für einen gegebenen Lastfall sind die optimalen Volumenströme im Kalt- und Heißwasser und damit auch die elektrische Leistungsaufnahme der zugehörigen Pumpen keine Funktion des Kühlwasservolumenstroms. Daher ist die Betrachtung der Elektroenergieverbraucher für die Wärmesenke (d.h. i.A. Kühlwasserpumpe und RKW) bzw. des daraus resultierenden spezifischen Bedarfs  $\dot{w}_{WS} = (L_{P1} + L_{RKW})/\dot{Q}_E$  ausreichend.

Ziel der optimalen Volumenstromregelstrategie ist es, zu jeder Lastsituation den Kühlwasservolumenstrom so zu bestimmen und als Sollwert an die Kühlwasserpumpe zu geben, dass sich für  $\dot{w}_{KEA_{th}}$  bzw.  $\dot{w}_{WS}$  ein Minimum einstellt. Wenn das gelingt, sind im Beispiel gegenüber einem Betrieb mit Nennvolumenstrom oder einem Betrieb mit zu geringem Volumenstrom Einsparungen im Elektroenergieverbrauch von ca. 40 % möglich.

Das Prinzip der optimalen Volumenstromregelung im Kühlwasser ist in Abb. 3-6 dargestellt. Auf der Ordinate sind verschiedene Größen als Funktion des normierten Kühlwasservolumenstroms  $\gamma_H$  aufgetragen. Dieser bezieht den aktuellen Volumenstrom auf den Nenn-Volumenstrom im Kühlwasser. Alle Kurvenverläufe gelten für die gleiche Lastsituation, d.h. es wird eine Kälteleistung von 70 kW mit einer Temperatur von 12 °C im Kaltwasser und 70 °C im Heißwasseraustritt gefordert. Ausgehend vom Nenn-Volumenstrom bei  $\gamma_H = 1$  reduziert sich mit Rückgang des Kühlwasservolumenstroms auch die Leistungsaufnahme der KüWa-Pumpe (hier dargestellt als spezifische Größe mit Bezug zur Kälteleistung  $L_{P1}/\dot{Q}_E$ ). Aufgrund des annähernd kubischen Zusammenhangs zwischen Volumenstrom und Leistungsaufnahme ist die Einsparung an Pump-

### 3.2.1.1 Ausgangsbasis zur optimale Volumenstromregelung

Aus den Betriebsdaten der Anlagen im FAKS-Projekt hat sich die Einführung einer aktiven Volumenstromregelung als wesentliche Verbesserungsmöglichkeit zur Erhöhung der Anlagen- und Systemeffizienz ergeben (siehe [Petersen et al., 2019]).

Bei ersten Versuchen zur Reduktion des spezifischen Elektroenergieverbrauchs wurde in FAKS eine indirekte Berechnung der Pumpenstellgrößen  $C_{NP}^4$  in Abhängigkeit von verschiedenen Zielstellungen theoretisch und zum Teil praktisch untersucht. Diese indirekte Berechnung der Stellgrößen (z.B. als Funktion einer geforderten Temperaturspreizung im Kühl- oder Heißwasser  $C_{NP} = f(\Delta t_N^{set})$  oder als Funktion der Soll-Kälteleistung,  $C_{NP} = f(\dot{Q}_E^{set})$ ) kommt ohne aufwendige Iterationsrechnungen oder Simulationen aus und konnte daher ohne weiteres in die vorhandenen industriellen SPS-Controller integriert werden. Die direkte Ansteuerung des Minimums von  $\dot{w}_{KEA_{th}}$  bzw.  $\dot{w}_{WS}$  (siehe Abb. 3-6) war damit jedoch nicht möglich.

Das Prinzip der optimalen Volumenstromregelung im Kühlwasser war qualitativ bereits vor dem ReKS-Projekt bekannt (siehe z.B. [Nienbog et al., 2016], [Mittermaier et al., 2010]). Analog zu einer modellbasierten Mehrgrößenregelung von [Albers et al., 2009] mit der durch gleichzeitige Regelung im Heiß- und Kühlwasser das Minimum in den Betriebskosten angesteuert werden kann, wurde erwartet, dass sich auch das Minimum im spez. Strombedarf durch explizite, modellbasierte Sollwertberechnungen einstellen lässt. Anders als bei Temperatursollwerten war allerdings die explizite Berechnung von Volumenstromsollwerten mit dem Entwicklungsstand der CE-Methodik vor dem ReKS-Projekt nicht möglich. Hierzu mussten zusätzliche mathematische Näherungen gefunden werden, die in [Albers, 2020] veröffentlicht sind.

### 3.2.1.2 Herleitung des optimalen Volumenstroms im Kühlwasser

Der spezifische Strombedarf,  $\dot{w}_{KEA}$  zu einem vorbestimmten Lastfall ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{Eo}^{set}$ ) und den ebenfalls feststehenden Werten für  $t_U$  und  $t_{Do}^{set}$  lautet nach Einsetzen der Gleichungen (2-15) und (2-16) für die elektrischen Leistungen entsprechend Pumpen- und RKW-Modell (siehe Abschnitt 2.5) in die Gleichung (2-2):

$$\dot{w}_{KEA} = \frac{L_{AKA} + L_{P0}^{mod} + L_{P2}^{mod} + KF_{1Hy} \cdot [L_{P1,min}^{ref} + \Delta L_{P1}^{ref} \cdot (C_{P1}^{par})^{b_1}] + L_{RKW,min}^{ref} + \Delta L_{RKW}^{ref} \cdot (C_{RKW}^{par})^{b_7}}{\dot{Q}_E^{set}} \quad (3-7)$$

bzw. mit Zusammenfassung der Konstanten  $L_P = L_{AKA} + L_{P0}^{mod} + L_{P2}^{mod} + KF_{1Hy} \cdot L_{P1,min}^{ref} + L_{RKW,min}^{ref}$ :

$$\dot{w}_{KEA} = \frac{L_P + KF_{1Hy} \cdot \Delta L_{P1}^{ref} \cdot (C_{P1}^{par})^{b_1} + \Delta L_{RKW}^{ref} \cdot (C_{RKW}^{par})^{b_7}}{\dot{Q}_E^{set}} \quad (3-8)$$

Es wird angenommen, dass  $L_{P2}^{mod}$  konstant bzw. keine Funktion von  $\dot{V}_H$  oder  $t_{Ai}$  ist. Dies ist dann zulässig, wenn die Änderung der internen thermodynamischen Verluste der AKA bei gleicher Kälteleistung aber verändertem Kühlwasservolumenstrom vernachlässigbar ist und damit die Antriebsleistung keine Funktion von  $\dot{V}_H$  bzw.  $\gamma_H$  ist (d.h.  $\dot{Q}_D(\dot{V}_H) \approx \dot{Q}_D(\dot{V}_{H,0})$ ). Diese Annahme trifft auf das Teillastverhalten der hier behandelten Absorptionskälteanlagen vom Typ Biene und Hummel bei Werten  $\gamma_H > 0,2$  zu (siehe Bild 5j in [Albers et al., 2021]).

<sup>4</sup> mit  $N = 0, 1, 2$  als Indizes für die Pumpen im Kalt-, Kühl- und Heißwasserkreis

Die Ansteuerungssignale für die Kühlwasserpumpe und das RKW können durch die Gl. (2-13) bzw. (2-24) ersetzt werden. Dadurch ergibt sich für den spezifischen Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  eine Funktion, die nur noch von der Kühlwassertemperatur  $t_{Ai}$  und dem Wärmekapazitätsstrom des Kühlwassers  $\dot{W}_H$  abhängig ist:

$$\dot{w}_{KEA} = \frac{L_P}{\dot{Q}_E^{set}} + \frac{K_{1W}}{\dot{Q}_E^{set}} \cdot (\dot{W}_H - \dot{W}_{H,min}^{ref})^{b_1} + \frac{\Delta L_{RKW}^{ref}}{\dot{Q}_E^{set}} \cdot \left( \frac{\dot{W}_H / \dot{W}_{L,0}}{\left( KF_{7th} \cdot \dot{W}_H \cdot \frac{(t_{Ai} - t_U)}{(\dot{Q}_E^{set} + \dot{Q}_D)} - K_{RP1} \right)} \right)^{b_7} \quad (3-9)$$

mit 
$$K_{1W} = \frac{KF_{1Hy} \cdot \Delta L_{P1}^{ref}}{(\dot{W}_{H,max}^{ref} - \dot{W}_{H,min}^{ref})^{b_1}}. \quad (3-10)$$

Dabei wird vorausgesetzt, dass der Wärmekapazitätsstrom durch das RKW genauso groß ist, wie der Wärmekapazitätsstrom durch Absorber und Kondensator der AKA, d.h. es gilt  $\dot{W}_K = \dot{W}_H$ . Kühlwassertemperatur und -wärmekapazitätsstrom sind über das Teillastverhalten der AKA an einander gekoppelt. Diese Kopplung kann durch die genäherte und nach  $t_{Ai}$  aufgelöste charakteristischen Gleichung (2-11) beschrieben werden:

$$t_{Ai} = \frac{\left( 1 + \frac{K_{A3r}}{\dot{W}_H} \right) \cdot t_{Di} + B^{*'} \cdot t_{Ei} - \dot{Q}_E^{set} \cdot \left( \left( 1 + \frac{K_{A3r}}{\dot{W}_H} \right) \cdot \left( K_{V0}^H - \frac{K_{VH}}{\dot{W}_H} \right) - \frac{B^{*'}}{\dot{W}_H} \cdot (K_{A2} + K_{A3s}') \right)}{\left( 1 + B^{*'} + \frac{K_{A3r}}{\dot{W}_H} \right)} \quad (3-11)$$

Außerdem ist das last- und betriebsbedingungsabhängige  $\dot{Q}_D$  in Gl. (3-9) zu ersetzen, um  $\dot{w}_{KEA}$  nur noch als Funktion einer unabhängigen Variable (hier  $\dot{W}_H$ ) darzustellen. Dazu wird die genäherte charakteristische Gleichung der Antriebsleistung mit den genäherten Koeffizienten  $K'_N \approx K_N$  aus [Albers, 2020] verwendet.

$$\dot{Q}_D \approx (K'_5 - K'_6) \cdot ((1 - K'_1) \cdot t_{Di} - (1 - K'_2) \cdot t_{Ai} + (1 - K'_3) \cdot t_{Ei}) + K'_6 \cdot (t_{Di} - t_{Ai}) \quad (3-12)$$

Nach Einsetzen von Gl. (3-11) für  $t_{Ai}$  und Gl. (3-12) für  $\dot{Q}_D$  in Gl. (3-9) ergibt sich für den spezifischen Strombedarf eine gebrochen rationale Näherungsfunktion 9-ten Grades in  $\dot{W}_H$  wenn  $b_7 = 3$  ist.

$$\dot{w}_{KEA}^{apx} = \frac{L_P}{\dot{Q}_E^{set}} + \frac{K_{1W}}{\dot{Q}_E^{set}} \cdot (\dot{W}_H - \dot{W}_{H,min}^{ref})^{b_1} + \frac{\Delta L_{RKW}^{ref}}{\dot{Q}_E^{set}} \cdot \left( \frac{Z3 \cdot (\dot{W}_H)^3 + Z2 \cdot (\dot{W}_H)^2 + Z1 \cdot \dot{W}_H}{N3 \cdot (\dot{W}_H)^3 + N2 \cdot (\dot{W}_H)^2 + N1 \cdot \dot{W}_H + N0} \right)^{b_7} \quad (3-13)$$

Die Koeffizienten dieser Näherungsfunktion können [Albers et al., 2021] entnommen werden.

Zur Bestimmung des optimalen Kühlwasservolumenstroms (mit dem der spezifische Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  für den betrachteten Lastfall minimal wird) muss die Nullstelle der Ableitung  $d\dot{w}_{KEA}^{apx}/d\dot{W}_H$  ermittelt werden. Die Nullstellen der Ableitung von  $\dot{w}_{KEA}^{apx}$  werden jedoch durch ein Polynom zwölften Grades beschrieben (falls  $b_7 = 3$  ist). D.h. selbst wenn der Verlauf des Polynoms bekannt ist (weil alle Koeffizienten aus dem AKA-, Pumpen- und RKW-Modell bekannt sind) kann die Nullstelle nicht

analytisch bestimmt werden. Aus diesem Grund wird das Newton-Verfahren zur iterativen Nullstellen-Bestimmung der Ableitung  $d\dot{w}_{KEA}^{apx}/d\dot{W}_H$  verwendet. Die Näherung der Nullstelle  $x_n$  ergibt sich danach aus der Näherung  $x_{n-1}$ , sowie dem Funktionswert  $f(x_{n-1})$  und dem Wert der Ableitung  $f'(x_{n-1})$  im vorherigen Iterationsschritt.

$$x_n = x_{n-1} - \frac{f(x_{n-1})}{f'(x_{n-1})} \quad (3-14)$$

Funktionswert ist in diesem Fall der Wert der ersten Ableitung der Näherungsfunktion  $\dot{w}_{KEA}^{apx}$  nach  $\dot{W}_H$  (d.h.  $x_n = \dot{W}_H$  und  $f(x_n) = d\dot{w}_{KEA}^{apx}/d\dot{W}_H$  und der Wert der Ableitung ist der Wert der zweiten Ableitung von  $\dot{w}_{KEA}^{apx}$  nach  $\dot{W}_H$  (d.h.  $f'(x_{n-1}) = d^2\dot{w}_{KEA}^{apx}/(d\dot{W}_H)^2$ ). Die Anwendung des Newton-Verfahrens stellt auch für industrielle PLC-Programme i.d.R. kein Problem dar, weil sich der Startwert der Iteration – ausgehend vom aktuellen Betriebspunkt – bereits nahe der Lösung befindet. Typischerweise ist die Nullstelle der Ableitung bereits nach 2 bis 5 Iterationsschritten gefunden, womit der optimale Wert für  $\dot{W}_H = \dot{W}_H^{opt}$  bekannt ist, bei dem die Näherungsfunktion  $\dot{w}_{KEA}^{apx}$  ein Minimum aufweist<sup>5</sup>. Mit diesem  $\dot{W}_H^{opt}$  bzw.  $\dot{V}_H^{opt,apx}$  müssen dann noch  $t_{Ai}^{opt}$ ,  $t_{Di}^{opt}$  und  $\dot{V}_D^{opt,apx}$  bestimmt werden.

### 3.2.1.3 Ermittlung der optimale Heiß- und Kühlwassertemperatur

In [Albers et al., 2021] wurde gezeigt, dass zur Minimierung von  $\dot{w}_{KEA}$  nach Möglichkeit immer die höchste, verfügbare Antriebstemperatur genutzt werden sollte. Allerdings ist der minimal einstellbare Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W}_D^{min}$  über den Regelbereich der Pumpe begrenzt. Zur Einhaltung von  $t_{Do}^{set}$  ist es daher ggf. notwendig die verfügbare Antriebstemperatur  $t_{Da}$  durch Beimischung von ausgekühltem Rücklaufwasser aus dem Desorber auf einen Wert  $t_{Di}^{opt} < t_{Da}$  zu verringern. Der größtmögliche Wert für  $t_{Di}^{opt}$  (der hier als  $t_{Di}^{opt,max}$  bezeichnet wird und nicht mit einem Sicherheitsgrenzwert  $t_{Di}^{max}$  verwechselt werden darf) kann aus der externen Energiebilanz am Desorber über den minimal einstellbaren Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W}_D^{min} = \dot{V}_D^{min} \cdot c_{p,D} \cdot \rho_D$  berechnet werden.

$$t_{Di}^{opt,max} = t_{Do}^{set} + \frac{\dot{Q}_D}{\dot{W}_D^{min}} = t_{Do}^{set} + \frac{K_{Eo} \cdot (K_5 - K_6) \cdot \Delta t^* + K_6 \cdot (t_{Di} - t_{Ai})}{\dot{W}_D^{min}} \quad (3-15)$$

Dabei ist  $\dot{Q}_D$  die Antriebsleistung für den aktuellen Lastfall ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{Eo}^{set}$ ), die durch eine modifizierte charakteristische Temperaturdifferenz  $\Delta t^* = (1 - K_1) \cdot t_{Di} - (1 - K_2) \cdot t_{Ai} + (1 - K_3) \cdot t_{Eo}$  mit  $t_{Eo}$  anstelle von  $t_{Ei}$  beschrieben wird (siehe [Albers, 2019], [Albers & Ziegler, 2016]). Die darin vorkommenden charakteristischen Koeffizienten  $K_{[1..6]}$  und  $K_{Eo}$  werden im SPS-Programm laufend und unter Berücksichtigung der aktuell gemessenen Volumenströme berechnet. Durch Auflösen von Gl. (3-15) nach  $t_{Di} = t_{Di}^{opt,max}$  folgt mit  $K_5^{**} = K_{Eo} \cdot (K_5 - K_6)$ :

$$t_{Di}^{opt,max} = \frac{t_{Do}^{set} + [K_5^{**} \cdot (1 - K_3) \cdot t_{Eo}^{set} - (K_5^{**} \cdot (1 - K_2) + K_6) \cdot t_{Ai}]/\dot{W}_D^{min}}{1 - (K_5^{**} \cdot (1 - K_1) + K_6)/\dot{W}_D^{min}} \quad (3-16)$$

<sup>5</sup> Grundsätzlich kann bei den gefundenen Nullstellen von  $d\dot{w}_{KEA}^{apx}/d\dot{W}_H$  auch ein Maximum oder ein Wendepunkt im Verlauf der Näherungsfunktion  $\dot{w}_{KEA}^{apx}$  vorliegen. Ebenso sind Lastfälle bzw. KEA<sub>th</sub>-Konfigurationen möglich, bei denen im einstellbaren Betriebsbereich  $\dot{W}_{H,min}^{ref} < \dot{W}_H < \dot{W}_{H,max}^{ref}$  keine Nullstelle vorhanden ist. Für diese Betriebssituationen wird im SPS-Programm eine entsprechende Fallunterscheidung vorgenommen, in der  $\dot{V}_H^{opt,apx} = \dot{V}_{P1,min}^{ref}$  oder  $\dot{V}_H^{opt,apx} = \dot{V}_{P1,max}^{ref}$  auf die untere bzw. obere Betriebsgrenze der Kühlwasserpumpe im Referenzfall gesetzt wird.

Als zweite Bestimmungsgleichung für  $t_{Di}^{opt}$  und  $t_{Ai}^{opt}$  steht die modifizierte charakteristische Gleichung der Kälteleistung zur Verfügung (d.h.  $\dot{Q}_E = K_{Eo} \cdot K_4 \cdot \Delta t^*$  siehe [Albers, 2019], [Albers & Ziegler, 2016]). Diese beschreibt den Zusammenhang der notwendigen Kühlwassertemperatur  $t_{Ai} = t_{Ai}^{opt}$  als Funktion der Antriebstemperatur  $t_{Di} = t_{Di}^{opt}$  zur Deckung des Lastfalls ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{Eo}^{set}$ ), d.h. nach Auflösung mit  $K_4^* = K_{Eo} \cdot K_4$ :

$$t_{Ai}^{opt} = \frac{t_{Di}^{opt} \cdot (1 - K_1) + t_{Eo}^{set} \cdot (1 - K_3) - \dot{Q}_E^{set} / K_4^*}{(1 - K_2)} \quad (3-17)$$

Nach Einsetzen von Gl. (3-17) in Gl. (3-16) zur Eliminierung einer der beiden Unbekannten ( $t_{Di}^{opt}$ ,  $t_{Ai}^{opt}$ ) folgt nach zahlreichen Umformungen ohne weitere Näherungen<sup>6</sup>:

$$t_{Di}^{opt,max} = \frac{t_{Do}^{set} \cdot \dot{W}_D^{min} + (K_5^{**} + K_{62}) \cdot (1 - K_1) \cdot K_{Qn} - K_{62} \cdot (1 - K_3) \cdot t_{Eo}^{set}}{\dot{W}_D^{min} + K_{62} \cdot (K_2 - K_1)}. \quad (3-18)$$

Die optimale (d.h. höchstmögliche) Antriebstemperatur zur Deckung des Lastfalls ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{Eo}^{set}$ ) bei gleichzeitiger Einhaltung der geforderten Heißwasseraustrittstemperatur  $t_{Do}^{set}$  ergibt sich schließlich durch Berücksichtigung der maximal zulässigen Betriebstemperatur  $t_{Di}^{max}$  zu

$$t_{Di}^{opt} = MIN(t_{Di}^{max}, t_{Di}^{opt,max}). \quad (3-19)$$

Durch die Verwendung von  $t_{Di}^{opt}$  in Gl. (3-17) ist dann auch  $t_{Ai}^{opt}$  für den aktuellen Lastfall bestimmt.

#### 3.2.1.4 Ermittlung des optimalen Volumenstroms im Heißwasser

Bei der Bestimmung des optimalen Volumenstroms im Heißwasser sind zwei Fälle zu unterscheiden. Solange die gemessene Antriebstemperatur  $t_{Di}$  unterhalb des Sollwertes für die Austrittstemperatur  $t_{Do}^{set}$  liegt (z.B. beim Anfahren der AKA) wird der maximal mögliche Volumenstrom verwendet. Dadurch wird beim Anfahren erreicht, dass möglichst schnell heißes Wasser vor die AKA gelangt und somit ein zügiger Anfahrprozess ermöglicht wird. Liegt die Antriebstemperatur  $t_{Di}$  oberhalb des Sollwertes  $t_{Do}^{set}$  wird der Sollwert  $\dot{V}_D^{opt}$  mit Hilfe der Antriebsleistung nach Gleichung (3-4) über die Energiebilanz am Desorber so bestimmt, dass  $t_{Do}^{set}$  eingehalten wird.

$$\dot{V}_D^{opt,apx} = \begin{cases} \dot{V}_D^{max} & \text{wenn } t_{Di} \leq t_{Do}^{set} \\ \frac{\dot{Q}_D}{c_{p,D} \cdot \rho_D} \cdot (t_{Di} - t_{Do}^{set}) & \text{wenn } t_{Di} > t_{Do}^{set} \end{cases} \quad (3-20)$$

#### 3.2.1.5 Diskussion des Verfahrens

In dem zuvor beschriebenen Berechnungsverfahren für die modellbasierte Bestimmung von optimalen Temperatur- und Volumenstromsollwerten im Heiß- und Kühlwasser (d.h.  $t_{Di}^{opt}$ ,  $\dot{V}_D^{opt,apx}$  sowie  $t_{Ai}^{set}$ ,  $\dot{V}_H^{opt,apx}$ ) wurde gegenüber der präzisierten Methode der charakteristischen Gleichungen (wie sie im FAKS-Projekt zur Regelung verwendet wurde) und der üblichen Berechnung von Rückkühlwerken mit Hilfe der P-NTU-Methode, weitere Annahmen getroffen bzw. Näherungen durchgeführt. Hierzu zählen:

<sup>6</sup> zu  $K_{62}$  und  $K_{Qn}$  siehe [Albers et al., 2021]



- 1) Die dimensionslosen Temperaturänderungen,  $P_X$  aller Wärmeübertrager  $X$  in der Kälteerzeugungsanlage (d.h. im Wasser-Luft-Wärmeübertrager des RKW sowie im Desorber, Absorber, Kondensator und Verdampfer der AKA) können mit einer Näherung  $P_X^{apx}$  berechnet werden, bei der die exponentielle Abhängigkeit vom Wärmekapazitätsstrom  $\dot{W}_X$  durch einen reziproken Ansatz über die normierte Strömungsgeschwindigkeit  $\gamma_X = \dot{W}_X / \dot{W}_{X,0}$  berücksichtigt wird.
- 2) Das Teillastverhalten der Absorptionskälteanlage kann mit Hilfe einer genäherten charakteristischen Gleichung berechnet werden, bei der die Näherung  $P_X \approx P_X^{apx}$  ebenfalls zur Anwendung kommt.
- 3) Der notwendige Antriebswärmestrom der AKA für einen gegebenen Lastfall ( $\dot{Q}_E^{set}; t_{EO}^{set}$ ) ist keine Funktion des Kühlwasservolumenstroms, d.h.  $\dot{Q}_D(\dot{V}_H) \approx \dot{Q}_D^{apx}(\dot{V}_{H,0})$ .

In Ergänzung zu den Unterschieden zwischen modellierten Werten und realen Messwerten führen diese Annahmen und Näherungen zu weiteren Abweichungen. Am Beispiel des spezifischen Strombedarfs sollen die daraus resultierenden drei Werteklassen sowie deren Nomenklatur erläutert werden.

$\dot{w}_{KEA}$  Wert aus Messung

$\dot{w}_{KEA}^{mod}$  Wert aus exakter Berechnung  
mit Hilfe der Modellgleichungen aus Abschnitt 2.5 (ohne weitere Näherungen)

$\dot{w}_{KEA}^{apx}$  Wert aus genäherter Berechnung,  
d.h. inkl. aller zusätzlichen Näherungen für das CEKEA-Verfahren

Analog wird bei den optimalen Sollwerten unterschieden in die exakt ermittelten Werte z.B. aus Simulations- und/oder Iterationsrechnungen, die auch als „exakte Werte“ (z.B.  $\dot{V}_H^{opt}$ ) bezeichnet werden und den genäherten optimalen Sollwerten (z.B.  $\dot{V}_H^{opt,apx}$ ) die über das CEKEA-Verfahren ermittelt wurden.

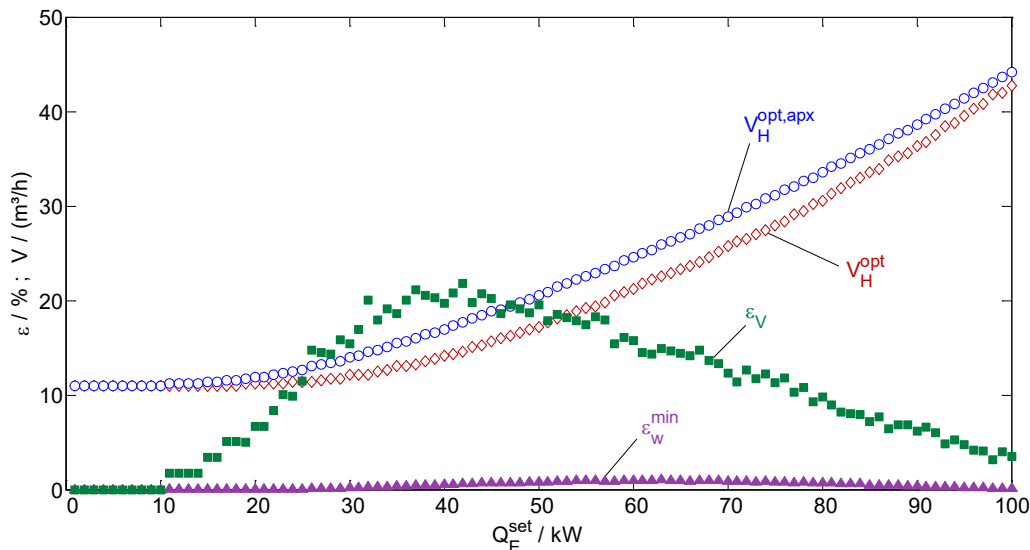


Abb. 3-7: Vergleich der genäherten optimalen Volumenströme im Kühlwasser mit den exakten Werten bei Variation der geforderten Kältelast.

In Abb. 3-7 ist dieser Unterschied zwischen dem genäherten optimalen Kühlwasservolumenstrom,  $\dot{V}_H^{opt,apx}$  und dem exakten Wert,  $\dot{V}_H^{opt}$  bei Variation der geforderten Kältelast  $\dot{Q}_E^{set}$  dargestellt. Die Sollwerte im Kalt- und Heißwasserkreis betragen  $t_{Eo}^{set} = 14\text{ °C}$ ,  $t_{Do}^{set} = 55\text{ °C}$  und die Umgebungstemperatur wurde mit  $20\text{ °C}$  angenommen. Der Fehler, der bei Ermittlung des optimalen Volumenstroms auftritt (d.h.  $\varepsilon_{\dot{V}}$ ), wurde bestimmt aus dem Volumenstrom  $\dot{V}_H|_{min(\dot{w}_{WS}^{apx})}$  an der Stelle, an der der genäherte Verlauf des spez. Strombedarfs ein Minimum aufweist und dem Volumenstrom  $\dot{V}_H|_{min(\dot{w}_{WS})}$  an der Stelle, an der der exakte Verlauf des spez. Strombedarfs ein Minimum aufweist (siehe Abb. 3-8).

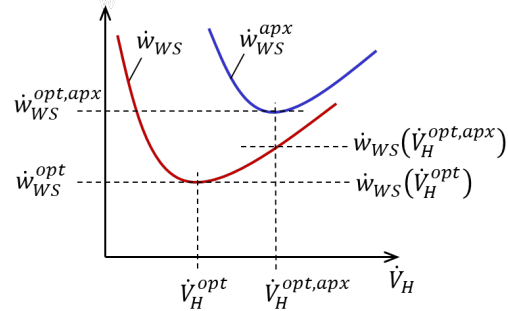


Abb. 3-8: Schematische Darstellung zur CEKEA-Regler

$$\varepsilon_{\dot{V}} = \frac{\dot{V}_H|_{min(\dot{w}_{WS}^{apx})}}{\dot{V}_H|_{min(\dot{w}_{WS})}} - 1 = \frac{\dot{V}_H^{opt,apx}}{\dot{V}_H^{opt}} - 1 \quad (3-21)$$

Aufgrund von konstanten Iterationsintervallen  $\Delta\dot{V}_H$  bzw.  $\Delta\dot{V}_L$  bei Bestimmung der exakten optimalen Volumenströme auf der Wasser- und Luftseite des RKW ergibt sich insbesondere bei kleineren Volumenströmen  $\dot{V}_H < 20\text{ m}^3/\text{h}$  eine gröbere Auflösung von  $\varepsilon_{\dot{V}}$  als bei höheren Volumenströmen (siehe Abb. 3-7). Der maximale Fehler für den optimalen Kühlwasservolumenstrom tritt im mittleren Leistungsbereich auf und beträgt in etwa  $\varepsilon_{\dot{V}} \approx 20\%$ . Trotz dieses nicht unerheblichen Unterschieds ergibt sich für die daraus resultierenden Abweichung zwischen dem exakten (d.h. dem theoretisch minimal möglichen) spez. Strombedarf,  $\dot{w}_{WS}(\dot{V}_H^{opt})$  und dem Wert,  $\dot{w}_{WS}(\dot{V}_H^{opt,apx})$ , auf den mit der CEKEA-Regelung über den näherungsweise bestimmten Volumenstrom  $\dot{V}_H^{opt,apx}$  geregelt wird, ein maximaler Unterschied von lediglich  $\varepsilon_{\dot{w}}^{min} \approx 1$  bis  $2\%$ .

### 3.2.2 Nutzung maximal verfügbarer Antriebstemperaturen

Die Heißwasserpumpe einer Kälteerzeugungsanlage mit Absorptionskälteanlagen trägt in der Regel nur marginal zum Elektroenergiebedarf des Systems bei. Im Vorgängerprojekt wurde daher auf die Regelung dieser Pumpe kein besonderes Augenmerk gelegt (siehe [Petersen et al., 2019]). Detailliertere Analysen im Rahmen des ReKS-Projekts haben aber eine andere Sichtweise hervorgebracht. Am Beispiel der Jahresbetriebsdaten der Liegenschaft HENK (siehe Abb. 3-9), soll dies erläutert werden. Da die Fernwärmerücklauftemperatur  $t_{Do}$  als Sollwert vorgegeben und über fast das komplette Jahr auch gehalten wird, muss die Eintrittstemperatur  $t_{Di}$  gegenüber der verfügbaren Temperatur  $t_{FW,Vorlauf}$  zu allen Zeiten bei Verwendung des nominalen Volumenstroms  $\dot{V}_{D,0}$  reduziert werden, um die Leistung zu decken. Dies führt zur Verwendung wesentlich niedrigerer Antriebstemperaturen am Desorber, als durch die Fernwärmebedingungen machbar wäre. Eine Verringerung von  $\dot{V}_D$  führt zu einer Abnahme des Wärmedurchgangskoeffizienten am Desorber zugunsten höherer mittlerer Antriebstemperaturen. Wird  $\dot{V}_D$  derart reduziert, dass keine Beimischung von Rücklaufwasser mehr erfolgt (außer, wenn dies der Anlagensicherheit dienen würde), so überkompensiert die höhere mittlere Antriebstemperatur in dieser Installation aber die Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten. Im Ergebnis davon, kann die für die Leistungserbringung notwendige Kühlwassertemperatur angehoben, bzw. der Kühlwasservolumenstrom

abgesenkt werden, was zu einer relevanten Einsparung an Elektroenergie führen kann. In Abb. 3-9 wird zur Abschätzung des Potentials die Betriebszeit in 4 gleich große Betriebszeiträume geteilt, die Mittelwerte der jeweils anliegenden genutzten Desorbereintrittstemperatur ( $t_{Di}$ ), sowie der verfügbaren Fernwärmetemperatur ( $t_{FW,Vorlauf}$ ), der Kältelast ( $\dot{Q}_D$ ), sowie der resultierenden, notwendigen doppelten Temperaturdifferenz ( $\Delta\Delta t^*$ ) sind in den Spalten 2 bis 5 der Tab. 3-1 zusammengefasst. Dabei sind in Zeile „M“ die Mittelwerte des Gesamtzeitraums, sowie in der letzten Spalte der Aufwand für die Kühlwasserpumpe ( $W_{P,Kü}$ ) abgebildet. Durch die Verringerung von  $\dot{V}_D$  fällt die benötigte doppelte Temperaturdifferenz ( $\Delta\Delta t^*_{calc}$ ) höher aus. Dies wird im Beispiel genutzt, um auch die Kühlwasserpumpe abzuregeln, was gegenüber dem Referenzzustand („M“) in allen 4 Zeiträumen („A“ bis „D“) zu einer signifikanten Reduktion des Leistungsbedarfs der Kühlwasserpumpe in Höhe von 62 % führt. Die Ergebnisse wurden ausführlich in [Petersem et al., 2019] veröffentlicht.

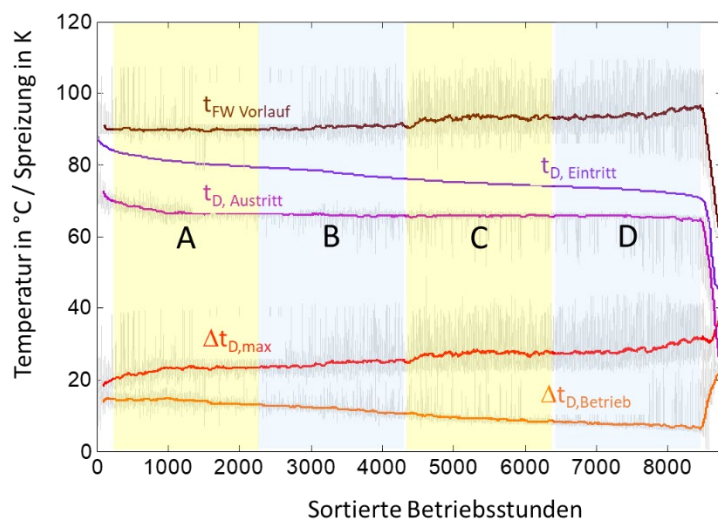


Abb. 3-9: Sortierte Jahreswerte der Fernwärmemetemperaturen in HENK, 2017

Tab. 3-1: Kennwerte zur Bewertung der Verringerung von Heißwasservolumenströmen für die Systemeffizienz

	$t_{Di}$	$t_{FW,VL}$	Last	$\Delta\Delta t^*$	$V_{D,calc}$	$\Delta\Delta t^*_{calc}$	$V_{Kü}$	$W_{P,Kü}$
	°C	°C	%	K	m³/h	K	m³/h	kWh
M	81	81	100	30.8	8.9	30.8	46.0	12500
A	81	90	100	30.2	5.5	37.9	39.5	2200
B	79	91	88	25.0	4.9	34.8	30.0	1190
C	76	93	72	19.1	3.5	33.6	23.4	700
D	73	93	57	14.5	2.6	31.3	21.1	570

Aufbauend auf diesen Ergebnissen wurden in ReKs in den Liegenschaften BVES, HENK und HHVE Strategien zur Nutzung dieses Potentials entwickelt und im Betrieb erprobt. In BVES, wo ein Sekundärkreis den Fernwärmekreis von der AKA trennt, wurde die Heißwasserpumpe im Sekundärkreis in der Drehzahl dynamisch an die Situation angepasst, in HENK und HHVE wurde die Heißwasserpumpe komplett abgeschaltet und die notwendige Durchströmung rein durch den anliegenden Fernwärmedifferenzdruck realisiert.

In Abschnitt 5.1.3 erfolgt die Auswertungen dieser Strategie für die Liegenschaften HENK und HHVE. Die Ergebnisse zu BVES sind gekoppelt mit gleichzeitigen Versuchen zur Absenkung des Sollwertes  $t_{Do}^{set}$  für die Desorberaustrittstemperatur und werden in Abschnitt 5.1.4 gemeinsam vorgestellt.

### 3.2.3 Kombinierte Wärmesenkenstrategie

Untersuchungen zu Volumenstromregelstrategien bei thermisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlagen (KEA<sub>th</sub>) sind bereits im Vorgängerprojekt FAKS begonnen worden [Petersen et al., 2019]. Wie in den vorausgegangenen Abschnitten erläutert, wurde dabei die Methode der charakteristischen Gleichungen verfeinert und um effizienzbasierte Volumenstromregelstrategien ergänzt, so dass auch Wechselwirkungen zwischen den Volumenströmen berücksichtigt werden und die diskreten Strategien aus dem FAKS-Projekt hierin aufgegangen sind. An dieser Stelle wird eine Strategie vorgestellt, die generell ebenfalls durch die CE-Methode aus Abschnitt 3.2.1 konzeptionell mit abgedeckt ist. Andererseits können unterschiedliche Randbedingungen, wie z.B. die messtechnische Ausstattung dazu führen, dass diese Methode für Anwender von Interesse ist, wenn aufgrund genannter Randbedingung die CEKEA-Regelung keine ausreichende Genauigkeit bietet oder die reale Leistungsbereitschaft trotz vorhandener Reserven bei der Kühlwasserpumpe oder dem RKW nicht vollständig genutzt wird. Die hierzu entwickelte kombinierte Wärmesenkenstrategie (WSS) wird in [Petersen et al., 2020] ausführlich dargestellt. Die folgenden Passagen sind der Veröffentlichung entnommen, bzw. auf deren Basis zusammengefasst.

Nach der bereits erwähnten Charakteristischen Gleichung für AKAs kann formuliert werden, dass für eine bestimmte Kälteleistung  $\dot{Q}_E^{set}$ , bei definierten Kaltwasser- und Heißwassertemperaturniveaus das benötigte Kühlwassertemperaturniveau feststeht. Da sich für die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_Q = \dot{V}_Q \cdot c_p \cdot \rho \cdot g_Q$  der Gleit  $g_Q = t_{Co} - t_{Ai}$  reziprok zum Volumenstrom verhält, muss sich bei einer Verringerung des Volumenstrom zur Anpassung des Pumpaufwands, der Gleit  $g_Q$  erhöhen. Würde dies nur durch ein erhöhtes  $t_{Co}$  erfolgen, sänke die Kälteleistung aufgrund des höheren mittleren Temperaturniveaus im Kühlwasser. Demzufolge wird ein tieferes  $t_{Ai}$  für die gleiche Rückkühlleistung  $\dot{Q}_Q$  benötigt. Zudem wird eine Änderung von  $\dot{V}_Q$  auch immer eine Änderung der Wärmeübergänge in Absorber und Kondensator bedingen. Die sogenannte CE-Regelung, die zur Regelung der untersuchten Anlagen verwendet wird, berücksichtigt dies und fordert bei abnehmendem  $\dot{V}_Q$  nicht nur ein tieferes  $t_{Ai}^{set}$  sondern eine zusätzliche, der Abnahme der Wärmeübergänge entsprechende Absenkung dieser Temperatur, um die Leistungsfähigkeit der AKA zu erhalten. Diese, auf zweierlei Weise, notwendige niedrigere Temperatur  $t_{Ai}^{set}$  muss nun vom RKW bereitgestellt werden. Bei gegebener Umgebungstemperatur wird dies immer einen höheren elektrischen Aufwand erfordern. Ob dieser signifikant ist gegenüber der Einsparung an Pumpstrom bei niedrigerem  $\dot{V}_Q$ , hängt von mehreren Faktoren ab. Qualitativ kann erwartet werden, dass es für eine bestimmte Abwärmeleistung  $\dot{Q}_Q$  bei einer bestimmten Umgebungstemperatur  $t_U$  und notwendiger Paarung von  $\dot{V}_Q$  und  $g_Q$  genau eine verbrauchsärmste Paarung der Ansteuerung für die Ventilatoren des RKW und die Pumpe gibt. In [Mittermaier et al., 2010] wird dies für eine Wärmesenke mit trockenem RKW und AKA hergeleitet. Dabei wird ein System zugrunde gelegt, bei dem im Auslegungszustand der elektrische Aufwand am RKW in gleicher Größenordnung ist, wie für die Kühlwasserpumpe. In dem Fall ergibt sich eine bevorzugte Betriebsweise mit gleichen Wärmekapazitätsströmen ( $\dot{W}_{K7} = \dot{W}_{K1}$ ) von Luft und Kühlwasser für jeden Betriebspunkt.

Zur Überführung des physikalischen Konzepts in eine Regelung des Wärmesenkenkreises unter Berücksichtigung vorhandener, bzw. üblicher messtechnischer Ausstattung und den Möglichkeiten speicherprogrammierbarer Steuerungen (SPS) werden folgende Annahmen getroffen:

- $\dot{m}_{Q1}$  ist proportional zur Drehzahl der Pumpe und damit proportional zur Ansteuerung  $C_{P1}$
- $\dot{m}_{K7}$  ist proportional zur Drehzahl der Ventilatoren und damit proportional zur Ansteuerung  $C_{K7}$
- Die elektrischen Leistungen  $L_{P1}$  und  $L_{K7}$  folgen im Anwendungsbereich der allgemeinen Proportionalität  $L_{Xx} \sim (\dot{m}_y)^n$ , wobei der Exponent  $n$  für Pumpe und RKW ähnlich ist

Unter Gültigkeit dieser Annahmen ergibt sich für  $\dot{W}_{K7} = \dot{W}_{K1}$  und gleicher elektrischer Leistungsaufnahme an RKW und Pumpe:  $C_{K7} = C_{P1}$ . Sind die elektrischen Aufwendungen für gleiche Wärmekapazitätsströme um ein Vielfaches unterschiedlich, so ist der  $\dot{W}_X$  relativ stärker zu ändern, der den geringeren Aufwand für die Änderung erfordert (siehe [Mittermaier et al., 2010]). Aufbauend auf dem Modell ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen der optimalen Ansteuerung von RKW und Pumpe. Abb. 3-10 veranschaulicht diesen Zusammenhang für 3+2 verschiedene Kombinationen und Ausführungen von Pumpe und RKW. Dabei ist für 3 Leistungsverhältnisse zur Erzielung von  $\dot{W}_{K7} = \dot{W}_{K1}$  dargestellt, wie sich  $C_Y$  in Abhängigkeit von  $C_X$  verändert. Damit ergeben sich fünf und nicht sechs Kombinationen, da  $L_X = L_Y$  unabhängig von der Komponente für die X und Y stehen, gleich ist. Sind die Leistungsaufnahmen für ( $\dot{W}_{K7} = \dot{W}_{K1}$ ) bekannt, so wird die Steigung in dem allgemeinen Zusammenhang in Formel (3-22) bestimmbar.

$$C_{P1} = m \cdot C_{K7} \quad (3-22)$$

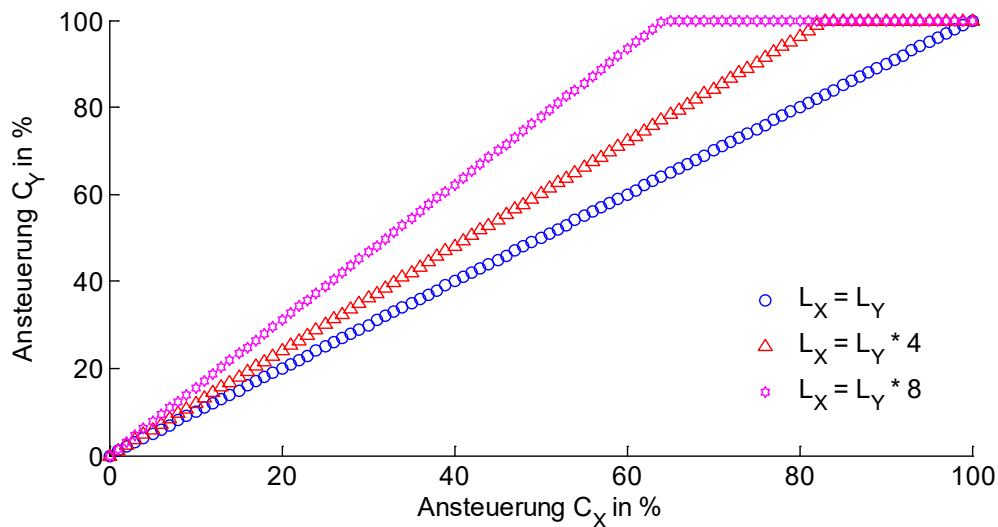


Abb. 3-10: Gekoppelte Ansteuerung von RKW und Pumpe für unterschiedliche Kombinationen

Neben dem Steigungsparameter  $m$  können weitere installationsabhängige Randbedingungen Wichtigkeit erlangen, um den Betrieb der Wärmesenke mit einer gekoppelten Ansteuerung zu gestalten. So können Pumpe und RKW unterschiedliche Mindestansteuersignale haben, bzw. verlangen oder auch aufgrund der jeweiligen Netzkennlinie bereits vor 100 % Ansteuerung durch weitere Erhöhung derselben keine signifikante Erhöhung des Volumenstroms mehr ermöglichen, weshalb eine Limitierung sinnvoll sein kann.

### 3.2.4 Optimale Volumenstromregelung im Freikühlbetrieb

Zielstellung der nachfolgend beschriebenen Regelung ist es, durch Berechnung von optimalen Sollwerten für den Volumenstrom im Kühlwasserkreis,  $\dot{V}_K^{opt}$  sowie für die Temperatur am Austritt des RKW,  $t_{Ko}^{opt}$  den spezifischen Strombedarf  $\dot{w}_{KEAfc}$  für einen gegebenen Lastfall im Freikühlbetrieb zu minimieren. Der spez. Strombedarf setzt sich zusammen aus dem Strombedarf des RKW ( $L_3$ ) sowie der Kalt- und Kühlwasserpumpe ( $L_4$  und  $L_5$ ) bezogen auf die erzeugte bzw. geforderte Kälteleistung, die äquivalent ist zur übertragenen Leistung im Wärmeübertrager bzw. zum abgeführten Wärmestrom im RKW (d.h.  $\dot{Q}_V^{set} = \dot{Q}_H = \dot{Q}_K$ ).

$$\dot{w}_{KEAfc} = \frac{L_3 + L_4 + L_5}{\dot{Q}_V^{set}} = \frac{1}{\zeta_{PE}^{KEAfc} \cdot f_{el}} \quad (3-23)$$

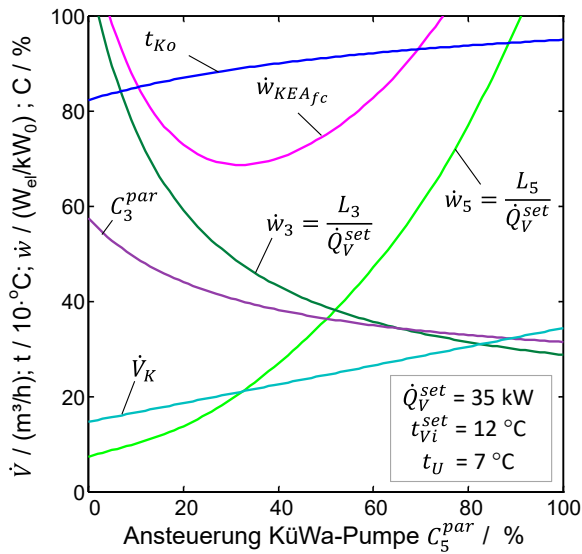


Abb. 3-11: Prinzip optimale Pumpensteuerung im FKB

In Abb. 3-11 ist hierzu beispielhaft für einen gegebenen Lastfall  $\dot{Q}_V^{set} / t_{Vi}^{set} / t_U$  der Verlauf des spezifischen Strombedarfs bei Variation des Kühlwasservolumenstroms über die parametrisierte Ansteuerung  $C_5^{par}$  dargestellt. Bei dieser handelt es sich um einen auf den Regelbereich der Pumpe skalierten Wert, wobei 0 % der minimalen Ansteuerung entspricht. Mit Rückgang des Volumenstroms  $\dot{V}_K$  geht auch der spez. Strombedarf  $\dot{w}_5$  der Kühlwasserpumpe zurück. Gleichzeitig steigt der spez. Strombedarf  $\dot{w}_3$  im RKW, da die wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten im Wärmeübertrager und im RKW mit Rückgang von  $\dot{V}_K$  abnehmen. Zur Abfuhr der Wärmeleistung ist daher eine Erhöhung des luftseitigen Wärmeübergangs durch einen höheren Luftvolumenstrom notwendig. Deswegen steigen  $C_3^{par}$  und  $\dot{w}_3$  mit Rückgang von  $C_5^{par}$  an. Der Rückgang von  $t_{Ko}$  ist dagegen vorrangig eine Folge der steigenden Spreizung bei geringerem  $\dot{V}_K$ . Aus den gegenläufigen Entwicklungen von  $\dot{w}_3$  und  $\dot{w}_5$  ergibt sich bei  $C_5^{par} \approx 30\%$  ein minimaler spez. Strombedarf  $\dot{w}_{KEAfc}^{min} \approx 70 \text{ W}_{el}/\text{kW}_0$ . Gegenüber dem Nennvolumenstrom bei  $C_{5,max}^{par} = 100\%$  mit  $\dot{w}_{KEAfc} \approx 150 \text{ W}_{el}/\text{kW}_0$  bzw. dem minimal einstellbaren Volumenstrom bei  $C_{5,min}^{par} = 0\%$  mit  $\dot{w}_{KEAfc} \approx 115 \text{ W}_{el}/\text{kW}_0$  entspricht die Verringerung des spez. Strombedarfs auf den optimalen Wert für den betrachteten Lastfall einer Einsparung von ca. 55 bzw. 40 %.

Eine detaillierte Herleitung der Berechnungsvorschrift für den optimalen Sollwert findet sich in [Albers et al., 2022] zusammen mit gemessenen Ergebnissen.

### 3.3 Variable Austrittstemperatur Heißwasser

Im Vorgängerprojekt FAKS wurde allen Anlagenbetreibern und den Wärmeversorgern angeboten, die Vorgabe für den Heißwasseraustrittssollwert  $t_{2Do}^{set}$  dynamisch vorzugeben. Die Ergebnisse dazu sind im Abschlussbericht zu FAKS [Petersen et al., 2019] zusammengetragen. Als Fazit wird hier zusammengefasst, dass alle Wärmeversorger mit Rücklauftemperaturen zwischen 62 °C und 72 °C, abhängig von der jeweiligen Installation und dem Wärmeerzeuger, aber jeweils definiert über den Auslegungszustand und in unveränderlicher Art und Weise fest einprogrammiert zufrieden waren. Im Jahr 2020 kam es in Folge von Corona zu einem höheren Anteil von Home Office, daraus resultierenden geringen Belegungsdichten in den Bürogebäuden, geringer Auslastung der Veranstaltungszentren und der Produktionsstandorte und damit fast in allen Feldtests auch zu einer Absenkung der Kältelast und der Betreuung der Anlagen vor Ort. Die Entwicklung der Systemregler war durch die erschwerten Kommunikations- und Arbeitsbedingungen, die Fokussierung der Feldtestpartner und ihres Personals aufs Kerngeschäft verlangsamt, gleichzeitig befanden sich aber fast alle Anlagen des Feldtests trotzdem in Betrieb. Diese Situation konnte von der TU Berlin genutzt werden um eine weitere Anlagenstrategie im Grenzbereich zur Systemregelung zu entwickeln, die darauf abzielt, die Heißwasser-, bzw. Fernwärmerücklaufsolltemperatur ( $t_{2Do}^{set}$ ) bezüglich weiterer Absenkung zu optimieren.

Konzeptionell gilt es zu berücksichtigen, dass, wie schon im vorausgegangenen Abschnitt erläutert, eine Absenkung der mittleren Antriebstemperatur dazu führt, dass der elektrische Aufwand zur Lastdeckung über die anspruchsvolleren Anforderungen im Kühlwasser in der Regel steigt. Allerdings gibt es eine Vielzahl von Betriebszuständen in Teillast und vor allem bei moderaten Umgebungsbedingungen, die dennoch keine freie Kühlung zulassen, bei denen der Aufwand für die Rückkühlung gering im Vergleich zum Gesamtaufwand ist. Unter der Annahme der Anwendung der bereits vorgestellten energieeffizienten Regelungsstrategien für Kühlwasserpumpe und RKW-Ventilatoren ist dies immer dann der Fall, wenn bei auf kleinen Drehzahlen arbeiten. Es ergibt sich in einem ersten Schritt folgende Kopplung:

$$t_{Do}^{set} \approx f(\dot{V}_1, \dot{V}_{Air}) = f(C_{1P}, C_{RKW}) \quad (3-24)$$

Daher lässt sich in Systemen, in denen die Ansteuerungen der Kühlwasserpumpe und oder der Ventilatoren im RKW direkt oder über die Leistungsaufnahme der Geräte bekannt sind eine Absenkung der gewünschten Fernwärmerücklaufstemperatur über das nominale Maß hinaus immer dann vollziehen, wenn die el. Leistungsaufnahmen dieser Komponenten niedrig sind. Ergebnisse dazu sind in Abschnitt 5.1.4 dargestellt.

## 4 Systemregelung

Aufgabe der Systemregelung ist auf übergeordnete Art und Weise die Folgeschaltung der Kälteerzeuger, sowie der Hilfsaggregate (Pumpen, RKW) im Sinne der Effizienz besser zu organisieren als nach dem Stand der Technik. Zum tieferen Verständnis werden daher im Abschnitt 4.1 einleitend die Begriffe „Folgeschaltung“, „Aufwand“ und „Effizienz“ geklärt. Die Ausführungen sind im Wesentlichen der Veröffentlichung [Petersen et al., 2021] entnommen. In den Abschnitten 4.2 bis 4.5 erfolgt dann die detailliertere Erläuterung der Funktionsweise, die Beschreibung hilfreicher Zusatzmodule in Form der Prognose der Umgebungstemperatur, die Anwendbarkeit von Speicherstrategien und eine Einführung in die Möglichkeiten mit einem sogenannten „Hardware in the Loop“ Teststand die Entwicklungs- und Testzeit neuer Strategien und Modelle zu verkürzen.

### 4.1 Definitionen und Randbedingungen

#### 4.1.1 Folgeschaltungen

Eine *Folgeschaltung* bezeichnet das Ergebnis einer Entscheidung über die Priorisierung des Betriebs von einzelnen Anlagen in einem System. Es kann zwischen leistungsabhängigen, temperaturabhängigen und effizienzorientierten Folgeschaltungen unterschieden werden. Im Anschluss an eine dazu notwendige Differenzierung zwischen den regelungstechnischen Begriffen „Freigabe“ und „Anforderung“ werden diese Folgeschaltungen erläutert.

**Freigabe:** Eine übergeordnete Leittechnik (üLT) entscheidet, ob eine Anlagenregelung (AR) eine Anlage in Betrieb nehmen darf. Ob und wie die freigegebene Anlage tatsächlich in den Leistungsbetrieb geht wird von der AR entschieden – nicht von der üLT. Hierbei werden von der AR u.a. eine Lastprüfung, Prüfung der Betriebsbedingungen, Fehlermeldungen von untergeordneten Aktoren, etc. berücksichtigt.

**Anforderung:** Bei der Anforderung forciert die üLT, dass die Anlage in den Leistungsbetrieb geht. Die Entscheidung, ob Last vorhanden ist oder nicht wird bereits auf der Ebene der üLT gefällt – und nicht erst in der AR.

Unabhängig davon, ob es sich um eine Freigabe oder eine Anforderung handelt, muss die AR eigensicher sein, d.h. ein Leistungsbetrieb der Anlage ist durch den AR zu verhindern, wenn die Betriebsbedingungen für einen bestimmungsgemäßen Betrieb nicht erfüllt sind.

Bei der Priorisierung des Betriebs von einzelnen Anlagen in einer Folgeschaltung werden häufig unterschiedlichste Kriterien angewendet, die in der Regel auf einer, den AR übergeordneten, Leittechnik hinterlegt werden. Häufigstes Kriterium ist der Aufwand, der zur Kälteerzeugung mittels der jeweiligen  $KEA_{Nx}$  benötigt wird. Der Begriff des Aufwands wird im nächsten Abschnitt ausführlicher diskutiert. Er wird bisher in der Regel nur in der Konzepterstellung anhand der nominellen Effizienz  $\zeta_{KE}^B$  des jeweiligen Kälteerzeugers (KE) berücksichtigt. Nur im Ausnahmefall wird die Effizienz  $\zeta_{KEA}^B$  der gesamten Kälteerzeugungsanlage (KEA) verwendet, obwohl der Einfluss der weiteren Komponenten in einer Kälteerzeugungsanlage (KEA) gegenüber dem reinen Kälteerzeuger (KE) auf die Gesamteffizienz häufig genauso wenig zu vernachlässigen ist, wie die Änderung der Effizienz in Teillast. Die Folgeschaltung der  $KE_{Nx}$ , bzw.  $KEA_{Nx}$  in einem System ist i.d.R. nach Übergabe des Systems vom Anlagenerrichter auf den Betreiber festgelegt, z.B. AKA als Grundlast, KKA als Spitzenlast und richtet sich nach fest programmierten Grenz- bzw. Schaltwerten.



### *Folgeschaltung F1 – leistungsabhängig:*

Auf Basis der Auslegungsdaten jedes Kälteerzeugers innerhalb des Systems und einer vorher definierten Priorisierung der Anlagen wird festgelegt, welche Anlage/Anlagenkombination bei welcher Kältelast freigegeben wird. Diese Form ist bei Systemen kleiner und mittlerer Leistungen häufig anzufinden. Die Priorisierung berücksichtigt:

- a) den Aufwand bzw. die Effizienz  $\zeta_{KE}^B$  eines Kälteerzeugers, selten den Aufwand bzw. die Effizienz  $\zeta_{KEA}^B$  gesamten Kälteerzeugungsanlage,
- b) den Aufwand bzw. die Effizienz im Auslegungspunkt (d.h. keine Berücksichtigung des viel häufigeren Teillastbetriebs),
- c) generalisierte Erfahrungswerte des System- oder Regelungsentwicklers.

### *Folgeschaltung F2 – temperaturabhängig:*

Auf Basis einer, in der Regel mit Planung des Systems, vorher festgelegten Priorisierungsreihenfolge erfolgt die Zuschaltung weiterer  $KEA_{Nx}$ , wenn die Soll-/Istwert-Abweichung  $\Delta t_{Vi}$  im Kaltwasser einen definiert Maximalwert überschreitet:  $\Delta t_{Vi}^{max} < (t_{Vi} - t_{Vi}^{set}) = \Delta t_{Vi}$ . Gegenüber der rein leistungsabhängigen Folgeschaltung (F1) hat dies vor allem den Vorteil, dass eine Rückmeldung aus dem System stattfindet, die ergänzend zur Planung den realen Betrieb und das reale Betriebsverhalten (Teillastleistungsfähigkeit) der Erzeuger berücksichtigt. Die Erfassung der oben genannten Temperaturabweichung stellt dabei die wirtschaftlich günstigste Form dar, wird aber gelegentlich auch durch eine Leistungsabweichung zwischen Verbraucher- und Erzeugersummen oder ähnlichem erfasst. Verschiedene Varianten sind denkbar, alle beruhen auf der Beurteilung der Abweichung von der Versorgungsqualität, d.h. der Deckung des Lastfalls  $(t_{Vi}^{set}, \dot{Q}_V^{set})$  und lassen sich auf die Beurteilung von  $\Delta t_{Vi}$  zurückführen.

### *Folgeschaltungen F3 – effizienzorientiert:*

Basis jeder effizienzorientierten Folgeschaltung ist eine, zur Zielstellung des Betreibers passende Definition von Effizienz. Es darf davon ausgegangen werden, dass auch die beiden Basisvarianten F1 und F2 einen effizienzorientierten Ansatz innehaben, wobei aber mglw. verallgemeinerte Annahmen aus anderen Projekten zugrunde gelegt werden, oder Qualitäten einzelner Kälteerzeugungsarten, die vom Standard der elektrischen Kälteerzeuger abweichen, nicht ausreichend berücksichtigt werden.

Für neuartige und effizienzorientierte Folgeschaltungen müssen, die auf die Effizienz und Leistungsfähigkeit wirkenden Betriebsgrößen jeder Erzeugungsart, berücksichtigt werden. Dies findet aktuell noch eine unzureichende Beachtung in der Kältetechnik. Eine Begründung dafür kann in der Marktdominanz von Kompressionskälteanlagen liegen, die zwar in ihrer Effizienz auf geänderte Betriebs- und Lastbedingungen  $(t_{Vi}, \dot{Q}_V, t_{Um})$  reagieren, sich darin aber ähneln und hinsichtlich des Leistungsvermögens über ihren Betriebsbereich nur kleine Änderungen erfahren. Die wesentlichen Unterschiede, neben der prozesstechnischen Effizienz unterschiedlicher Kältemittel und den Bauarten von Verdichtern liegt in der Regelung des Kondensators und ggf. des Kühlwasserkreises sowie der Teillastfähigkeit und der Teillastregelung der Kaltwasserpumpe. Aber auch die Aufwendungen während der Lasterkennung, wenn die Anlage von der üLT zwar freigegeben ist, aber selber prüfen muss, ob ein nennenswerter Lastfall  $\dot{Q}_V^{set} > \dot{Q}_V^{min}$  vorliegt, sind von relevanter Bedeutung.

So genannte Freie Kühlung auf Basis von z.B. Tischkühlern ( $KEA_{FC}$ ), oder die Kälteerzeugung mittels Absorptionskälte basierten Kälteerzeugungsanlagen ( $KEA_{th}$ ) reagieren wesentlich intensiver in der Effizienz auf Änderungen der Betriebs- und Lastbedingungen. In gleichem Maße bietet eine intelligente Teillastregelung dieser  $KEA_{th/FC}$  wesentlich umfangreichere Verbesserungen der Effizienz im Betrieb, deren Eigenheiten dem Anlagenerrichter für die Konzepterstellung bekannt sein / gemacht werden müssen, um in der Regelung der Anlagen hinterlegt zu werden. Gleichzeitig sollten diese Potentiale unbedingt genutzt werden, liegen sie doch bei 50 - 80 % der Aufwendungen gegenüber dem Stand der häufig angewandten Betriebs- und Regelungsart.

Für den Ansatz einer effizienzorientierten Folgeschaltung sollten weder die machbaren noch die vermuteten Effizienzen im Nominalpunkt hinterlegt werden. Jede ausgeführte Installation bietet Besonderheiten, die in den Regelungsarten und resultierenden Effizienzen berücksichtigt werden müssen, da sie unmittelbar auf den zu spontanen und tatsächlichen Aufwand für die Kälteerzeugung wirken.

## Aufwand

Der gesamte Aufwand  $R^{ges}$  für den Betrieb jeder  $KEA_{Nx}$  umfasst allgemein alle Aufwendungen, die im Betrieb entstehen. Auch wenn im Projekt ReKs der Aufwand als primärenergetischer Aufwand im Titel benannt ist, sollen hier kurz andere mögliche Bezugsgrößen zur Berechnung einer Effizienz erläutert werden. Bezogen wird jeweils der Aufwand auf die Kälteleistung  $\dot{Q}_E$  eines jeden Erzeugers bzw. des gesamten Kälteerzeugungssystems (KES). Aufwendungen für Wartung und Instandhaltung werden im Sinne dieser Arbeit für die Priorisierung nicht berücksichtigt, da sie in der Regel nicht leistungsabhängig, sondern Turnus oder Betriebsstunden abhängig in eine Aufwandsabrechnung eingehen. Es werden zudem nur Systeme mit trockenen Rückkühlwerken oder Direktverflüssigern betrachtet. Damit verbleiben zur Berechnung von  $R^{ges}$  die Aufwendungen für Strom  $R^{el}$  und Wärme  $R^{th}$ , als Antriebsenergien für die Kälteerzeuger und ihre jeweiligen Hilfsaggregate (Pumpen, Rückkühlwerk, Direktverflüssiger, Regelung, etc.). Die Bezugsgröße, bzw. der Aufwand  $R^X$  erhält die Einheit BE. Dabei kann der Aufwand  $R^X$  generell ganz unterschiedliche Größen (Aufwendungen) darstellen:

- 1) Kosten
- 2) Endenergie
- 3) Primärenergie
- 4) CO<sub>2</sub> Emissionen,
- 5) etc.

Auch wenn es häufig einen generellen Zusammenhang zwischen den verschiedenen Aufwandsarten gibt, so kann es doch vorkommen, dass die Verringerung einer Aufwandsart zur Erhöhung einer anderen Aufwandsart führt. Dies ist vor allem dann möglich, wenn die Reduktion einer Aufwandsart, z.B. Stromkosten, zu einer Erhöhung der anderen Art, hier Wärmekosten, führt, um den gleichen Nutzen zu erzielen. In dem Fall hängt die Qualität einer Änderung an dem Verhältnis von  $R^{th}$  zu  $R^{el}$ . Der Vorteil einer später durchgeführten relativen Betrachtung dieser Aufwandsgrößen wird offensichtlich, wenn wir uns den Effizienzbegriff genauer ansehen.

## Effizienz

Die allgemeinste Form der Effizienz bezeichnet das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Kälteerzeugungsanlagen und Kälteerzeugungssysteme werden im Betrieb, abhängig von den Zielstellungen des Betreibers, in ihrer Effizienz nach deren Kälteerzeugung  $\dot{Q}_E$  und dem für sie maßgeblichen Aufwand betrachtet. Mathematisch lässt sich die Effizienz einer  $KEA_{Nx}$  durch folgenden Ansatz formulieren:

$$\zeta_{KEA,Nx}^R = \frac{\dot{Q}_{Ex}}{\sum_1^y (P_y \cdot R^{el}) + \dot{Q}_{Dx} \cdot R^{th}} \quad (1)$$

Und damit die Systemeffizienz (bezogen auf eine beliebige Bezugsgröße (B) (siehe oben):

$$\zeta_{KES}^R = \frac{\sum_1^z \dot{Q}_{Ez}}{\sum_1^z (\sum_1^y (P_y \cdot R^{el}) + \dot{Q}_{Dz} \cdot R^{th})} \quad (2)$$

darin sind

- R die Aufwandsart
- x die Anzahl Kälteerzeuger gleicher Art,
- y die Anzahl an elektrisch betriebenen Komponenten einer  $KEA_{Nx}$ ,
- z die Anzahl beliebiger  $KEA_{Nx}$
- $\dot{Q}_{Dz}$  die Antriebswärmeleistung zum Betrieb einer  $KEA_{thx}$ ,

Im Rahmen dieser Arbeit gilt  $R^{el} = 1 \text{ BE}/kW_{el}$ . Damit wird der Wert von  $R^{th}$  gleich dem Verhältnis  $R^{th}/R^{el}$ . Die daraus resultierenden Effekte für die Ergebnisbewertung werden an geeigneter Stelle erläutert.

Häufig findet die Berechnung der erwartbaren Effizienz jeder  $KEA_{Nx}$  anhand der Auslegungsdaten, also für den Auslegungsfall statt. Ist die Möglichkeit zur Freien Kühlung (FC) vorgesehen, wird häufig ein zweiter Betriebspunkt für das System definiert, um den Umschaltzeitpunkt auf FC für die Folgeschaltung zu definieren. In jedem Fall werden durch dieses Vorgehen die realen Effizienzen in Teillast, die bereits durch eine Abweichung des Istzustands in einem der drei Auslegungswerte  $(t_{Vi}^{nom}, \dot{Q}_V^{nom}, t_{Umg}^{nom})$ , bzw. für jede  $KEA_{Nx}$   $(t_{Eo}^{nom}, \dot{Q}_E^{nom}, t_{Umg}^{nom})$ , vorliegt, vernachlässigt. Dabei zeigen bereits existierende Richtlinien und Kennwerte, wie der IPLV oder der ESEER, dass für viele Anwendungen der Auslegungspunkt maschineller Kälteerzeuger (ohne FC) nur in 1 – 3 % der Betriebsstunden vorkommt. Zur Ermittlung einer effizienten Folgeschaltung müssen daher vor allem die Veränderung der Effizienzwerte der einzelnen KE aber vor allem der  $KEA_{Nx}$ , sowie deren Regelbarkeit in Bezug auf die effiziente Nutzung der Bezugsgröße in Teillast bewertet werden. Die Optimierung eines KES, bzw. der Folgeschaltung ihrer abhängig oder unabhängigen  $KEA_{Nx}$  kann immer nur so gut sein, wie die Qualität der Effizienzermittlung  $\zeta_{KEA,Nx}^B$  jeder einzelnen  $KEA_{Nx}$ . Bei Vernachlässigung einzelner Aufwendungen kann eine auf der vermeintlichen Gesamtsumme der Aufwendungen aufbauende Prognose genau das Gegenteil von der Realität erbringen. Die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Aufwendungen können bei Änderung der Bezugsgröße wechselnde Tendenzen haben. Dies kann z.B. erfolgen, wenn von einer monetären Betrachtung auf eine primärenergetische Betrachtung gewechselt wird und die zugrundeliegenden spezifischen Aufwandskennzahlen  $R^{th}$  und  $R^{el}$  beider Varianten sehr unterschiedliche Größenordnungen und

Verhältnisse zueinander besitzen. Die Hinterlegung der Gesamtheit des Aufwands für eine  $KEA_{Nx}$  kann zu gänzlich anderen Ergebnissen kommen als bei einer Beschränkung der Aufwandsbetrachtung, die sich auf den Antrieb des Kälteerzeugers beschränkt.

Für die Entwicklung von effizienzorientierten Folgeschaltungen wurde in ReKs die primärenergetische Betrachtung verwendet, weil so – anders als bei endenergetischer Betrachtung – unterschiedliche Aufwände der Gesamtenergieversorgung einer Volkswirtschaft für die benötigten Energiearten (z.B. Strom, Wärme, Wasserbedarf, etc.) für die Kälteerzeugung berücksichtigt werden können.

#### 4.1.2 Hardware – Randbedingungen

Die Randbedingungen für den Systemregler lassen sich aus *hardware*-technischer Sicht in zwei Bereiche aufteilen:

1. Hardware, die zum Betrieb des KES erforderlich ist (unabhängig vom Monitoring),
2. Hardware, die zum erweiterten Monitoring eingesetzt wird.

Beide Bereiche sind grundsätzlich unabhängig voneinander. Das Monitoring ist wichtig, aber im technischen Sinne der Aufgabenstellung sekundär und dient im Wesentlichen zur Visualisierung und Auswertung der Ergebnisse des autarken Betriebs. Es ist daher denkbar mit Abschluss des Projekts das Monitoring vollständig oder teilweise zu beenden oder es durch andere Formen der Datenerfassung, z.B. auf der übergeordneten Leitechnik oder durch Systeme der Anlagenhersteller oder Dritter zu ersetzen.

Die autarke Regelung muss jederzeit gewährleistet sein. Daher wird hier eine sogenannte PLC (programable logical controller), ein Industriestandard speicherprogrammierbarer Steuerungen (SPS) angewendet. Die darauf implementierte Software bekommt sowohl Echtzeitmessdaten aus der Installation als auch systemabhängige, aber einmal bei Inbetriebnahme zu definierende Parameter. Diese Parameter werden einmalig und während eines Neustarts, z.B. nach Stromausfällen, aus einem ROM gelesen. Die Ein- und Ausgänge sind in der Anzahl und Art an Signalen sehr liegenschafts-/installationsspezifisch. Für den Austausch der Signale wird bevorzugt das Ethernet Modbus TCP/IP Protokoll genutzt. Bei den Liegenschaften (LS), die aus dem Vorgängerprojekt FAKS übernommen wurden, gab es SPS-Controller im Bestand, die zu verwenden waren. In LS mit mehreren Absorptionskälteanlagen gab es zusätzlich zu den Anlagencontrollern einen Verbundcontroller. Der Signalaustausch zwischen den Controllern erfolgt sowohl über analoge als auch digitale Signale, sowohl als potentialfreie Signale als auch über verschiedene Bussysteme, wobei auch hier vorwiegend Modbus TCP/IP eingesetzt wird. Für die Kommunikationstopologie diente jeder Controller sowohl als Client, als auch als Master innerhalb der Installation und abhängig vom Ursprung des jeweiligen Signals.

Mit Hilfe einer im Projekt entwickelten SPS-Programmstruktur und Nomenklatur für Unterprogramme, Funktionen etc. ließen sich die SPS-Bausteine des Systemreglers (SR) parallel zu den Programmen der Anlagenregelung (AR) sowohl auf dem Anlagencontroller als auch auf dem Verbundcontroller unterbringen.

Die Datenbank für die Live-Visualisierung, das Monitoring und die Datennachbearbeitung und Auswertung übernahm ein sogenannter Messrechner mit Linux als Betriebssystem und einer im vorherigen Projekt entstandene Datenerfassung (DAQ) auf Scada-Basis. Zur Entwicklung des SR wurde der Umfang der Datenerfassung deutlich erhöht, um über die zusätzlich aufgenommenen Größen die Funktionsfähigkeit überprüfen und die Effizienzverbesserungen ermitteln zu können.

### 4.1.3 Daten- und Informationsmanagement

In allen Projektliegenschaften sind unterschiedlich viele, aber bis auf BVES immer mehr als eine und bis zu acht Kälteerzeugungsanlagen ( $KEA^N$ ) installiert. Der leittechnische Zustand vor ReKs kann durch die Abb. 4-1, links, beschrieben werden. Eine übergeordnete Leittechnik (ÜLT) gibt Sollwerte und Freigaben an die einzelnen Anlagensteuerungen. Dabei wird die nächste Kälteanlage jeweils freigegeben, wenn die vorherige(n) die Kältelast nicht mehr decken, oder eine Störung melden. Wenn die Betriebsart „Freie Kühlung“ vorhanden ist, dann wird diese bei der Unterschreitung einer bestimmten Umgebungstemperatur aktiviert und bei der Überschreitung einer höheren Umgebungstemperatur (Hysterese) wieder freigegeben. Die Stabilität der Kaltwassertemperatur, die Effizienz des Systems und damit der Aufwand an Betriebsenergie sowie die Kosten werden im Monitoring zwar festgehalten bzw. ermittelt, sie stellen aber keine aktive Regelungsgröße dar.

Entscheidende Neuentwicklung im ReKs-Projekt ist eine modellbasierte Mehrgrößenregelung mit effizienzorientierten Folgeschaltungen für verschiedene Kälteerzeugungsanlagen (KEA) in einem Kälteerzeugungssystem (KES), kurz: Systemregler bzw. Systemregler, SR. Um für die Liegenschaften eine größtmögliche Betriebssicherheit im Rahmen der Forschungs- und Entwicklungsarbeit zum Systemregler zu gewährleisten, wurde an der aus FAKS vorhandenen *Hardware*-Struktur nichts Generelles geändert. Die Informationen und Vorgaben der ÜLT werden dem ReKs-Systemregler (SR) zur Verfügung gestellt (siehe Abb. 4-1, rechts). Der SR reagiert mithilfe seiner Softwaremodule (siehe Abschnitt 4.2 bis 4.5) auf jede Lastsituation und überschreibt dabei die Anforderungen und Freigaben der ÜLT. Dadurch werden die verschiedenen Kälteerzeugungsanlagen so zu- und abgeschaltet, dass die Kälteerzeugung im System mit geringstmöglichem Primärenergieaufwand erfolgt. In der Regel ergeben sich dadurch auch (deutlich) geringere Betriebskosten gegenüber einer Regelung nach dem Stand der Technik. Mittels eines *Software*-Schalters können der Feldtestpartner (Betreiber) und/oder die TU Berlin zwischen einer Durchleitung dieser Sollwerte und Freigaben oder einer Überschreibung durch den SR entscheiden.

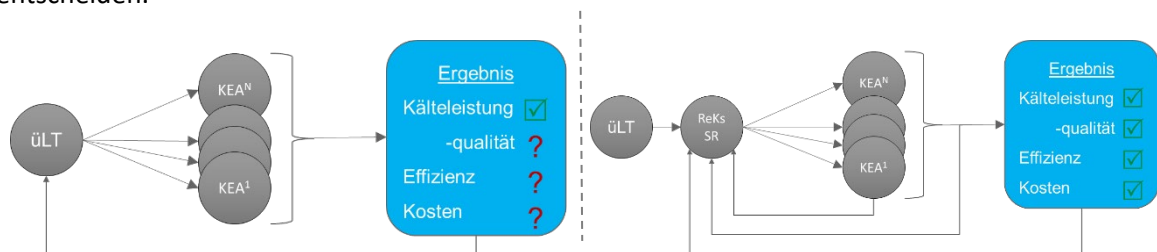


Abb. 4-1: Links: Stand der Leittechnik vor ReKs (d.h. ohne Systemregler)  
Rechts: Leittechnik mit integriertem ReKs-Systemregler in vorhandene *Hardware*-Struktur

Für den Einsatz in den Installationen forderten alle Feldtestpartner (ohne Ausnahme) ein System, dass ohne ständige Anbindung ans Internet und ohne automatisierte Datenabrufe aus dem Internet auskommt. So konnten keine *Cloud*-Dienste und auch keine Rechenleistungen zur Optimierung des aktuellen Betriebs auf den Servern der TU Berlin vollzogen werden. Die Monitoring Daten und Ergebnisse wurden lokal in den Liegenschaften gespeichert und mittels unterschiedlichster VPN-Verbindungen regelmäßig durch die Mitarbeiter der TU Berlin abgeholt. Leider kam es gegen Ende des Projekts auch zu Ausfällen einzelner Messrechner. Dies verringerte zum Teil den zur Verfügung stehenden Datenumfang oder verzögerte wichtige Vergleichsmessungen unterschiedlicher Strategien. Dennoch konnten alle angestrebten Projektergebnisse erreicht werden.

## 4.2 Generelle Funktionsbeschreibung

Das Konzept des Systemreglers beruht darauf eine Ergänzung zur bisherigen Leittechnik darzustellen, die es je nach Umfang dieser Leittechnik teilweise auch ersetzt. Der SR übernimmt dabei nicht nur die Freigaben für alle oder einzelne Kälteerzeugungsanlagen, sondern weist diesen auch, wenn es vor Ort technisch gewünscht ist, anders als im Stand der Technik üblich, konkrete Leistungswerte zu, die i.d.R. deutlich unterhalb der Leistungsfähigkeit der jeweiligen Erzeugungsanlage sind. Dafür sind ein paar Bedingungen zu erfüllen, die nachfolgend erläutert werden.

Jeder Erzeuger (Kälteanlage) und jede Komponente (Pumpen, RKW) muss als Modell (digitaler Zwilling, siehe auch Abschnitt 2.5) im Systemregler abgebildet sein. Dies wird über standardisierte Modelle jeder Technologie erreicht, die wiederum mit Parameterfiles zu den konkreten, verbauten Geräten im Vorfeld erzeugt werden müssen. Zusammen mit den aktuellen Betriebs- und Störmeldungen kann der Systemregler so zu jeder Umgebungstemperatur aktuelle Leistungseffizienzkurven für jede Kälteerzeugungsanlage inkl. aller Hilfskomponenten liefern. Alle relevanten Daten der jeweiligen Hardwarekomponenten werden über standardisierte Parameterfiles im jeweiligen SPS Controller hinterlegt. Dies erfolgt über sogenannte JSON-Dateien (*JavaScript Object Notation*). Die Dateien zu jeder Komponente können sich, je nach Installation, unterscheiden. Darin enthalten sind die nominalen Betriebspunkte, inkl.

- Temperaturen
- Volumenströme
- Elektrische und thermische Nominalleistungen
- Ggf. Wärmetauscherflächen oder Wärmedurchgangskoeffizienten
- Anzahl an Leistungsstufen
- etc.

aber auch alle Daten die für die Regelung von Komponenten entscheidend sein können, wie z.B.

- min / max Werte von erlaubten Temperaturen im Betrieb
- min / max Werte von erlaubten Versorgungsvolumenströmen im Betrieb
- min / max Werte der Drehzahl (Pumpen / Ventilatoren)
- min / max Werte der Leistungsaufnahmen bei variabler Drehzahl
- etc.

Neben den digitalen Zwillingen zu den Erzeugungsanlagen und ihren Komponenten sind für die Systemregelung weitere Komponenten und Module existentiell für eine effizienzorientierte Folgeschaltung. Dabei werden zwei Modularten unterschieden:

- Funktionssicherung,
- Effizienzsteigerung.

Module zur Effizienzsteigerung, z.B. die Module der digitalen Zwillinge, dienen der Erhöhung der Effizienz des Kälteerzeugungssystems und bilden besondere Sachverhalte ab, die zur Zielerreichung hilfreich sind. In Abb. 4-2 sind die digitalen Zwillinge als  $KEA_{1-N}^{CC}$  der ReKs Bausteine in rot mit abgebildet. In der Abbildung sind typische Standardkomponenten existierender Leit- und Anlagentechniken in blau, die der ReKs Systemregelung in rot dargestellt. Wesentliche Funktionsmodule, wie die Prognose, die Speichermodule I und II, die Hysterese und der ReKs-Kernbaustein werden in den folgenden Abschnitten eingeführt und vorgestellt. Ihre Wirkung, bzw. die Ergebnisse ihrer Funktion werden zusammen mit den Projektergebnissen in Kapitel 5 beschrieben.

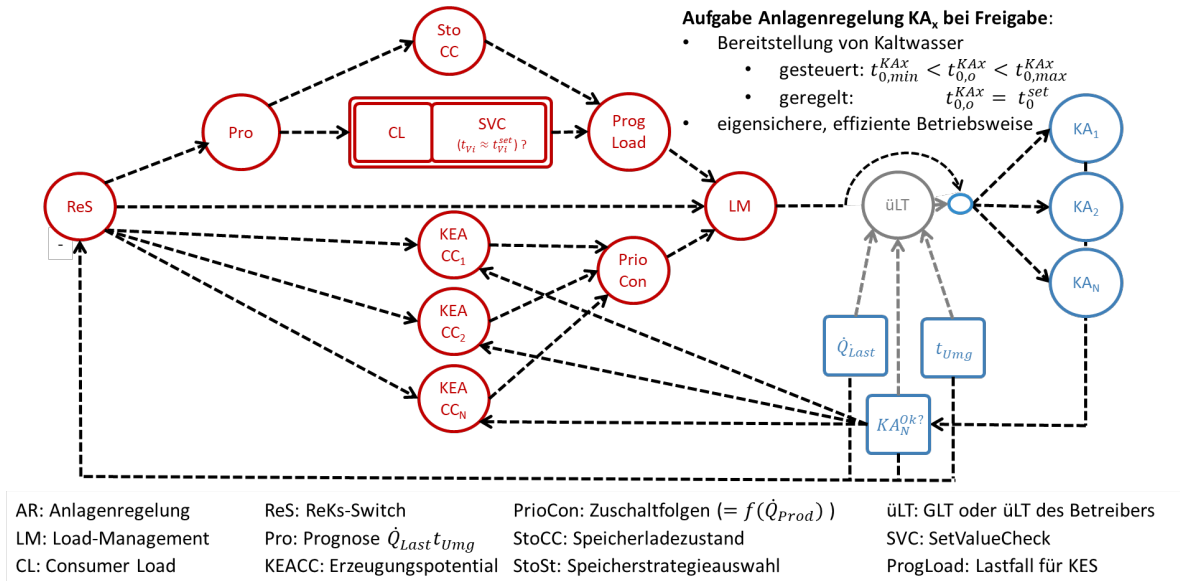


Abb. 4-2: Module im Standard (Blau/Grau)- und modulbasiertem Systemregler (rot/blau)

Module der Funktionssicherung umfassen die korrekte Erfassung, Erzeugung und auch Weiterleitung von Störmeldungen, Berücksichtigung von Pausen- und Wartungszeiten, sowie Schalthysteresen. Auch Mindestbetriebs- oder -stillstandszeiten, die durch die einzelnen vorhandenen Erzeuger vorgegeben sind und somit für eine Systemregelung Rahmenbedingungen darstellen, werden hier abgebildet. Diese Module stellen Standardmodule nach dem Stand der Technik dar. Auf eine detaillierte Darstellung im Rahmen dieses Abschlussberichts wird daher verzichtet.

Im Ergebnis werden unter Berücksichtigung von Sperrzeiten einzelne Erzeugungsarten witterungs- und lastabhängig freigegeben. Beispiele hierfür wurden in [Petersen et al., 2021] vorgestellt. Einige Passagen daraus werden hier auszugsweise und mit wenigen Präzisierungen übernommen.

#### 4.2.1 Effizienzorientierte Folgeschaltungen bei gleichen Erzeugern (KEA<sub>th</sub>)

Im ersten Beispiel wird ein System aus zwei AKA mit einer Auslegungsleistung von jeweils 100 kW, jede mit eigenen Versorgungspumpen, aber mit gemeinsamem RKW zugrunde gelegt. Beide Anlagen werden unter Anwendung der entwickelten Regelungsstrategien effizienzorientiert unter Regelung aller externen Pumpen und des RKW betrieben und im Modell berücksichtigt. Entsprechend des Aufbaus mit zwei gleichen Anlagen, lassen sich zwei KEA<sub>thx</sub> (mit  $x = 1,2$ ) definieren:

KEA<sub>th1</sub>: eine AKA und eine Kalt-, Kühl-, und Heißwasserpumpe, sowie das gesamte RKW,

KEA<sub>th2</sub>: zwei AKA, mit jeweils einer Kalt-, Kühl-, und Heißwasserpumpe und das gesamte RKW.

In Abb. 4-3 ist der Verlauf der Effizienzen  $\zeta_{KEA,thx}^B$  in Abhängigkeit der Kälteleistung und der Umgebungstemperatur für beide Anlagen dargestellt. Die Effizienz wird bei einem Wert von  $R^{el} = 1 \text{ BE/kW}_{th}$  und  $R^{th} = 0,01 \text{ BE/kW}_{th}$  bestimmt. Der Betrieb der KEA<sub>th1</sub> ist bei kleinen Kälteleistungen immer effizienter, da alle Nebekomponenten bei minimaler Drehzahl betrieben werden können.

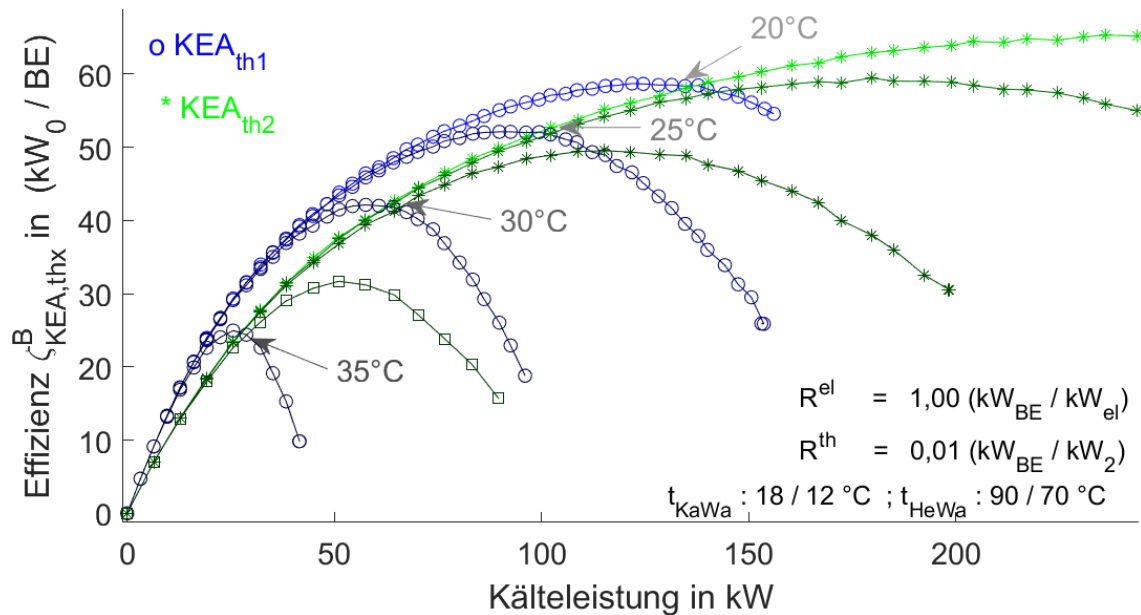


Abb. 4-3: Systemregelung für 2 Absorptionskälteanlagen

Nach Überschreiten des jeweiligen Effizienzmaximums wird dann  $KEA_{th2}$  auch wegen der Verdopplung der Wärmeübertragerflächen und des damit einhergehenden, geringeren hydraulischen Aufwands für die gleiche Kälteleistung vorteilhaft. Der Punkt der Vorteilhaftigkeit verschiebt sich mit steigender Umgebungstemperatur zu niedrigeren Leistungen und liegt deutlich vor dem Erreichen der max. Leistungsfähigkeit der  $KEA_{th1}$  ( $\dot{Q}_{KEA,th1}^{max} = f(t_{Umg})$ ). Die max. Leistungsfähigkeit ist am rechten Ende der jeweiligen Kennkurven ablesbar. So kann z.B. bei  $t_{Umg} > 25^\circ\text{C}$  durchgängig durch die frühere Umschaltung von  $KEA_{th1}$  auf  $KEA_{th2}$  bis zu 50 % des Aufwands ( $1/\zeta$ ) gegenüber einer Standardfolgeschaltung F2, die ja die Zuschaltung der zweiten AKA erst vornehmen würde, wenn die erste bei  $t_{Umg} = 25^\circ\text{C}$  mit  $\dot{Q}_{KEA,th1}^{max} \approx 150\text{ kW}$  Kälteleistung an ihrer Leistungsgrenze ist (Detektion über  $t_{Vi} > t_{Vi}^{set}$ ), eingespart werden. Gegenüber einer Folgeschaltung F1 können zudem weitere Vorteile in der Versorgungssicherheit und/oder Effizienz dazu kommen.

Die Abhängigkeit der maximalen Leistungsfähigkeit jeder der hier installierten  $KEA_{th}$ , nicht zuletzt durch den Verzicht auf ein „nasses“ RKW begründet, deutet aber auch darauf hin, dass unter Umständen für höhere Umgebungstemperaturen eine Lastunterdeckung vorliegen könnte. Diesem kann durch Speichersysteme oder Spitzenlasterzeuger entgegengewirkt werden. Auf Systeme mit Spitzenlasterzeugern geht der übernächste Absatz deswegen genauer ein und Speicherstrategien werden im Abschnitt 4.4 behandelt.



#### 4.2.2 Systeme mit Absorptionskälte ( $KEA_{th}$ ) und Freier Kühlung ( $KEA_{FC}$ )

Freie Kühlung ist gerade in Verbindung mit Absorptionskälteanlagen besonders naheliegend, da immer ein Rückkühlwerk vorhanden ist. Durch die Verwendung von trockenen RKW in einer  $KEA_{th}$  ist eine  $KEA_{FC}$  besonders einfach zu realisieren und zudem effizienter. Ein trockenes RKW verfügt über wesentlich größere Wärmetauscherfläche als ein Verdunstungskühler gleicher Leistungsklasse. Bei typischen Temperaturen, die sich für den Betrieb der Freien Kühlung eignen, kann die Luft zudem in der Regel kaum Feuchtigkeit aufnehmen, so dass die Grädigkeit zwischen Kühlwasser und Luft zunimmt. Aus beiden Effekten resultiert der wesentliche Vorteil der Verwendung von trockenen RKW gegenüber verdunstenden RKW für die Freie Kühlung. Entgegen der langläufigen Meinung variiert die Effizienz der freien Kühlung im Betrieb häufig in einem sehr weiten Spektrum (abhängig von Kälteleistung und Umgebungstemperatur, s.o.) und ist daher in einem derartigen System nicht immer effizienter als die  $KEA_{th}$ . Der Umschaltunkt zwischen einer  $KEA_{th}$  und einer  $KEA_{FC}$ , die in der Regel aufgrund des von beiden genutzten RKW nicht parallel sondern nur exklusiv betrieben werden können, bietet ein großes Optimierungspotential. In Abb. 4-4 ist gezeigt, wie sich die Effizienzen dieser Erzeuger in der Nähe eines typischen Umschaltpunkts verhalten. Dabei sind RKW, AKA und Pumpendaten von einer der Installationen in ReKs übernommen, die im gewerblichen Bereich zur Kälteversorgung eingesetzt wird. Die Auslegung der Komponenten erfolgte für den Sommerbetrieb. Ein Wärmeübertrager trennt in der Betriebsart FC den Solekreis (Glykol) vom Kaltwasserkreis. Die Effizienz  $\zeta_{KEA,th}^B$  ist in diesem Temperaturbereich fast unabhängig von  $t_{Umg}$ , was anhand des Verlaufs bei  $R^{th} = 0,05 \text{ BE/kW}_{th}$  in Abb. 4-4 zu sehen ist, wo alle  $KEA_{th}$ -Kennlinien zu den Werten  $t_{Umg} = 5 - 8^\circ\text{C}$  übereinander liegen. Im Gegensatz dazu reagiert die  $KEA_{FC}$  im dargestellten Temperaturbereich für  $t_{Umg}$  sehr sensitiv. Eine Umschaltung bei  $8^\circ\text{C}$  ist nur im minimalen Lastbereich ( $< 10 \text{ kW}$ ) vorteilhaft, wohingegen bei  $5^\circ\text{C}$  schon fast der gesamte Lastbereich durch die  $KEA_{FC}$  effizienter als durch die  $KEA_{th}$  gedeckt werden kann. Bei  $t_{Umg} = 6^\circ\text{C}$  sollte  $KEA_{FC}$  erst unterhalb einer Leistung von ca.  $60 \text{ kW}_0$  angefordert werden und bei  $t_{Umg} = 7^\circ\text{C}$  erst unterhalb von ca.  $35 \text{ kW}_0$ .

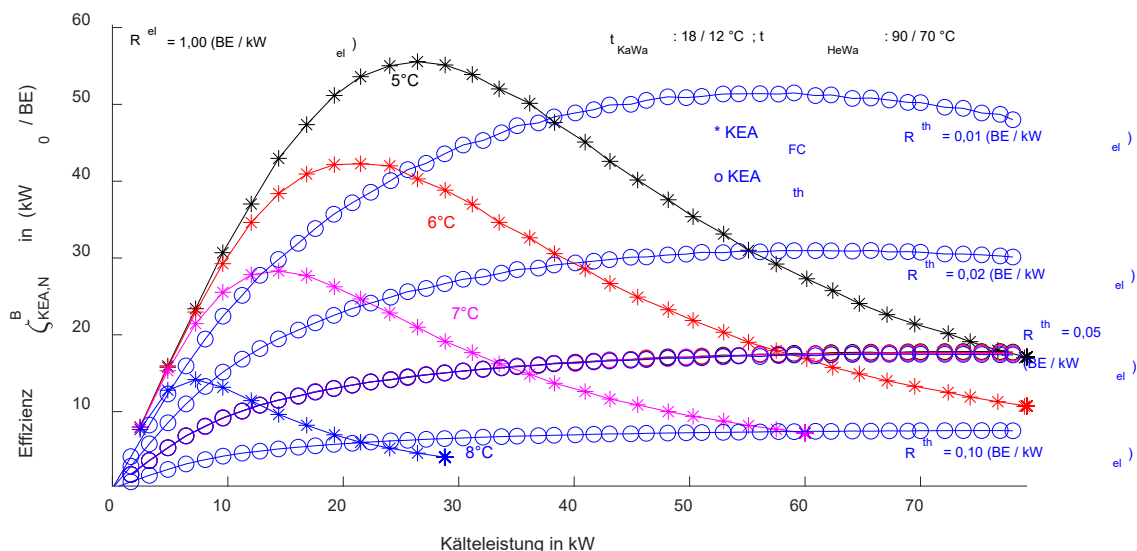


Abb. 4-4: Umschaltpunkte zwischen maschineller und Freier Kühlung mit  $KEA_{th}$  und  $KEA_{FC}$

Der jeweils beste Umschaltzeitpunkt ist neben Umgebungstemperatur  $t_{Um,g}$  und der Kälteleistung  $\dot{Q}_0$  auch abhängig vom Wert der Wärme  $R^{th}$  im Vergleich zum Wert des Stroms  $R^{el}$ . Die Kennkurven für die  $KEA_{th}$  bei  $R^{th} \neq 0,05 \text{ BE/kW}_{th}$  sind jeweils nur für  $t_{Um,g} = 8^\circ\text{C}$  dargestellt. Wenn  $R^{th} = 0,1 \cdot R^{el}$  angesetzt wird, dann flacht die Effizienzkurve der  $KEA_{th}$  stark ab. Die effizienzorientierte Folgeschaltung F3 wäre dann gleich der Folgeschaltung F2, da die Umschaltung nicht zu einem Effizienzgewinn führt, sondern „nur“ zur Lastdeckung notwendig ist. Andererseits nimmt  $\zeta_{KEA,th}^B$  zu, wenn die Wärme eine geringere Wertigkeit hat  $R^{th} = 0,02 (0,01) \text{ BE/kW}_{th}$ . Würde der Antriebswärme ein Wert von  $R^{th} = 0 \text{ BE/kW}_{th}$  zugewiesen werden, so wäre die  $KEA_{th}$  zu jedem Betriebspunkt im Vorteil (in Abb. 4-4 nicht dargestellt).

#### 4.2.3 Erzeugungssysteme mit $KEA_{el}$ und $KEA_{th}$

Das KES mit zwei  $KEA_{th}$  wird aufgegriffen und um eine  $KEA_{el}$  erweitert. Diese verfügt über vier Verdichter, einen Verdampfer und zwei Kondensatoren (je zwei Verdichter arbeiten auf einen Kondensator). Die KKA ist wassergekühlt, so dass ein Kühlsolekreis mit Pumpe und RKW hinzukommt. Ihre nominale Leistung beträgt ca. 280 kW. Ein ähnliches System versorgt im ReKs Projekt in Rosenheim das Kultur und Kongresszentrum der Stadt (Akronym: ROKK). Der Wert für  $R^{th}$  wird für die Analyse mit  $0,2 \text{ BE/kW}_{th}$  deutlich höher angesetzt als in der realen Installation, wo z.B. der Primärenergieaufwand für die Wärme vernachlässigbar ist ( $R \rightarrow 0 \text{ BE/kW}_{th}$ ). Bei einem PE-Faktor für die elektrische Leistung von  $1,8 \text{ kW}_{PE}/\text{kW}_{el}$  entspricht  $R^{th} = 0,2 \text{ BE/kW}_{th}$  einem PE-Faktor für die (Fern-)Wärme von  $0,36 \text{ kW}_{PE}/\text{kW}_{el}$ .

In Abb. 4-5 ist für drei sommerliche Umgebungstemperaturen  $t_{Um,g}$  von  $25^\circ\text{C}$  (oben),  $29^\circ\text{C}$  (mittig) und  $33^\circ\text{C}$  (unten) die erreichbare Systemeffizienz  $\zeta_{KES}^B$  und die Anlageneffizienz  $\zeta_{KEA,N}^B$ , sowie die max. Leistungsfähigkeit jeder  $KEA_N$  abgebildet (links). Die ergänzenden Informationen in den Abbildungen gelten jeweils auch für das horizontale Nachbarbild. Mit zunehmender  $t_{Um,g}$  sinken erwartungsgemäß sowohl  $\zeta_{KEA,N}^B$  und  $\zeta_{KES}^B$ , als auch vor allem bei den  $KEA_{th}$  die max. Leistung  $\dot{Q}_{KEA,th}^{max}$ . In der rechten Spalte ist zur Verdeutlichung über der Kältelast  $\dot{Q}_V$  die vom Systemregler, angeforderten Anlage / Anlagenkombination mit der jeweils zugewiesenen Leistung  $\dot{Q}_{KEA,N}^{set}$  aufgetragen. Trotz der relativ aufwandsintensiv angenommenen Wärme für den Antrieb der  $KEA_{thN}$  bleibt der Betrieb dieser Anlagen im Rahmen ihrer Leistungsfähigkeit für alle drei  $t_{Um,g}$  immer effizienter als die  $KEA_{el}$ . Es zeigt sich zudem, dass der Effizienzvorteil der thermischen Kälteerzeugung bei einem Anstieg der Umgebungstemperatur von  $25^\circ\text{C}$  auf  $33^\circ\text{C}$  gegenüber der  $KEA_{el}$  zunimmt.  $\dot{Q}_{KEA,th2}^{max}$  nimmt jedoch ab, so dass die  $KEA_{el}$  allein aus diesem Grund zur Lastdeckung bei  $33^\circ\text{C}$  ab ca. 130kW eingesetzt werden muss.

Die Ermittlung der Effizienzdaten des in ROKK errichteten KES ist etwas komplexer, als hier angenommen, da die KKA ebenfalls auf das gleiche RKW wie die AKA zugreift. Die gemeinsame Nutzung eines RKW im Systemregler ist bisher nur für mehrere, gleiche Kälteerzeuger vorgesehen. Für die Qualität der Entscheidung im Systemregler hat dieser Unterschied zwischen Realität und Modell nur einen geringen Einfluss. Allerdings werden bei gleichzeitigem Betrieb der  $KEA_{thN}$  zusammen mit der  $KEA_{el}$  alle Effizienzen  $\zeta_{KEA,N}^B$  etwas geringer ausfallen als hier dargestellt.

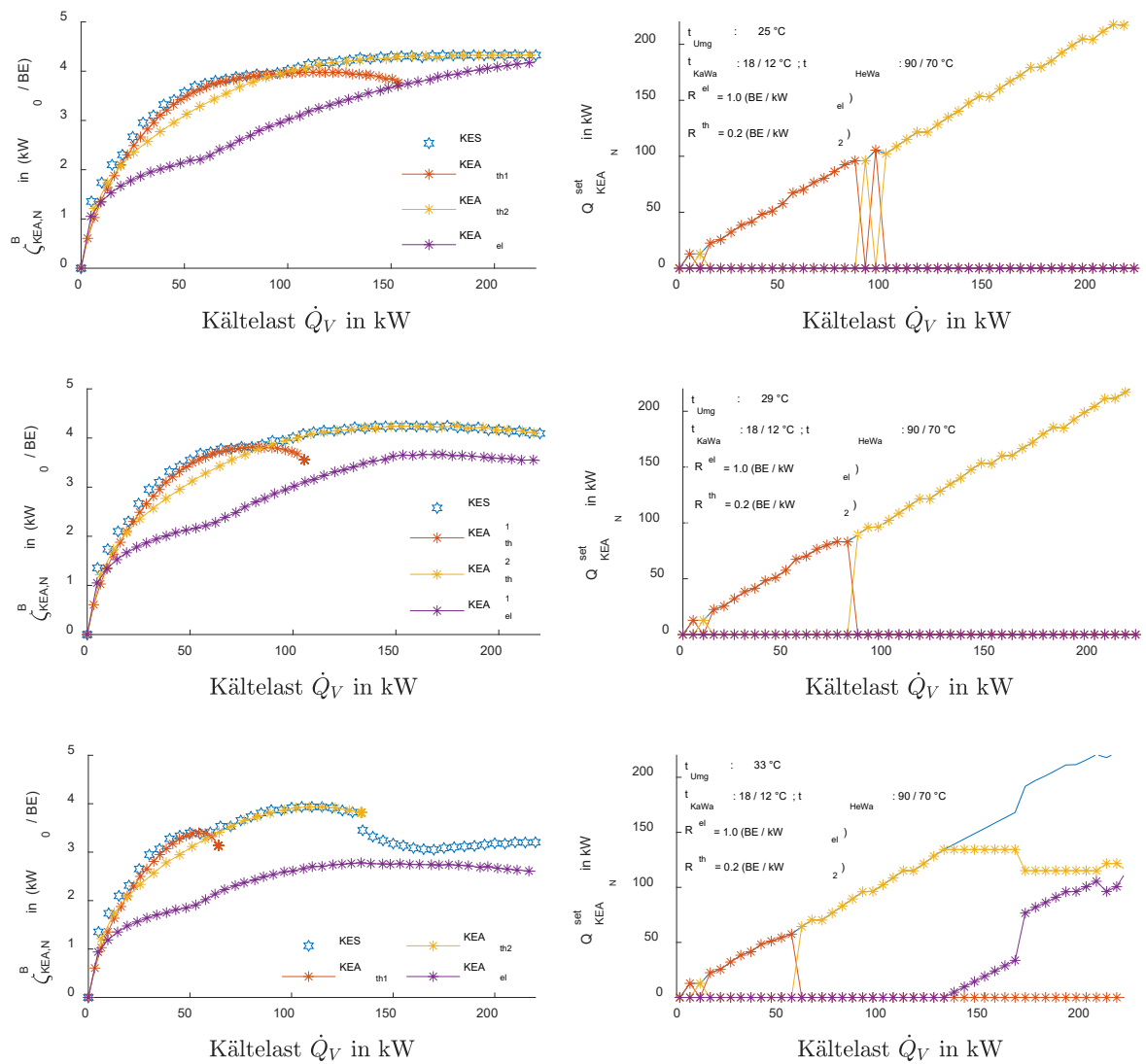


Abb. 4-5: Systemregelung, zwei KEA<sub>th</sub> und eine KEA<sub>FC</sub>, drei Umgebungstemperaturen im Vergleich

### 4.3 Prognoseverfahren für Betriebsrandbedingungen

Generell können für alle Installationen die drei folgenden Parameter / Parametergruppen genannt werden, die einen sensitiven Einfluss auf die Anlagenauswahl und damit die Folgeschaltung in der jeweiligen Installation haben:

- I. Umgebungstemperatur
- II. Kältelast
- III. Parameter des Effizienzkriteriums

In der Einsatzplanung von Kälteerzeugungsanlagen kommt der Umgebungstemperatur eine besondere Rolle zukommen. Thermodynamisch bedingt reagieren alle Kälteerzeugungsanlagen bei steigender Rückkühltemperatur mit abnehmender Effizienz. Ab einem kritischen, häufig anlagenspezifischen Temperaturgrenzwert müssen die Anlagen zudem aus Sicherheitsgründen, oder weil sie keine Kälteleistung mehr bereitstellen können, abschalten. Daher kommt der Prognose der Umgebungstemperatur für gute Folge- bzw. Wechselschaltungen von Kälteanlagen mindestens die Rolle zu, schnelle Wechsel zwischen verschiedenen Anlagen dadurch zu verhindern, dass die Tendenz der kommenden Temperaturentwicklung bekannt ist. Darüber hinaus kann die Prognose der Umgebungstemperatur, gerade wegen ihres Einflusses auf die Effizienz der einzelnen Erzeuger und damit auf die mögliche Effizienz eines Kälteerzeugungssystems bei Anwesenheit eines Speichers helfen, die Entscheidung zugunsten aktiver Speicherbe- oder Entladung zu forcieren, dazu mehr in Abschnitt 4.3.2.

Ähnlich wie die Umgebungstemperatur kann eine Prognose der Kältelast genutzt werden, um die zukünftige Einsatzplanung abzuschätzen und die aktuelle Anlagenauswahl bereits daran auszurichten. In ReKs fand dennoch keine Automatisierung von dynamischen Lastprognosen statt. Dies ist vor allem dadurch begründet, dass die zur Verfügung gestandenen Liegenschaften wahlweise Rechenzentren mit sehr stabiler Last oder Veranstaltungszentren mit vor allem Spielplan abhängigen Lasten waren, die sich nur durch Übernahme der Spielpläne, nicht aber durch einen selbstlernenden, auf Erfahrung vergangener Tage aufbauende künstliche Intelligenz abbilden lassen.

Als Parameter des Effizienzkriteriums einer primärenergetisch ausgerichteten Regelstrategie gelten die Primärenergiefaktoren der Energieträger Strom und Wärme. Während im Rahmen von ReKs der Primärenergiefaktor für Strom bundesweit zu  $1,8 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{el}$  festgelegt wurde, sind die Primärenergiefaktoren für die Wärme zwischen regional sehr unterschiedlich, typischerweise zwischen  $0,15 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{el}$  und  $0,7 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{el}$ . Weitere Details folgen in Kapitel 4.3.3. Auch wenn der Systemregler generell sich ändernde Primärenergiefaktoren berücksichtigen könnte, sowohl auf der Strom- als auch auf der Wärmeseite, so wird deutlich, warum es lange nicht notwendig schien, Prognosewerte zu erstellen. Erst in den letzten Projektmonaten von ReKs wurde in der Liegenschaft GKIT ein variabler Primärenergiefaktor für die Antriebswärme der AKA eingeführt, um die Herkunft der Wärme (BHKW oder Heizkessel, sowie Mischzustände) abbilden und damit in der Einsatzplanung berücksichtigen zu können. Auch wenn der nächste konsequente Schritt, wiederum vor allem in Verbindung mit aktiven Speicherstrategien die Implementierung einer Vorhersage gewesen wäre, so konnte dies im Rahmen des ReKs Projekts nicht mehr umgesetzt werden.

Generell kann festgehalten werden, dass die Vorhersage dieser Betriebsrandbedingungen machbar ist, was am Beispiel der Umgebungstemperatur auch experimentell nachgewiesen wird. Dabei sind auch lokal ausreichend aufgelöste Temperaturprognosen im Internet verfügbar, so wie es wohl auch für zeitlich aufgelöste Primärenergiefaktoren denkbar ist, wenn dies in Versorgungsstrukturen oder im Bezug von Wärme und/oder Strom vorkommen wird. Im ReKs Projekt waren jedoch aufgrund der IT-Sicherheitsbestimmung der Betreiber der beteiligten Kältezentralen keine Datenabrufe aus dem Internet automatisiert machbar, so dass Vorhersagemodelle auf Basis der in der Liegenschaft gemessenen Temperaturverläufe funktionieren müssen. Eine Vorhersage kann unter diesen Umständen als erfolgreich betrachtet werden, wenn sie eine höhere Eintrittswahrscheinlichkeit besitzt als 50 %, also jener stochastischen Wahrscheinlichkeit, die sich ergibt, wenn man keinerlei Informationen vorliegen hat.

#### **4.3.1 Zielstellung für die Umgebungstemperaturvorhersage**

Die Aufgabe einer Prognose für  $t_{Umg}$  auf Basis der lokalen Messwerte wird wie folgt formuliert:

- I. Vorhersage der Entwicklung der Umgebungstemperatur relativ zum aktuellen Messwert
- II. Abschätzung der Größenordnung der zu erwartenden Umgebungstemperaturänderung in den kommenden Stunden
- III. Abschätzung der Dauer der aktuellen, bzw. nächsten Tendenz in der Umgebungstemperaturentwicklung

Die Vorhersage wird benötigt, um

- a) Bei aktiven Kältespeichern, die Be- und Entladungszeiten und -leistungen an steigende- oder fallende Effizienzen der Erzeuger auszurichten, bzw. diese berücksichtigen zu können.
- b) Erzeugerwechseln vorzubeugen, die nur aufgrund einer Änderung der Umgebungstemperatur erfolgen, wenn erwartbar ist, dass die Tendenz sich umdreht.

Aufgrund der limitierten Möglichkeit Wetterwechsel, Regengebiete und Windverhältnisse hier mit zu berücksichtigen, zielt die Vorhersage von  $t_{Umg}$  in diesem Rahmen auf eine mittlere Verbesserung des Einsatzes der Kälteerzeuger ab, nicht auf eine, die in jedem Fall stimmt.

Eine im betriebstechnischen Sinne die Versorgungssicherheit betreffende Entscheidung hinsichtlich der Anlagenpriorisierung ist im Sinne der Systemregelung keine Zielstellung der Optimierung und sollte immer prioritär gegenüber der Effizienz basierten Folgeschaltung. Wir möchten das an dieser Stelle anmerken, da vor allem bei Berücksichtigung der Prognose von Umgebungstemperatur oder auch Last darauf hinzuweisen ist, dass der inhärente Fehler, wie gesagt handelt es sich anders als bei allen anderen Vorgängen des Systemreglers hier um eine Prognose auf Basis der Vergangenheit, mit 20% für Versorgungsrelevante Fragestellung nicht tolerierbar sein dürfte.

#### 4.3.2 Notwendige Systeminformationen und Datenpunkte

Bei einem lokal aufzusetzenden Verfahren für die Prognose der Entwicklung der Umgebungstemperatur sind die Datenpunkte zu identifizieren, die als Eingangsparameter genutzt werden sollen / können. Auch wenn generell neben der Historie der Umgebungstemperatur hierfür das Wissen um die zurückliegende Entwicklung der Umgebungsfeuchte (Luftfeuchte), oder und das Datum und vor allem die Uhrzeit, inkl. Sonnenauf- und untergangszeiten weitere Informationen sein könnten, wird für eine einfache Vorhersage, als einzig zu verwendender Messwert, die Umgebungstemperatur  $t_{Umg}$  herangezogen.

Dieser Datenpunkt ist gleichzeitig funktionsrelevant und somit kritisch. Eine redundante Erfassung ist von Vorteil, zumal bei vielen realen Installationen durch die Sensorposition und Ausführung tageszeitabhängige Missweisungen durch

- Direkte Bestrahlung mit Sonnenlicht
- Indirekte Bestrahlung (Wärmestrahlung) von umgebenden Bauteilen

regelmäßig auftreten. Einer geeigneten Auswahl der Positionierung, sowie von Plausibilitätsprüfungen kommt ein gesonderter Wert zu. Dabei kann eine Positionierung im Ansaugbereich eines RKW zielführend sein, da die Temperatur der angesaugten Luft auf die Effizienz der Kälteanlage wirkt. Auch wenn diese häufig deckungsgleich zur Umgebungstemperatur sein wird, können bauliche und sonstige lokale Gründe dazu führen, dass es hier zu Abweichungen zwischen diesen beiden Temperaturen kommt.

#### 4.3.3 Generelle Funktionsweise

Anhand der Temperaturentwicklung der vergangenen 24 h wird eine Vorhersage über die erwartbare Tendenz der Temperaturentwicklung prognostiziert. Dazu werden z.B. die vergangenen 24 h mit ihren jeweiligen Stundenmittelwerten  $t_{7p}^N$ , dem minimalen  $t_{7p}^{min}$  und dem maximalen  $t_{7p}^{max}$  Wert und dem Mittelwert  $t_{7p}^{mean}$  ermittelt. Anhand des Werts von vor 24h sowie seiner Entwicklung (8 Stunden ab Vortageswert) wird prognostiziert, ob aktuell ein steigender oder fallender Wert der Temperatur zu erwarten ist. Auch wird geprüft, ob ggf. eine Hoch- oder Tiefpunkt innerhalb der kommenden 8 Stunden erwartet wird und in welchem Abstand (Stunden, Dauer der Entfernung zu dem Min./Maximum innerhalb des Zeitfensters) das temporäre Extremum erwartet wird.

Um über die kommenden Stunden die Temperaturentwicklung belastbarer abschätzen zu können, wird geprüft, ob der Wert der Vortags-Folgestunde, eindeutig ( $dt_{7p}^{min}$ , z.B. 1 K) größer oder kleiner war als der, der vorausgegangen Stunde. Ist weder das eine, noch das andere der Fall, wird der Wert der übernächsten Folgestunde als Vergleich verwendet um eine mögliche Tendenz zu ermitteln. Dies wird für bis zur vier Folgestunde geprüft. Ist auch dann noch keine Tendenz ermittelbar, so gilt der Wert als stagnierend (dies könnte interessanter sein als erwartet, da meteorologisch in den Breiten, die für Deutschland relevant sind, nur selten bei den Tagesspitzen besonders warmer Tage auftreten).

Ist die Tendenz von vor 24 h eindeutig, so kann in Kombination mit den Werten aus Schritt 1 festgehalten werden, wie lange diese Tendenz angehalten hat -bzw. wie lange anhaltend sie erwartet wird. Verschiedene mathematische Modelle sind anhand von Stundenwerten ganzer Jahresgänge hinsichtlich der Kriterien geprüft worden.

#### 4.3.4 Dokumentation von Ergebnissen

Verschiedene Verfahren, vor allem hinsichtlich der sinnvollen Abschätzung der zu erwartenden Tendenz wurden bei der Entwicklung getestet. In den folgenden Diagrammen soll die Qualität aufgezeigt werden. Um eine Aussage über die Richtigkeit der Vorhersage zu fällen, ist ein Maß einzuführen, bei dem die Vorhersage als zutreffend gilt. Da das Tool die Tendenz der Temperaturentwicklung vorhersagt wird das Zuverlässigkeitsmerkmal anhand der realen Entwicklung der Temperatur festgemacht. Als korrekte Vorhersage gilt, die Tendenz, wenn der reale Temperaturwert der Folgestunde weniger als ein kritisches  $\Delta t_{fc}^{krit}$  von der Tendenz abweicht, also maximal eine Richtungsumkehr, bzw. Schwankung dieser Größenordnung erfolgt. Dabei gilt es zu bedenken, dass kurzzeitige Bewölkung, Reflektionen mit Bestrahlungsänderung auf dem Sensor, Wind, etc. die vom Sensor ermittelte Temperatur beeinflussen können. Drei Testreihen werden auf die Daten von 2021 angewendet, jeweils mit  $\Delta t_{fc}^{krit} = [0,25K; 0,50K; 0,75K]$ .

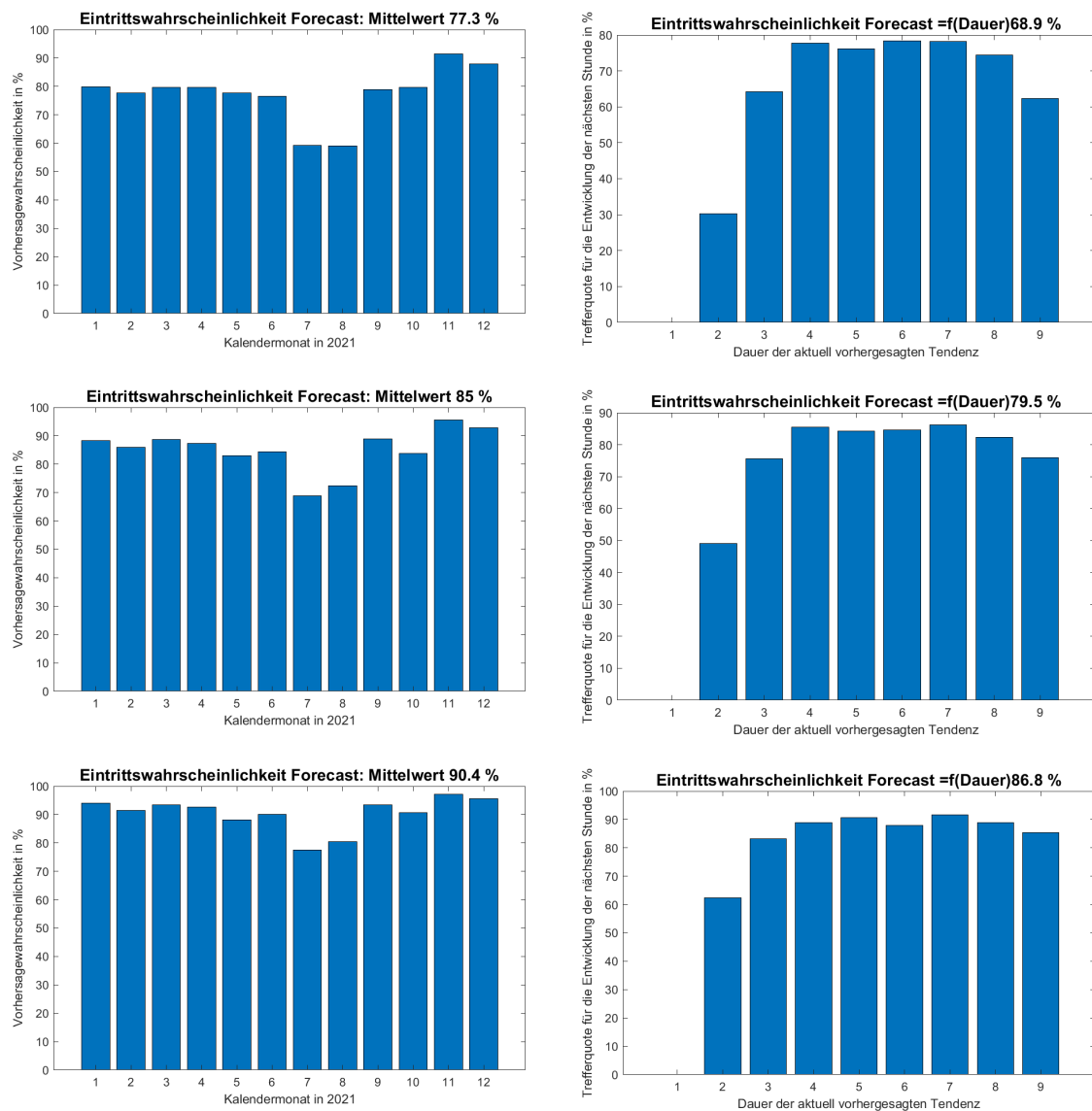


Abb. 4-6: Auswertung der Variation von  $\Delta t_{fc}^{krit} = 0,25 / 0,50 / 0,75 K$  (oben / mitte / unten) auf Vorhersagegenauigkeit

In Abb. 4-6 sind für jeden Wert von  $\Delta t_{fc}^{krit}$  zwei Diagramme (horizontal) zur Auswertung dargestellt. Vertikal sind die Diagramme untereinander vergleichbar. Auf der linken Seite sind die Eintrittswahrscheinlichkeiten aller Vorhersagen unterteilt nach den Kalendermonaten aus 2021 dargestellt. Die mittlere Eintrittswahrscheinlichkeit steigt von 77 % auf über 90 %, wenn die erlaubte Toleranz gegenüber dem realen Wert von 0,25 K auf 0,75 K angehoben wird. Auf der rechten Seite ist die Wahrscheinlichkeit der korrekten Vorhersagein Abhängigkeit, bzw. Richtigkeit der Aussage für die kommende Stunde aufgeschlüsselt nach der Dauer, für die die Tendenz der Entwicklung noch zu erwarten ist. Während bei einem  $\Delta t_{fc}^{krit}$  von 0,25 K und einer verbleibenden Dauer der Tendenz von 1 h (Wert 2, also der zweiten Stundenwert von jetzt (Wert 1) ab) nur 30 % der Vorhersagen stimmen, steigt dies bereits auf über 60 %, wenn die Tendenz am Vortag noch für 2 h anhielt und auf fast 80 % bei 3 h oder mehr.

#### 4.3.5 Fazit zum Prognoseverfahren

Diese Form der Vorhersage der Umgebungstemperatur wird für die Speicherbeladung in ROKK seit dem 17.07.2022 eingesetzt. Ein umfangreiches Update der Speicherbeladung vom 19.08.2022 mit Wirkung zum 22.08.2022 behebt dabei sich gegenseitig ausschließende Bedingungen für die Auswahl einzelner Be- und Entlademodi, wie sie leider vorher durch den Wechsel vorlagen und unerkannt einen Monat vorlagen. Mit der Prognose der Tendenz scheint ein hinreichend gutes Tool gefunden zu sein, leider ist die Datenbasis durch das Ende der Kältesaison nicht ausreichend für eine Auswertung gegeben.

Generell kann zusammengefasst werden, dass Vorhersagetools auf Basis von lokalen Messdaten machbar sind. Eine höhere Genauigkeit, vor allem bei den Witterungsprognosen lässt sich durch eine ständige Datenverbindung zu meteorologischen Diensten erzeugen. Eine quantitative Aussage, wie sich eine derartige Erhöhung der Genauigkeit auf die Effizienz des Anlageneinsatzes auswirkt konnte im Rahmen von ReKs nicht mehr ermittelt werden.

### 4.4 Speicherstrategien

Bei den Speicherstrategien handelt es sich streng genommen um die Berücksichtigung des Speicherpotentials zur Variation der Anlageneinsatzstrategien. Speicher verfügen in der Regel nicht über aktiv regelbare Organe (Pumpen, Ventile), sondern werden in Abhängigkeit von Volumenströmdifferenzen zwischen der Summe der Zu- und Ausströmungen durchflossen.

Eine wichtige Größe stellt dabei der Beladungszustand eines Speichers dar. In der Normung finden sich hierzu aus unterschiedlichen Anwendungen für thermische Speicher zur Wärmespeicherung unter anderem die DIN EN 15316-5 aus dem Bereich der allgemeinen Trinkwasser- und Heizungstechnik, sowie die DIN EN 12977-3 aus dem Bereich der Kombination mit thermischen Solaranlagen. Geschichtete Speicher werden bereits in der DIN EN 15316-5 ausführlich behandelt, aber hinsichtlich der Kenn- und Prüfwerte vor allem in der DIN EN 12977-3 ausführlicher und spezifischer abgedeckt. Keine der beiden Normen greift allerdings auf, wie ein möglicher Beladezustand vor allem im Grenzbereich der Nutzbarkeit, zu definieren wäre, wenn die Austrittstemperatur aus dem Speicher bzw. die Eintrittstemperatur in Richtung Verbraucher über der Solltemperatur liegt ( $t_{Con,i} > t_{Con,i}^{set}$ ), obwohl der teilgeladene Speicher gegenüber einem entladenen Speicher noch sensitive Kälte-(Wärme-)menge gespeichert hat. In einem ersten Schritt sollen daher hier verschiedene Verfahren der Bestimmung eines Beladezustands gefunden werden. In Ergänzung dazu wird als neue Kennzahl das Entladepotential  $EP_{sto}$  eingeführt, das unabhängig



vom Beladezustand angibt, ob der Speicher noch als Erzeuger eingesetzt werden kann. Generell kann der Speicher zum Erzeuger werden, wenn:

- a)  $t_{Sto}^{cold} < t_{Con,i}^{set}$  und/oder
- b)  $t_{Sto}^{cold} < t_{KEA,N}^{KickIn}$  bzw.  $t_{Sto}^{cold} < t_{Sto}^{cold,max}$  und / oder
- c)  $t_{Sto}^{cold} < t_{Con,i}$ , wenn  $t_{Con,i} > t_{Con,i}^{set}$  und alle  $KEA_X$  in Betrieb sind.

Während zwischen a) und b) ausgewählt werden muss, stellt c) eine zu beiden kombinierbare Definition dar, um ggf. den Zustand des Speichers in Bezug auf die Möglichkeit einer aktiven Speichernutzung in Rahmen der Folgeschaltungen von Kälteerzeugern zu beschreiben.

Die Unterschiede werden im Folgenden visualisiert. Angenommen wird ein Speicher mit 5 Temperatursensoren, davon je einer für den kalten  $t_{Sto}^{cold}$  und den warmen  $t_{Sto}^{hot}$  Zu- bzw. Ablauf, sowie 3 Schichtensensoren  $t_{Sto}^{1,2,3}$ . Es gelte, dass jeder der fünf Sensoren, die mittlere Temperatur einer Schicht erfasst und alle Schichten das gleiche Volumen haben.

Vier Verfahren (I, II, III, IV), werden in Tab. 4-2 hinsichtlich ihrer Charakteristika bzgl. der Beladezustandsberechnung beschrieben. Die Eingangsparameter, darunter die maximale Temperatur im Speicher, also die Temperatur vollständiger Entladung,  $t_{Con,o}^{nom}$ , die Temperatur bei voller Beladung  $t_{Sto}^{cold,min}$ , sowie die Temperatur, bei der ein Kälteerzeuger angefordert werden soll,  $t_{KEA,N}^{KickIn}$ , sind in Tab. 4-1 aufgeführt.

Tab. 4-1: Speicherbetriebswerte ROKK

$t_{Con,i}^{set}$	$t_{Con,o}^{nom}$	$t_{Sto}^{cold,min}$	$t_{KEA,N}^{KickIn}$
12°C	18°C	7°C	15°C

Die Verfahren zur Beladezustandsberechnung weisen alle einen prozentualen Wert aus, der linear zwischen der maximalen Ladung und der minimalen Ladung anhand der mittleren Temperatur der fünf Sensoren berechnet wird. Es gelten die in Tab. 4-1 genannten Grenz- und Berechnungswerte. Dabei unterscheiden sich I und II, sowie III und IV in der Definition des Entladezustands, sowie I, II und III, IV in der Definition des 100 % geladenen Zustands. Um aus dem prozentualen Beladezustand auf die noch speicherbare Menge schließen zu können, um damit z.B. berechnen zu können, wie lange eine bestimmte Beladeleistung anliegen darf bis der Speicher vollgeladen ist, empfehlen sich die Verfahren III oder IV. Es sei denn, eine max. Speicherbeladung auch unter den Wert von  $t_{Con,i}^{set}$  ist nicht gewünscht, sondern nur toleriert, da z.B. keine Möglichkeit der Temperaturerhöhung zwischen Speicher und Verbraucher existiert und eine Untertemperatur am Verbraucher nicht zulässig ist. Letzteres kann z.B. der Fall sein, wenn Kühldecken, bzw. Endgeräte oder Kälteverteilung verwendet werden, die keinen Kondensatanfall erlauben und die kalte Netztemperatur, die immer oberhalb der Kondensationstemperatur liegen sollte, bereits durch die Erzeuger eingeregelt werden muss.

Tab. 4-2: Grenz-/Kennwerte der Berechnungsverfahren für den Beladezustand

Verfahren	$t_{Sto}^{mean}$ @ 100%	$t_{Sto}^{mean}$ @ 0%
I	$t_{Con,i}^{set}$	$t_{Con,o}^{nom}$
II	$t_{Con,i}^{set}$	$t_{KEA,N}^{KickIn}$
III	$t_{Sto}^{cold,min}$	$t_{Con,o}^{nom}$
IV	$t_{Sto}^{cold,min}$	$t_{KEA,N}^{KickIn}$

Eine Beurteilung, für den Fall, dass eine aktive Speicherstrategie betrieben werden kann, ob ein Speicher Lade-/Entladepotential bietet, nur Anhand des Beladezustands vorzunehmen greift allerdings zu kurz. Das sollen die Werte in Tab. 4-3 verdeutlichen. Dabei wird der Beladezustand anhand von Variante III berechnet.

Das Entladepotential wird dabei wie folgt definiert:

$$EP_{Sto} = (\sum_1^n (t_{Sto}^n \leq t_{Con,i}^{set,max})) / n$$

Wobei je nach liegenschaftsspezifischer Vorgabe der max. geduldete Sollwert für die Vorlaufemperatur des Netzes,  $t_{Con,i}^{set,max}$  sich in der Regel aus einer Auswahl aus der Einschalttemperatur der letzten KEA  $t_{KEA,N}^{KickIn}$  und der Standard Solltemperatur  $t_{Con,i}^{set}$ , oder einem Wert zwischen diesen Temperaturen, bzw. unterhalb von KEA  $t_{KEA,N}^{KickIn}$  aber nicht kleiner als  $t_{Con,i}^{set}$ , ergibt.

Die aktive Einsatzplanung des Speichers kann nun nach verschiedenen Kriterien i) bis iii) erfolgen:

- i) Beladezustand (in ROKK im Juni - August 2022) oder
- ii) Entladepotential oder
- iii) Mischung aus i) und ii)

Dabei ist die Unabhängigkeit des Beladezustands und des Entladepotentials in Tab. 4-3 für verschiedene Temperaturverteilungen im Speicher dargestellt. Daraus ergibt sich die vorteilhafte Verwendung beider Größen (bzw. ein Verfahren nach iii)) zur Speicherintegration.

Tab. 4-3: mögliche Zustandspunkte eines Speichers

Zustand	a	b	c	d	e	f	g	h
<b>Temperaturwerte</b>								
$t_{Sto}^{cold}$	7°C	12°C	7°C	11°C	13°C	13°C	12°C	15°C
$t_{Sto}^1$	7°C	13°C	8°C	11°C	13°C	13°C	12°C	15°C
$t_{Sto}^2$	7°C	15°C	14°C	12°C	13°C	15°C	17°C	15°C
$t_{Sto}^3$	7°C	17°C	18°C	15°C	13°C	18°C	18°C	15°C
$t_{Sto}^{hot}$	7°C	18°C	18°C	17°C	13°C	18°C	18°C	15°C
$t_{Sto}^{mean}$	7°C	15°C	13°C	13°C	13°C	15°C	15°C	15°C
<b>Folgegrößen</b>								
Beladezustand	100%	0%	25%	25%	25%	0% (?)	0% (?)	0% (?)
Entladefähigkeit	TRUE	TRUE	TRUE	TRUE	FALSE*	FALSE*	TRUE	FALSE**
Entladepotential A ( $t_{Con,i}^{set,max} = t_{Con,i}^{set}$ )	100%	20%	40%	60%	0%	0%	40%	0%
Entladepotential B ( $t_{Con,i}^{set,max} = t_{KEA,N}^{KickIn}$ )	100%	40%	40%	60%	100%	60%	40%	100%

Dabei kann es für iii) beliebig viele Varianten geben, die einfachsten sind sicherlich

- 1) der kleinere der beiden Werte ( $MIN(BZ_{Sto}, EP_{Sto})$ ),
- 2) der Mittelwert ( $MEAN(BZ_{Sto}, EP_{Sto})$ ),
- 3) der größere, beschränkt durch den kleineren  
( $MIN(MIN(BZ_{Sto}, EP_{Sto}) + X_{Krit}, MAX(BZ_{Sto}, EP_{Sto}))$ ),

wobei Version 3) bereits eine komplexere Form darstellt, die aber mathematisch noch sehr einfach zu greifen und vorherzusagen ist, mit dem Wert  $X_{krit}$  der eine Konstante oder zum Beispiel ein prozentualer Anteil des oberen der beiden Werte sein kann. Damit ist ein Verfahren identifiziert, dass die aktive Verwendung des Speichers, sowohl als Kältelast als auch als Kälteerzeuger zulässt.

## 4.5 Hardware in the Loop

Eine „Hardware in the Loop“ Konzeption, kurz HiL, ist in der MSR-Technik ein Aufbau, indem reale Regelbausteine bis hin zu kompletten Regelsystemen mit simulierter Umgebung getestet werden. Das Konzept wird seit den 90er Jahren vor allem in der Automobilindustrie, aber auch in anderen Bereichen eingesetzt, die zunehmend auf Digitalisierung setzen. Seit kurzem wird es auch zunehmen in der Energietechnik durch den starken Zuwachs von Erneuerbare Energien [Kiffe, 2018] eingesetzt. Der Einsatz hilft überall dort, wo der Zustand des betrachteten Systems sich durch den Einsatz der zu testenden MSR-Hardware ändert und diese Änderung wiederum Auswirkungen auf den Eingang in die MSR-Hardware hat. Vor HiL mussten solche Tests aufwendig in realen Umgebungen vorgenommen werden. Siehe dazu auch Abb. 4-7

In ReKs geht der Einsatz von HiL vor allem auf die Idee zurück, verschiedene Betriebsstrategien mit immer den gleichen Datensätzen (Last, Umgebungsbedingungen, etc.) auf Funktionstauglichkeit und Ergebnis zu testen. Dabei wird der Begriff der Hardware, also des programmierbaren Controllers, um den jeweiligen Softwarecode erweitert. In Feldtest scheitert der Vergleich unterschiedlicher Strategien zueinander in der Regel daran, keine ähnlichen Randbedingungen vorzufinden. Betriebszeiten mit fast gleichen oder ähnlichen, aber nicht gleichen Bedingungen können, durch ihre z.T. sensitive Wirkweise, bei der Bewertung zwischen Regelungsvarianten, einer einen scheinbaren Vorteil zuschreiben. Verantwortlich ist der fast kubische Zusammenhang von elektrischer Leistungsaufnahme zur thermischen Transportkapazität bei gleicher Temperaturdifferenz. Simulationen generell erlauben die Verwendung der exakt gleichen Umgebungsbedingungen für den Vergleich verschiedener Regelstrategien. Anders als eine simulative Umgebung auf einem Rechner ermöglicht es der HiL-Aufbau mit einem Softwarecode auf einer Plattform aber auch den realen SPS fähigen Controller (Hardware) hinsichtlich seiner Wirkweise auf die Regelung zu testen, und so ohne Übersetzungsfehler zwischen SPS Software und Simulationsumgebung, die Ergebnisse der Strategien in einem Maße zu vergleichen, wie sie auch bei realem Einsatz vorliegen werden.

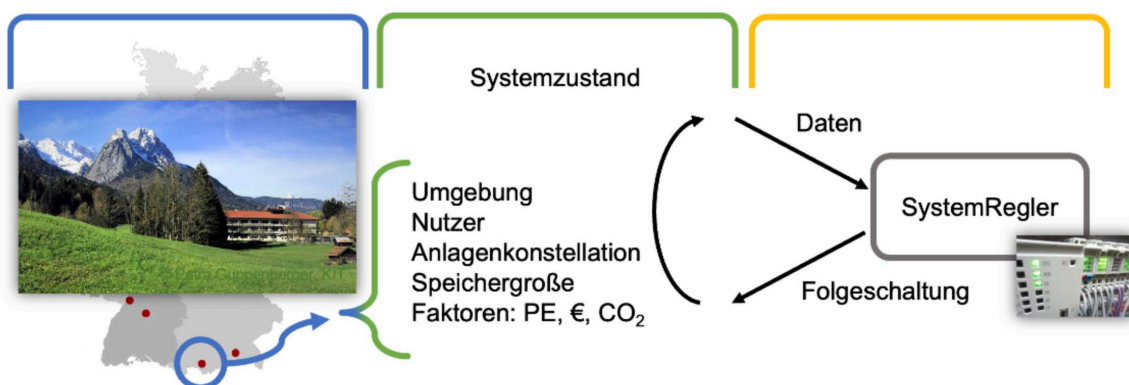


Abb. 4-7: Aufteilung der Reale Bedingungen (links), Simulationsumgebung (mitten) und der zu testende Gerät (rechts)

Der Geeignete Wahl der Simulationsumgebung und deren Umfang ist von großer Bedeutung für die breite Testung der Funktionen und Grenzen. Der Systemzustand nutzt die Bestehende Modbus TCP/IP Verbindung als Schnittstelle. Dabei können Daten mit verschiedene Programmierungsumgebungen, die eine Modbus TCP/IP Schnittstelle besitzen, vorgegeben und abgelesen werden. Die bestehenden Matlab-Tools für die Datenauswertung, die auch für die Feldtestauswertung genutzt werden, können auch vom HiL verwendet werden.

Die Hardwarekomponente die getestet werden soll (siehe rechten Bereich in Abb. 4-7), ist der Controller inkl. Software. Auf weitere analoge und digitale Module, die den Controller im vernachlässigbaren Bereich beschäftigen, wird durch den zu erwartenden kleinen Einfluss verzichtet. Der Umfang der Parameter Datei ist 1 zu 1 die Von der Liegenschaften (siehe linken Bereich in Abb. 4-7).

Durch die Nutzung der HiL-Methode kann ein neutraler Vergleich verschiedener Strategien gemacht werden. Diese Vergleiche sind z.B. in Abschnitt 5.3.2 näher dargestellt. Weitere Vorteile der Nutzung der HiL-Methode sind (siehe [Ellis, 2012]):

- Kosteneinsparungen bei der Durchführung von Testreihen: Manche Funktionen können erst getestet werden, wenn ein Ereignis (Bsp. eine tiefere Umgebungstemperatur) stattfindet. Dies kann zu erheblichen Kosten führen, wenn real auf den richtigen Zeitpunkt gewartet werden muss. Durch die HiL-Methode kann eine solcher Zeitpunkt vorgegeben werden und Anpassungen gemacht werden, die wiederum getestet werden können.
- Senkung von Risiken: Das Ausprobieren und Testen von Funktionen, während des Betriebs kann auch weitere Probleme mit sich bringen (Bsp. Ausfall der Controller). Dies kann das Risiko verursachen, dass die Kältezentrale keine Kälte bereitstellt. Auch dieses Risiko ist mit der HiL-Methode nicht vorhanden.
- Gleichzeitige Entwicklung verschiedener Ansätze: Bei der Entwicklung von verschiedene Ansätzen können mehrere HiL-Teststände genutzt werden, um die Entwicklung zu beschleunigen.
- Testen von Variationen. Wie bereits beschrieben, können bereits nach Änderungen von Parameter auch verschiedene Variationen getestet werden. Wichtig ist hier einzelne Auswirkungen zu testen, um die richtige Zuordnung der Folgen zu gewährleisten.
- Testen von Störungen: Das Testen von Störungen ist eine wichtige Funktion, die im Vorfeld Sinn hat. So werden Ausweichmöglichkeiten entwickelt und/oder Melfunktionen gezielt herausgearbeitet.

Diese Vorteile haben sich im ReKS-Projekt vor allem während starke R&D Entwicklungsphasen ausgezahlt. So wird der HiL-Teststand auch für die Einzelne isolierte Funktionen der Systemregelung (SR) genutzt. Auf diese Weise sind weitere Fehler aufgedeckt worden, bevor diese in einer Liegenschaft bei Einsatz des Systemreglers, zu Fehlern führen konnten

Darüber hinaus kann die HiL-Methode nun verwendet werden, um einerseits aufzuzeigen, welche betriebstechnischen Maßnahmen in einer konkreten Installation welches Einsparungspotential heben werden, andererseits kann aber auch schon im Planungsprozess die Anlagen, aber vor allem auch die Hydraulik und Komponentenauswahl, hinsichtlich ihrer Wirkung auf erreichbare Effizienzen und damit Betriebsverbräuche abgebildet werden.

## 5 Ergebnisse

Aufbauend auf den Vorgängerprojekt FAKS wurde eine Vielzahl unterschiedlicher Systeme und Installationen für ReKs übernommen. Eine kurze Auflistung findet sich in Tab.5-1. Dabei sind in allen Liegenschaften Corona bedingte Verzögerungen aufgetreten, die in Verbindung mit personellen Herausforderungen bei den Feldtestpartnern sowie einzelnen Auftragnehmern zu massiven Verzögerungen bei handwerklich notwendigen Tätigkeiten an den Kältesystemen führten.

Tab.5-1: Feldtests in ReKs

Liegenschafts-akronym	Beschreibung	Hinweis
BKSP	Krankenhaus, 4 Erzeuger, Eisspeicher, Freie Kühlung	geplanter Umbau in 2019 verzögerte sich nach Stilllegung im Frühjahr 2019 Corona bedingt bis zum Spätsommer 2021, Anlagenerrichter kappt ReKs relevante Datenverbindung, kein Monitoring möglich
BVES	Bürogebäude, 1 Erzeuger	Optimierung Systembetrieb KEA und Fernwärmerücklaufabsenkung
ESTW	Gewerbe, 2 Erzeuger und Freie Kühlung	Erste Systemregler-Liegenschaft, Corona bedingte regelmäßige Fortschrittsunterbrechnung, Nachweis Folgeschaltungsveränderung und Effizienzsteigerung
GKIT	Rechenzentrum, KWKK, 1 Erzeuger und Freie Kühlung.	Dritte Systemregler-Liegenschaft, Corona bedingte Verzögerungen, Nachweis FKB / AKB Umschaltung und KEA Effizienzsteigerung
HENK	Kongresszentrum, 3 Erzeuger	Guter Standardbetrieb, Corona bedingte Verzögerungen, Zugriffs- und Anlangenausfälle, Konzentration auf Konzeptarbeit
HHVE	Rechenzentrum, 2 Erzeuger und Freie Kühlung	Betreiberwechsel in der Projektlaufzeit, Nachweis Effizienzsteigerung im KES <sub>th</sub>
KRSW	Bürogebäude, 3 Kälteerzeuger	Frostschaden Winter 2018/2019, Stilllegung und Corona bedingte Verzögerungen bis zur Wieder IBN Herbst 2022, Konzept und Planungsarbeit
ROKK	Kultur-/ Kongresszentrum 3 Erzeuger	Zweite Systemregler-Liegenschaft, Corona bedingte Verzögerungen, Nachweis KEA und KES Effizienzsteigerungen durch Regelung
SEHC	Gewerbe, 3 Erzeuger und Freie Kühlung	Projektunabhängiger kapitaler Anlagenschaden im Frühjahr 2020 – Ausfall der Liegenschaft
TUEW	Laborkühlung Forschungseinrichtung 2 Erzeuger	Corona- und schließbedingter Ausfall der Last und des Betriebs, Systemumbau ab Sommer 2022

Im Folgenden werden die wesentlichen experimentellen Ergebnisse, themenorientiert vorgestellt.

## 5.1 KEA-Regelung

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse zu den Verbesserungen und Weiterentwicklungen dokumentiert, die auf der Ebene der Anlagenregelung durchgeführt wurden. Hierzu zählen folgende Themenkomplexe:

- 1) Optimale Volumenstromregelung im AKB (Arbeitstitel: CEKEA-Regelung)
- 2) Gekoppelte Regelung von KüWaPu und RKW (Arbeitstitel: WS-Strategie, WSS)
- 3) Regelung zur Maximierung der Heißwasserspreizung (Arbeitstitel: HeWaOFF)
- 4) Absenkung FW Rücklauftemperatur (Arbeitstitel: t\_2Do\_set-Regelung)

### 5.1.1 Optimale Volumenstromregelung im AKB

Die im Abschnitt 3.2.1 beschriebene modellbasierte Mehrgrößenregelung auf Basis der CE-Methode und weiterer Modelle für Komponenten in Kälteerzeugungsanlagen (KEA) (d.h. die sogenannte CEKEA-Regelung) befindet sich seit Sommer 2020 in mehreren Liegenschaften in Betrieb. In Abb. 5-1 ist ein typischer Tagesverlauf aus der Liegenschaft GKIT dargestellt, in der eine AKA vom Typ Hummel für die Kühlung eines Rechenzentrums verwendet wird. Zur Systembeschreibung siehe [Petersen et al., 2019], die charakteristischen Größen der KEA<sub>th</sub> sind in Tab. 5-2 zusammengefasst.

Tab. 5-2: Charakteristische Größen der KEA<sub>th</sub> in GKIT

		Kaltwasser $N = 0, X = E$		Kühlwasser $N = 1, X = H$		Heißwasser $N = 2, X = D$		Rückkühlwerk $N = 1, X = K$	
		<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>	<i>min</i>	<i>max</i>
$C_{PN}^{ref}$	%	0	100	0	100	20	100	0	78
$\dot{V}_X^{ref}$	m <sup>3</sup> /h	3,6	16,3	11,0	48,3	2,5	7,6	37,3	118.700
$L_{PN}^{ref}$	kW <sub>el</sub>	0,01	0,3	0,1	4,0	0,01	0,3	0,1	14,7
Beim RKW sind anstelle von $\dot{V}_{X,min}^{ref}$ und $\dot{V}_{X,max}^{ref}$ die Nennwerte $\dot{V}_{L,0}$ und $\dot{V}_{K,0}$ angegeben. Mit konstanten Stoffdaten $\rho_L \cdot c_{p,L} = 1,2 \text{ kJ m}^{-3} \text{ K}^{-1}$ und $\rho_K \cdot c_{p,K} = 3876 \text{ kJ m}^{-3} \text{ K}^{-1}$ wird $R_{K,0} = 1,01$ und mit $t_{KL,0} / t_{Ko,0} / t_{Li,0} = 40 / 36 / 32 \text{ °C}$ wird $P_{K,0} = 0,5$ .									

Die in Abb. 5-1 dargestellten gemessenen Eintrittstemperaturen und Volumenströme im Heiß- und Kühlwasserkreis ergeben sich aus der in dieser Betriebsphase aktiven CEKEA-Regelung. Dies wird durch die Darstellung  $t_{Di} = t_{Di}^{CEKEA}$  etc. kenntlich gemacht. In Ergänzung zu den Messwerten sind in Abb. 5-1 auch berechnete Werte aus der modellbasierten Mehrgrößenregelung dargestellt (ebenfalls mit hochgestelltem Index: „CEKEA“). Aus dem Vergleich der zeitlichen Verläufe ist eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten zu erkennen (z.B. von  $L_{P1}$  und  $L_{P1}^{CEKEA}$  sowie  $L_{RKW}$  und  $L_{RKW}^{CEKEA}$ ). Aus den Tagesmittelwerten (siehe Tab. 5-3) ergibt sich, dass die Abweichungen zwischen den gemessenen und modellierten Werten im Durchschnitt bei ca. ±5 % liegen.

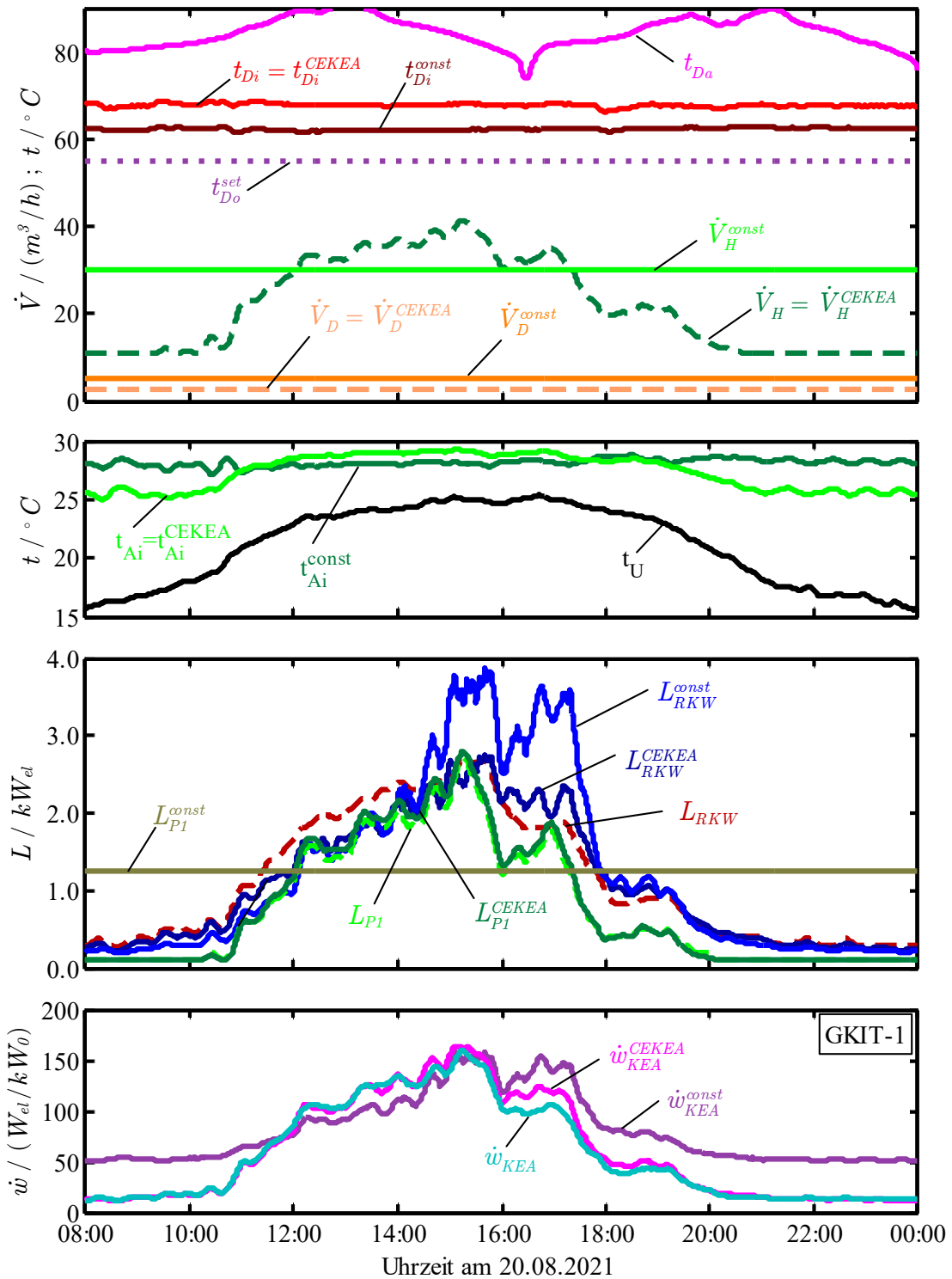


Abb. 5-1: Vergleich von gemessenen und berechneten Werten mit CEKEA-Regelung (Index: „CEKEA“) sowie bei konstantem Heiß- und Kühlwasservolumenstrom (Index: „const“)

Die vorgestellten Modelle können daher nicht nur zur Nachrechnung von Messwerten, sondern auch zum Vergleich verschiedener Regelstrategien verwendet werden. Zum Vergleich der CEKEA-Regelung gegenüber einer Regelung mit konstanten Volumenströmen  $\dot{V}_H^{const} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $\dot{V}_D^{const} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$  sind die resultierenden Eintrittstemperaturen und Volumenströme im Heiß- und

Kühlwasser mit dem hochgestellten Index „const“ dargestellt. Zur Deckung des gleichen Lastverlaufs, der in den gemessenen Werten abgebildet ist, werden die Temperaturen  $t_{Di}^{const}$  und  $t_{Ai}^{const}$  über das AKA-Modell so bestimmt, dass sich die gleichen, gemessenen Austrittstemperaturen ergeben, d.h.  $t_{Eo}^{const} = t_{Eo}$  und  $t_{Do}^{const} = t_{Do}$ . Über das Pumpen- und RKW-Modell werden die dazu erforderlichen elektrischen Leistungen  $L_{P1}^{const}$  und  $L_{RKW}^{const}$  ermittelt (siehe Abb. 5-1 und Tab. 5-3).

Die notwendige Kälteleistung für das Rechenzentrum ist nahezu konstant. Die von der AKA erzeugte Kälteleistung schwankt nur zwischen ca. 29 und 33 kW (siehe Abb. 2-5). Im Tagesverlauf steigt die Umgebungstemperatur  $t_U$ , so dass insbesondere der Leistungsbedarf des RKW ansteigt. Durch die CEKEA-Regelung ergibt sich mit steigendem  $t_U$  ein höherer Kühlwasservolumenstrom, der es aber erlaubt, mit höheren Kühlwassertemperaturen die Abwärme abzuführen, so dass der Leistungsbedarf im RKW ebenso wie der spez. Gesamtstrombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  in den heißen Nachmittagsstunden geringer ausfällt als bei konstantem  $\dot{V}_H$ . Bei niedrigen Umgebungstemperaturen führt dagegen die Verringerung des optimalen Volumenstroms  $\dot{V}_H^{CEKEA}$  gegenüber  $\dot{V}_H^{const}$  zu einer deutlichen Reduktion des Leistungsbedarf der Kühlwasserpumpe. Im dargestellten Zeitraum ergibt sich so eine mittlere Reduktion von  $\dot{w}_{KEA}$  um ca. 25 %. Die Größenordnung dieses Einsparpotentials ist sensitiv an die Installation, die Betriebsbedingungen und die im Referenzfall gewählten Volumenströme  $\dot{V}_H^{const}$  und  $\dot{V}_D^{const}$  gekoppelt. In einer Installation mit stärkeren Lastschwankungen, z.B. der Gebäudeklimatisierung, werden feste Volumenströme einen größeren Nachteil, bzw. die Regelung dieser Größen mit der vorgestellten Regelung einen größeren Vorteil erbringen. Dies wurde bereits in [Petersen et al., 2020] durch ein empirisches Modell mit Kopplung des Kühlwasservolumenstroms  $\dot{V}_H$  an den Luftvolumenstrom  $\dot{V}_L$  nachgewiesen. Mit dem hier vorgestellten CEKEA-Regler ist nun eine modellbasierte Version verfügbar, die auch für Simulationsarbeiten und auf industriellen SPS-Controllern verwendet werden kann.

Tab. 5-3: Abweichungen zwischen Messung und modellierten Werten in der CEKEA-Regelung sowie Reduktion durch CEKEA-Regelung gegenüber konstanten Volumenströmen

		Messung	CEKEA	Abweichung in %	const	Reduktion durch CEKEA gegenüber const in %
$\dot{Q}_E$	kW <sub>th</sub>	31,5	31,3	– 1	31,5	–
$L_{P1}$	kW <sub>el</sub>	0,77	0,80	5	1,26	36
$L_{RKW}$	kW <sub>el</sub>	1,13	1,09	– 4	1,22	11
$\dot{w}_{KEA}$	W <sub>el</sub> /kW <sub>th</sub>	57,8	60,6	5	81,2	25

In Ergänzung zur detaillierten Tagesauswertung bei GKIT wird nachfolgend für die Liegenschaft HHVE ein Vergleich bzw. eine Auswertung der Strategie über einen längeren Zeitraum durchgeführt. Hierzu sind in Abb. 5-2 Stundenmittelwerte des spezifischen Strombedarfs  $\dot{w}_{KEA}$  im Absorptionskältebetrieb aus 2019 (d.h. mit CE-Regelung aus dem FAKS-Projekt *ohne* aktiv geregelte Volumenströme) und 2022 (d.h. nach Einführung der CEKEA-Regelung *mit* optimaler Volumenstromregelung) für die beiden Absorptionskälteanlagen HHVE-1 und HHVE-2 dargestellt.



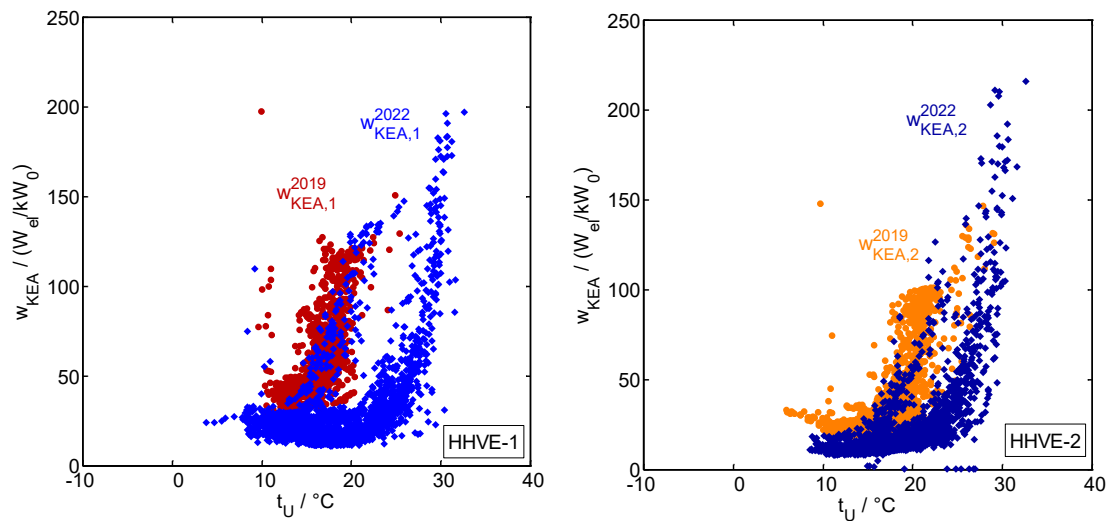


Abb. 5-2: Vergleich des spezifischen Stromverbrauchs mit und ohne CEKEA-Regelung.

Es sind drei Gruppen je Bild zu erkennen:

- 1) Aus dem Vergleich der Werte  $\dot{w}_{KEA}^{2019}$  (rot) mit den Werten  $\dot{w}_{KEA}^{2022}$  (blau) ergibt sich die erzielte Einsparung durch die CEKEA-Regelung. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen (d.h.  $t_U < 15^\circ\text{C}$ ) ist der spez. Strombedarf  $\dot{w}_{KEA}$  nur noch etwa halb so groß (20 statt 40  $\text{W}_{el}/\text{kW}_0$  bei HHVE-1 bzw. 15 statt 30  $\text{W}_{el}/\text{kW}_0$  bei HHVE-2). Bei  $t_U > 15^\circ\text{C}$  ist die Reduktion noch größer, aber wegen fehlender Referenzwerte für  $t_U > 25^\circ\text{C}$  nicht mehr so einfach zu quantifizieren.
- 2) Für die Daten aus 2019 liegen nur Werte bis ca.  $25^\circ\text{C}$  vor, was eine Folge des verwendeten Datenfilters ist. Es sind aus beiden Jahren nur diejenigen Stundenwerte dargestellt, in denen die Sollwerte im Kalt- und Heißwasserkreis,  $t_{Eo}^{set}$  und  $t_{Do}^{set}$ , gleichzeitig auf  $\pm 1\text{ K}$  eingehalten werden (also der Lastfall gedeckt wird und gleichzeitig keine Backup-Strategie aktiv war). Damit ist gewährleistet, dass der Strategievergleich unter gleichen Randbedingungen erfolgt. In 2019 war ab ca.  $22/25^\circ\text{C}$  die (thermische) Backup-Strategie BuS-1 aktiv (siehe [Petersen et al., 2019]), so dass bei höheren Umgebungstemperaturen, bei denen der optimale Kühlwassersollwert  $t_{Ai}^{opt}$  der CE-Regelung nicht mehr erreicht werden konnte, zwar die Kältelast noch gedeckt wurde (d.h.  $t_{Eo} = t_{Eo}^{set}$ ) aber der Heißwassersollwert  $t_{Do}^{set}$  nicht mehr gehalten werden konnte. Diese Betriebsstunden „fehlen“ bzw. sind in Abb. 5-2 nicht dargestellt. In 2022 mit CEKEA-Regelung fungiert hingegen die Kühlwasserpumpe quasi als (elektrisches) Backup. Durch höhere Volumenströme können auch bei höheren Umgebungstemperaturen die beiden Sollwerte  $t_{Eo}^{set}$  und  $t_{Do}^{set}$  noch gehalten werden. Dies führte aber zeitweise auch zu hohen Werten  $\dot{w}_{KEA} > 100 \text{ W}_{el}/\text{kW}_0$  (die höher als in 2019 lagen). Ob diese Betriebsweise sinnvoller ist, als eine Überschreitung von  $t_{Do}^{set}$  kann nur im Zusammenhang mit PE-relevanter Auswirkung beim Wärmeerzeuger entschieden werden. Im Rechenalgorithmus der CEKEA-Regelung können hierfür zeitvariable  $t_{Do}$ -Sollwerte vorgesehen werden. Bei Systemen mit alternativen, elektrisch angetriebenen Kälteerzeugern  $KEA_{el}$  (z.B. Kompressionskälteanlagen) würde die Systemregelung diese Erzeuger priorisieren, wenn ihr spez. Strombedarf bzw. der zugehörige Primärenergiebedarf geringer ist als der der thermisch angetriebenen Kälteerzeuger  $KEA_{th}$  (d.h. der AKA mit optimaler Volumenstromregelung). In der ReKS-Entwicklungsumgebung beim Kälteerzeugungssystem HHVE sind aber keine KKA vorhanden.
- 3) In der dritten Gruppe werden die Datenpunkte  $\dot{w}_{KEA}^{2019}$  durch die Datenpunkte  $\dot{w}_{KEA}^{2022}$  überdeckt, so dass es anscheinend keinen Unterschied bzw. keine Verbesserung durch die CEKEA-

Regelung gab. Ursache hierfür sind längere Betriebszeiten in denen die aktive Volumenstromregelung zwar logisch auf ON stand, aber de facto aus verschiedenen Gründen nicht oder nicht fehlerfrei in Betrieb war (z.B. weil die Sollwerte im SPS-Programm zu NaN-Werten ermittelt wurden, die dann über min/max-Begrenzungen als konstante Sollwerte bei den Pumpen wirksam wurden oder weil eine ungewollte Handübersteuerung der Pumpe vorlag).

In Abb. 5-3 ist der Vergleich der spezifischen PE-Effizienz mit und ohne CEKEA-Regelung dargestellt. Dabei wurde davon ausgegangen, dass der Primärenergiefaktor für die Antriebswärme unterhalb des Grenzprimärenergiefaktors nach [Hunt et al., 2018] liegt, der mit  $f_{th} = f_{th,grenz} = 0,2 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{th}$  angesetzt wurde. Für Strom wurde der Wert  $f_{el} = 1,8 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{el}$  verwendet. Aus den Bildern wird deutlich, dass unter diesen Bedingungen die Primärenergieeffizienz des Absorptionskältebetrieb um mindestens ca. 10 % gesteigert werden konnte.

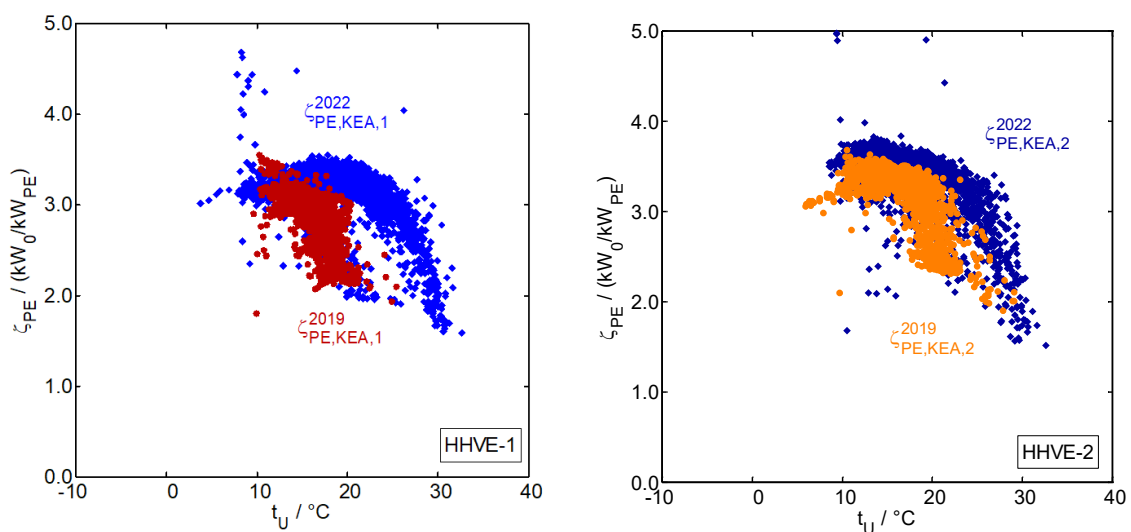


Abb. 5-3: Vergleich der spezifischen PE-Effizienz ohne CEKEA-Regelung (Werte aus 2019) und mit CEKEA-Regelung (Werte aus 2022) für das Kälteerzeugungssystem HHVE.

Insgesamt zeigt sich damit ein positives Ergebnis für die entwickelte CEKEA-Regelung, denn bei sinnvollen Rahmenbedingungen für den Einsatz von Absorptionskälteanlagen (d.h.  $f_{th} \leq f_{th,grenz}$ ) entspricht die Reduktion des spez. Strombedarfs um mind. 50 % einer ebenso hohen Einsparung an Strombetriebskosten.

### 5.1.2 Gekoppelte Regelung Kühlwasser- und RKW-Luftvolumenstrom

Die beiden größten elektrischen Verbraucher in einer KEA<sub>th</sub> sind in der Regel die Kühlwasserpumpe und das Rückkühlwerk. Gemeinsam stellen sie die aktiven Komponenten der Wärmesenke dar. Die logische Kopplung der Ansteuerungen dieser Komponenten, die in Abschnitt 3.2.3 konzeptionell erläutert ist, wird auch als Wärmesenkenstrategie (WSS) bezeichnet. Die WSS wurde im Sommer 2020 in der ReKs Liegenschaft BVES in Berlin eingeführt und später auch in weiteren Liegenschaften, darunter z.B. ROKK eingesetzt. Die Liegenschaft BVES wird von Fernwärme versorgt, die im Sommer mit ca. 80 °C zur Verfügung steht und auf ca. 66 °C ± 2 K ausgekühlt werden soll. Neben ca. 3 kW<sub>0</sub> technischer Kühllast wird die Anlage zum Kühlen der Büro- und Besprechungsräume eingesetzt. In den voraus gegangenen Betriebsjahren wurden Lastspitzen von ca. 25 kW<sub>0</sub> gemessen. Das System verfügt weder über einen Speicher noch über eine hydraulische Weiche zwischen AKA und Verbraucher. An den Strangenden gibt es Überströmleitungen. Damit ist der Volumenstrom des

Kaltwassers durch die AKA sowohl direkt an den Verbrauchervolumenstrom gekoppelt als auch immer gleich dem Netzvolumenstrom. Die Lastüberwachung der AKA schaltet diese ab, wenn die Gebäuderücklauftemperatur weniger als 1,5 K über dem Kaltwassersollwert beträgt. Sie schaltet die AKA wieder ein, wenn eine Differenz von 4,0 K überschritten wird. Der Kaltwassersollwert beträgt nominal 16 °C und kann witterungsbedingt angehoben werden, um Kondensatanfall im Kaltwassernetz zu verhindern.

Aus der letzten Saison des FAKS Projekts ist ein beispielhafter Betriebstag auf der linken Seite von Abb. 5-4 und Abb. 5-5 dargestellt. In Abb. 5-4 sind die Ansteuersignale für Kühlwasserpumpe  $C_{P1}$  und RKW-Ventilatoren  $C_{K7}$  (4 Stück, parallel geregelt), die Kälteleistung  $Q_E$  und die Kaltwasseraustrittstemperatur  $t_{E0}$  und  $t_{E0}^{set}$  dargestellt. Die Umgebungstemperatur beträgt im Tagesverlauf zwischen 17 °C und 24 °C. Die Kaltwasseraustrittssolltemperatur wird ganztägig erreicht, wobei die Kälteleistung  $Q_E$  zwischen 10 kW<sub>0</sub> und 16 kW<sub>0</sub> variiert. In Abb. 5-5 (ebenfalls links) ist die zugehörige Leistungsaufnahme des RKW und der Kühlwasserpumpe dargestellt, wobei die Kühlwasserpumpe aufgrund eines fest vorgegebenen Kühlwasservolumenstroms  $\dot{V}_Q^{set}$  von 8,5 m<sup>3</sup>/h einen konstanten Leistungsbedarf von ca. 400 W<sub>el</sub> hat. Der Leistungsbedarf der Wärmesenke ( $L_{K7} + L_{P1}$ ) erreicht in der Nacht Werte von ca. 550 W<sub>el</sub> bei mittleren 11 kW<sub>0</sub>, bzw. 50 W<sub>el</sub>/kW<sub>0</sub>.

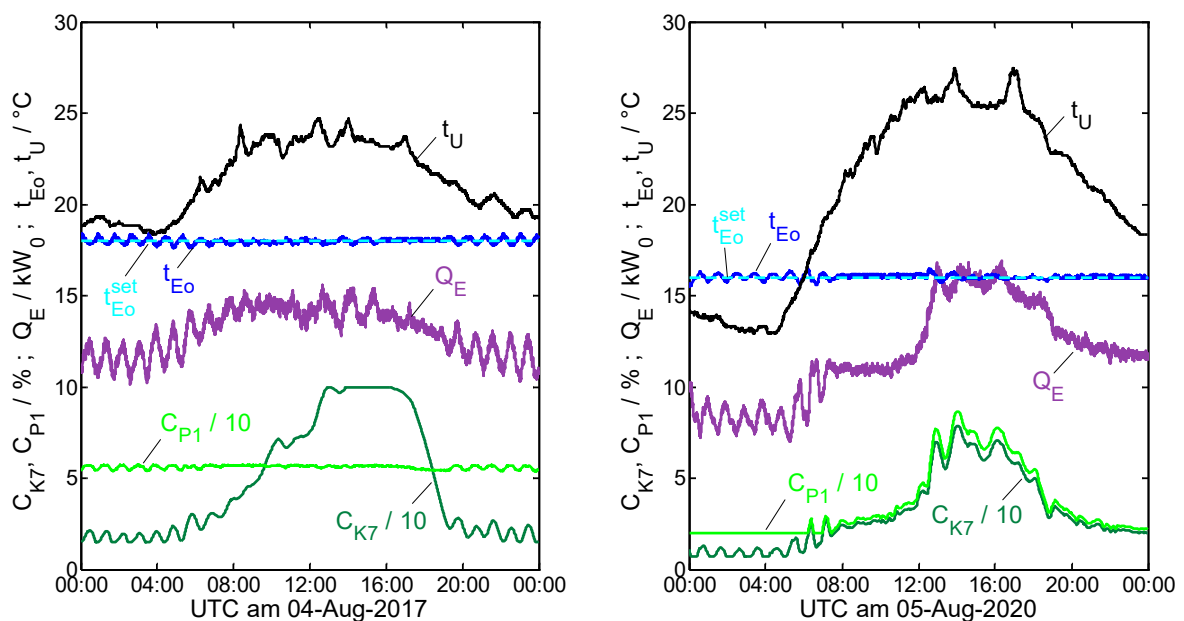


Abb. 5-4: Tagesgang der Kälteleistung und Umgebungstemperatur sowie der Ansteuerung von Kühlwasserpumpe und RKW-Ventilatoren  
links: mit fixiertem Kühlwassersollvolumenstrom ohne Wärmesenkenstrategie  
rechts: mit variablem Kühlwassersollvolumenstrom mit Wärmesenkenstrategie

Im Vergleich dazu wird auf der rechten Seite von Abb. 5-4 und Abb. 5-5 die Betriebsweise der WSS anhand eines Tages im August 2020 gezeigt. Die Last variiert zwischen 5 kW<sub>0</sub> und 15 kW<sub>0</sub>. Die Umgebungstemperatur liegt kurz vor Sonnenaufgang bei ca. 12 °C und steigt am frühen Nachmittag bis auf ca. 28 °C an. Sowohl Kälteleistung, als auch Umgebungstemperaturen schwanken somit stärker als am 04.08.2017, erreichen ebenfalls höhere Spitzenwerte, die Bedingungen bleiben aber qualitativ im Verlauf vergleichbar. Um die Kälteleistung zu decken und den Kaltwassersollwert  $t_{E0}^{set}$  zu halten, werden die Drehzahlen  $C_{P1}$  und  $C_{K7}$  gemeinsam ständig angepasst. Während die Pumpe

eine Mindestansteuerung von  $C_{P1}^{min} = 20\%$  hat, können die Ventilatoren von 0-100% geregelt werden. Abb. 5-5 (rechts) zeigt die korrelierenden elektrischen Leistungen zu den verschiedenen Uhrzeiten. Ergänzend zu den Verbrauchsdaten der Pumpe und des RKW sind hier ebenfalls die Leistungsaufnahme der AKA  $L_{AKA}$  (Regelung, interne Pumpen) und der Heißwasserpumpe  $L_{P2}$  abgebildet. Nachts sinkt die gemeinsame elektrische Leistungsaufnahme der Wärmesenke auf ca. 100  $W_{el}$  und erreicht damit die gleiche Größenordnung wie Heißwasserpumpe und AKA. Der spezifische Wert beträgt bei mittleren 8  $kW_0$  Kälteleistung ca.  $13 W_{el}/kW_0$  und auch als gegen 8 Uhr ca. 11  $kW_0$  bei 20°C Umgebungstemperatur benötigt werden, wird noch ein spezifischer Leistungswert der Wärmesenke von ca.  $20 W_{el}/kW_0$  erreicht. Dieser Betriebspunkt ist vergleichbar mit dem Lastfall in den Nachstunden des Tages aus 2017 (Abb. 5-5, links, bis ca. 6 Uhr). Damit wird gegenüber dem Betrieb in 2017 eine Einsparung von 60-75 % bei derartigen Bedingungen erreicht. Auch in der Tagesspitze ist die elektrische Wärmesenkenleistung, trotz höherer Umgebungstemperatur und größerer abzuführender thermischer Leistung mit ca.  $1,1 kW_{el} + 1,7 kW_{el} = 2,8 kW_{el}$  deutlich geringer als am Vergleichstag. Die flexible Ansteuerung der Pumpe führt zwar zu einem Mehraufwand für diese (1,1  $kW_{el}$  statt 0,4  $kW_{el}$ ), ermöglicht aber gerade wegen der Erhöhung des Wärmekapazitätsstroms  $\dot{W}_{K1}$  eine Reduktion des  $\dot{W}_L$ . Die Ansteuerung  $C_{K7}$  kann, um die geforderte Kälteleistung in gleicher Qualität zu erreichen, von 100 %, auf ca. 80 % zurückgenommen werden. Dadurch reduziert sich die Leistungsaufnahme des RKW in einem derartigen Betriebspunkt von 3,3  $kW_{el}$  (2017) auf ca. 1,7  $kW_{el}$  (2020).

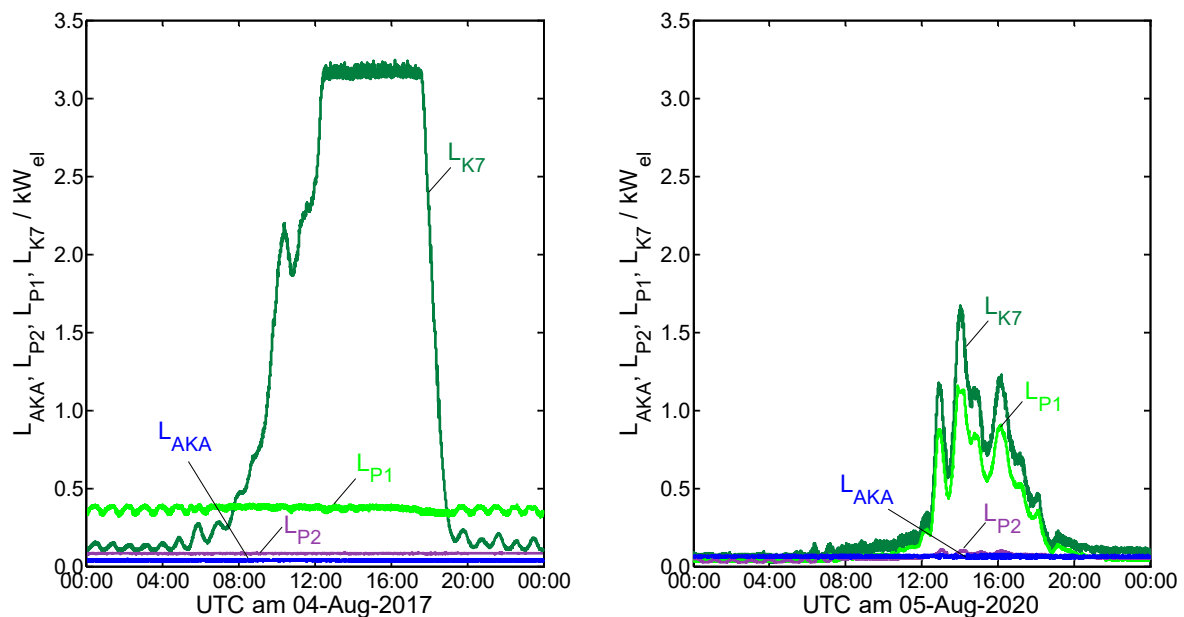
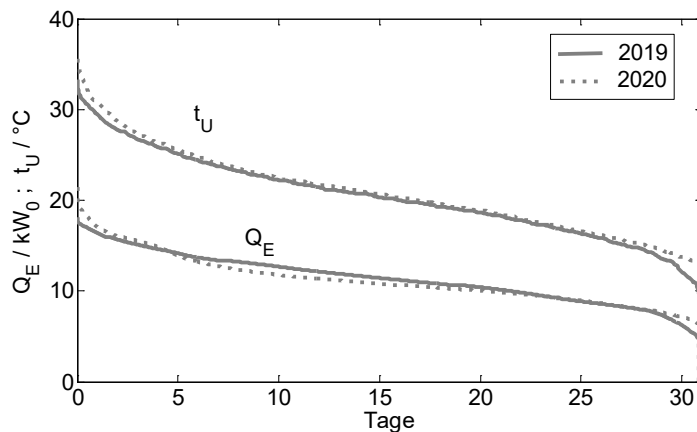


Abb. 5-5: Tagesgang der elektrischen Leistung für interne Pumpen, Heiß- und Kühlwasserpumpe sowie Rückkühlwerk  
 links: mit fixiertem Kühlwassersollvolumenstrom ohne Wärmesenkenstrategie  
 rechts: mit variablem Kühlwassersollvolumenstrom mit Wärmesenkenstrategie

Im Folgenden wird der Anlagenbetrieb von jeweils 31 Tagen im Sommer 2019 mit der FAKS Regelstrategie mit Betriebsdaten aus dem Sommer 2020 mit der kombinierten Wärmekapazitätsregelstrategie verglichen. Zur Kennzeichnung der beiden Zeiträume werden nachfolgend die Kurzformen „2019“ und „2020“ verwendet. Gegenüber 2017 wurde  $\dot{V}_Q^{set}$  in 2019 bereits leicht reduziert, um die Effizienz in Teillast gegenüber 2017 zu erhöhen. Die Eingrenzung der Auswertung auf diese Zeiträume erfolgt, damit im Kern der Unterschied auf Wirkung jeder dieser Strategien beschränkt

bleibt und nicht durch andere, experimentelle Betriebsweisen verfälscht wird. Einen Unterschied gibt es dennoch, die Heißwasserpumpe wird in 2020 automatisch in 2019 noch manuell lastabhängig auf eine Temperaturdifferenz geregelt, in 2017 wurde sie noch auf einen unveränderlichen Sollwert gefahren. In [Petersem et al., 2019] wird erläutert, dass eine lastabhängige Betriebsweise der Heißwasserpumpe nicht nur die elektrische Leistungsaufnahme dieser Pumpe in Teillast der AKA positiv beeinflusst, sondern auch positive Wirkung auf den Aufwand der Wärmesenke zeigt, die wesentlich umfangreicher ausfällt. Der Effekt dieser Maßnahme lässt sich hier leider nicht separat quantifizieren, wird aber aufgrund der bereits in 2019 teilweise manuellen Nachführung nur noch von geringer Größe sein. Die nachfolgend beschriebenen Einsparungen können damit allein der Wärmesenkenstrategie zugeschrieben werden.

Die Betriebsbedingungen hinsichtlich der Umgebungstemperatur und der Kälteleistung sind in Form sortierter Dauerlinien in Abb. 5-6 und ausgewählte Kennwerte in Tab. 5-4 dargestellt. Die Umgebungstemperatur im ausgewählten Zeitraum 2020 ist durchgängig etwas höher als im Vergleichszeitraum aus 2019 während die Kälteleistung sowohl in der Spitze, als auch bei den niedrigen Leistungen höher liegt, aber im mittleren Bereich etwas unter die Werte des Vergleichszeitraums fällt.



Tab. 5-4: Kennwerte der Vergleichszeiträume

		2019	2020
$t_U^m$	°C	20,4	20,9
$Q_E^m$	kW <sub>0</sub>	11,4	11,2
$E_E$	MWh <sub>0</sub>	8,47	8,30
$E_Q$	MWh <sub>1</sub>	22,1	22,6
$W_{KEA}$	kWh <sub>el</sub>	851	414
$W_{WS}$	kWh <sub>el</sub>	761	334
$w_{KEA}$	Wh <sub>el</sub> /kWh <sub>0</sub>	101	50
$w_{WS}$	Wh <sub>el</sub> /kWh <sub>0</sub>	35	15

Abb. 5-6: Dauerlinien der Umgebungstemperatur und Kälteleistung

Vergleicht man Abwärme- und Kältemenge (siehe  $E_Q$  und  $E_E$  in Tab. 5-4), ist zu erkennen, dass die thermische Effizienz der Anlage mit ca. 0,6 nicht dem Stand der Technik entspricht, aber in beiden Zeiträumen vergleichbar ist. Bei der verwendeten AKA handelt es sich um ein Funktionsmuster, das aus baulichen und experimentellen Gründen den aktuellen Seriengeräten unterlegen ist. Diese haben eine höhere thermische Effizienz und müssen daher weniger Abwärme pro Kältemenge abführen. Der hier zu ziehende Vergleich bleibt aber vom geringeren Effizienz-Niveau des untersuchten Funktionsmusters unberührt.

Die Abwärmemenge ist mit 22,6 MWh<sub>1</sub> im Zeitraum in 2020 trotz leicht geringerer Kältemenge um ca. 2,5 % höher als im Vergleichszeitraum 2019. Der spezifische elektrische Aufwand der Wärmesenke  $w_{WS}$  (d.h. Kühlwasserpumpe und RKW) zur Abfuhr dieser Wärmemenge liegt jedoch mit 15 Wh<sub>el</sub>/kWh<sub>0</sub> bei lediglich ca. 43 % des Aufwands vom Vergleichszeitraum in 2019. Dies entspricht einer Einsparung von ca. 57 %. Die Einsparungen im spezifischen elektrischen Aufwand  $w_{KEA}$  für den Betrieb der gesamten KEA mit der WSS liegen somit bei insgesamt ca. 50 %, was einerseits auf die Dominanz der Wärmesenke hinweist, aber auch zum Teil durch die oben erwähnte automatisierte Regelung der Heißwasserpumpe unterstützt wird.

Bei wassergekühlten Kälteerzeugungsanlagen entfällt im Jahresdurchschnitt ein signifikanter Anteil des Elektroenergiebedarfs auf den Betrieb der Kühlwasserpumpe sowie des Rückkühlwerks. Bei thermisch angetriebenen KEA entfallen bei Systemen, die nach dem Stand der Technik installiert und betrieben werden, auch bei guter Planung sogar mehr als 3/4 des elektrischen Aufwands auf die Wärmesenke (Kühlwasserpumpe und RKW).

In der Literatur finden sich unterschiedliche Verbesserungsideen mit dem Ziel die Energieeffizienz im Betrieb zu steigern, allerdings oftmals unter Verzicht bzw. niedrigerer Priorisierung der Kältebereitstellung auf gefordertem Temperaturniveau. Ein auf physikalischen Grundlagen aufbauendes Konzept der gemeinsamen, abhängigen Regelung von Kühlwasserpumpe und RKW Ventilatoren zur Anpassung der wasser- und luftseitigen Wärmekapazitätsströme im RKW hat im Praxistest eine Steigerung der Effizienz der Wärmeabfuhr zur Kältebereitstellung von ca. 60 % gegenüber einem, hinsichtlich Witterung, Kalt- und Heißwasserbedingungen vergleichbaren Zeitraum aus dem Vorjahr ergeben. Ergänzt um eine Regelung der Heißwasserpumpe wurden so im Untersuchungszeitraum in 2020 gegenüber einem vergleichbaren Zeitraum in 2019 etwa 50 % der Elektroenergie der KEA, bei gleicher bereitgestellter Kältemenge eingespart.

Dabei ist es für die kombinierte Wärmesenkenstrategie zwar vorteilhaft, wenn, wie für die CE-Methode mit geregelten Volumenströmen, die Messgrößen zu Temperaturen und Volumenströmen in den Versorgungskreisen rund um die Kälteanlage zur Verfügung stehen, notwendig sind sie jedoch nicht, da im konzeptionellen Ansatz ein fester Zusammenhang zwischen den Drehzahlen der Ventilatoren des RKW und der Kühlwasserpumpe hinterlegt sind.

Die Vorteile, die sich durch die gleichzeitige Regelung von RKW und Kühlwasserpumpe einer Absorptionskälteanlage erreichen lassen, können bei Systemen mit Kaltwasserspeicher auch dazu genutzt werden, um bei der nächtlichen Beladung des Speichers die elektrische Effizienz des KEA-Betriebs zu diesen Zeiten um bis zu 80 % zu steigern. Die hier vorgestellte Strategie ist damit auch als Teil einer energieaufwandsoptimierten Systemregelung nutzbar.

### 5.1.3 Regelung zur Maximierung der Heißwasserspreizung

Die im Abschnitt 3.2.2 beschriebene Regelstrategie zur Maximierung der Heißwasserspreizung, die eine direkte Einbindung der AKA in das Fernwärmenetz voraussetzt, wurde in den Liegenschaften HENK und HHVE im experimentellen Betrieb getestet. Im Folgenden sollen die Ergebnisse dargestellt werden.

Hierzu wird exemplarisch die hydraulische und betriebliche Situation in der Liegenschaft HENK zunächst ohne die neue Strategie betrachtet (siehe Abb. 5-7). Die gelb hinterlegten Sensoren sind für die anschließend behandelte neue Regelstrategie relevant:

- $t_{Da}$  ist die maximal verfügbare FW-Netztemperatur,
- $t_{Di}$  ist die Antriebstemperatur für die AKA,
- $\dot{V}_{HeWa}$  ist der gemessene Heißwasservolumenstrom und
- $t_{Ai}$  die Kühlwassertemperatur für die AKA.

Als primäre Größe ist in Abb. 5-7 links die Antriebstemperatur  $t_{Di}$  in sortierter Reihenfolge gegen die Betriebsstunden im Jahr 2017 aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die AKA mit Antriebstemperaturen zwischen ca. 85 und 70 °C betrieben wurde. Die Temperaturen von weniger als 70 °C am rechten Rand des Diagramms resultieren aus den Zeiträumen in denen die AKA an- und abgefahren wurde. Diese Betriebsphasen summieren sich auf etwa 300 h/a.

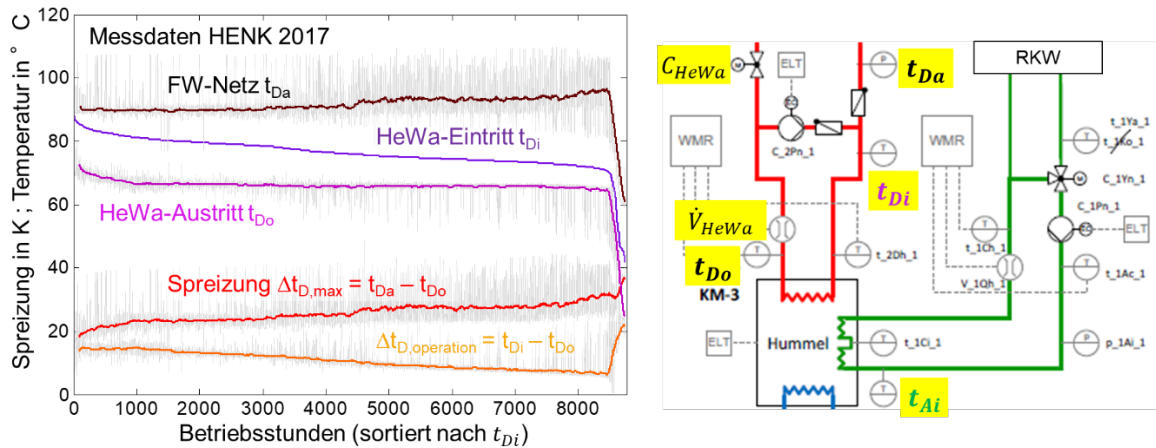


Abb. 5-7: Messdaten und hydraulische Einbindung der AKA im System HENK.

Zu jedem Zeitpunkt sind auch die beiden anderen Temperaturen aufgetragen, d.h.  $t_{Da}$  und  $t_{Do}$  (grauen Linien). Anschließend wurden die Werte gemittelt damit die Verläufe, d.h. die farbigen Linien besser erkennbar sind. Man sieht, dass die HeWa-Austrittstemperatur  $t_{Do}$  über ca. 7000 h dem Sollwert von 65°C entspricht. Nur an ca. 1000 Stunden wird dieser Wert bei hohen Kühllasten und/oder hohen Umgebungstemperaturen überschritten (linker Rand des Diagramms). Es ist aber auch zu erkennen, dass zu keinem Zeitpunkt in 2017 die maximal verfügbare Temperatur im FW-Netz genutzt wurde, obwohl dadurch für die gleiche Kälteleistung höhere Kühlwassertemperaturen möglich wären, wodurch der Strombedarf im RKW sinken und die Effizienz der Kälteerzeugung höher liegen würde.

Die maximal verfügbaren Netztemperaturen lassen sich aber oftmals nicht nutzen, weil der minimal einstellbare Heißwasser-Volumenstrom durch den Regelbereich der Heißwasserpumpe (und ggf. der  $\Delta p$ -Charakteristik der Rückschlagklappe) begrenzt ist. Bei niedriger Last  $\dot{Q}_E^{set}$  und daher niedriger Antriebsleistung  $\dot{Q}_D$  muss dann bei vorgegebenem Sollwert  $t_{Do}^{set}$  die geregelte Eintrittstemperatur  $t_{Di}$  gegenüber der verfügbaren Netztemperatur  $t_{Da}$  abgesenkt werden. Dies erfolgt über die Heißwasserpumpe durch Beimischung von ausgekühltem Heißwasser aus dem Rücklauf.

Bei Aktivierung der HeWaOFF-Strategie wird diese Beimischung durch Ausschalten der Heißwasserpumpe vermieden und es kommen folgende Haupteffekte zum Tragen:

- 1) Wegen der nicht mehr vorhandenen Beimischung ist  $t_{Di} = t_{Da}$  und damit die treibende Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log,D}$  größer als bei eingeschalteter Heißwasserpumpe.
- 2) Zur Einhaltung des Sollwertes  $t_{Do}^{set}$  wird der Heißwasservolumenstrom  $\dot{V}_{HeWa}$  über die Stellung des Heißwasserregelventile  $C_{HeWa}$  verringert. Dadurch verringert sich auch der prozesseexterne Wärmeübergangskoeffizient im Desorber.
- 3) Bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen (d.h. insbesondere bei gleicher Kälteleistung) wird ein Teil der höheren treibenden Temperaturdifferenz zur Kompensation des verringerten Wärmeübergangskoeffizienten benötigt.
- 4) Der andere Anteil des höheren  $\Delta T_{log,D}$  kann zur Verringerung der treibenden Temperaturdifferenzen im Kühlwasserkreis (d.h. im Absorber  $\Delta T_{log,A}$  und Kondensator  $\Delta T_{log,C}$ ) genutzt werden, ohne dass sich die Kälteleistung verringert. Für die gleichen Zielstellungen bzw. Sollwerte  $\dot{Q}_E^{set}$ ,  $t_{Eo}^{set}$  und  $t_{Do}^{set}$  ist daher eine höhere Kühlwassertemperatur  $t_{Ai}$  möglich, so dass der Elektroenergiebedarf im RKW verringert wird.



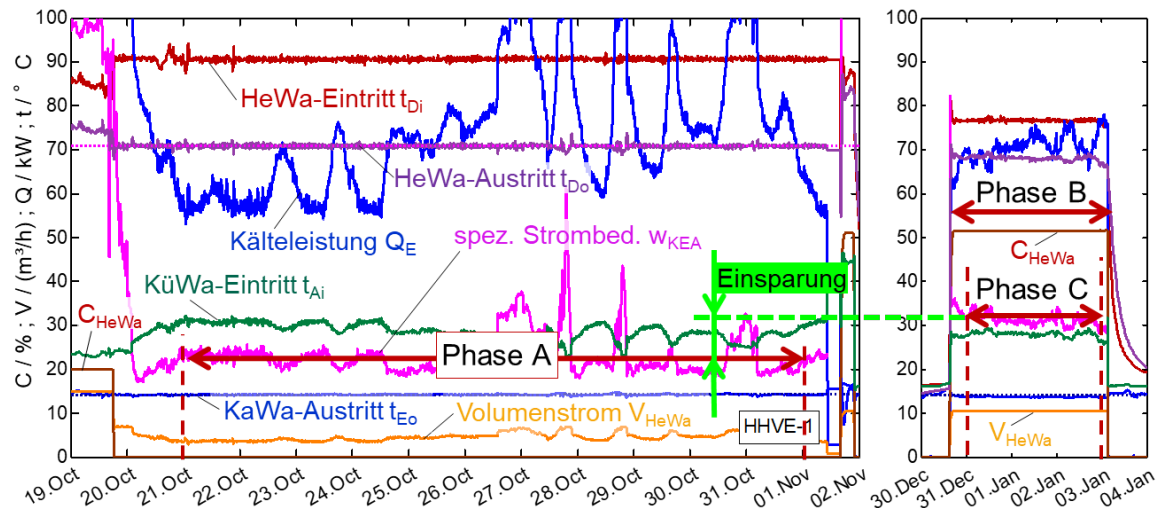


Abb. 5-8: Monitoring der Testphase zur HeWaOFF-Strategie im System HHVE.

In HHVE war die HeWaOFF-Strategie im Herbst 2021 über längere Zeit in Betrieb (siehe Abb. 5-8). Dort ist die hydraulische Situation bei ebenfalls direkter Einbindung der AKA in das Fernwärmenetz zwar etwas anders als im System HENK, aber die betrieblichen Auswirkungen sind sehr ähnlich und die Sensorbezeichnung ist identisch.

Am Abend des 19. Okt. wurde die Strategie aktiviert. Dies ist am Ansteuersignal  $C_{HeWa}$  der Heißwasserpumpe zu erkennen, das von 20 % auf 0 % abfällt. In der darauffolgenden Zeit wird der Heißwasservolumenstrom  $\dot{V}_{HeWa}$  durch das Heißwasserregelventil so geregelt, dass sich mit der maximal verfügbaren Antriebstemperatur  $t_{Di} = t_{Da}$  am Desorber-Eintritt von 90°C am Austritt der Sollwert von 70 °C ergibt. Das Ansteuersignal des Heißwasserventils ist aus Übersichtlichkeitsgründen nicht dargestellt, es verläuft annähernd proportional zur Kälteleistung.

Gleichzeitig zum Heißwasservolumenstrom wird die KüWa-Eintrittstemperatur  $t_{Ai}$  so geregelt, dass die KaWa-Austrittstemperatur  $t_{Eo}$  dem Sollwert von 14°C entspricht. Über die gesamten 14 Tage ist die Einhaltung der Sollwerte – sowohl am Desorber-Austritt als auch am Verdampfer-Austritt – trotz der nicht unerheblichen Lastschwankungen sehr zufriedenstellend. Allerdings war dieses Ergebnis auch schon aus dem vorangegangenen FAKS-Projekt bekannt. Der Vorteil der im ReKS-Projekt entwickelten HeWaOFF-Strategie zeigt sich jedoch durch einen Vergleich mit Messdaten aus einem Zeitraum in dem die Strategie nicht in Betrieb war.

Zum Jahreswechsel 2021/22 gab es in HHVE einige Tage mit so hohen Umgebungstemperaturen, dass kein Freikühlbetrieb (FKB) mehr möglich war und auf Absorptionskältebetrieb (AKB) umgeschaltet werden musste. In dieser Betriebsphase wird die HeWa-Pumpe durchgehend mit etwa 50 % angesteuert und fördert den Auslegungsvolumenstrom von 10 m³/h. Für die ähnlich hohe Kälteleistung von ca. 70 kW wie im Oktober ist dementsprechend eine niedrigere Antriebstemperatur ausreichend. In dieser Vergleichsphase B ohne HeWaOFF-Strategie (siehe Abb. 5-8 rechts) stimmen die Austrittstemperaturen im Heiß- und Kaltwasser genauso gut mit den Sollwerten überein, wie in Phase A (mit HeWaOFF-Strategie, Abb. 5-8 links).



Tab. 5-5: Einsparungen durch die HeWaOFF-Strategie

		Phase A	Phase B	Phase C
Min. Umgebungstemp.	°C	4	7	11
Max. Umgebungstemp.	°C	20	16	16
Mittlere Umgebungstemp.	°C	12	12	14
Mittlerer spez. Strombedarf	$W_{el}/kW_0$	23	32	31

Da auch die Umgebungstemperaturen in den beiden Phase A und B näherungsweise bzw. im Mittel übereinstimmen, erscheint eine Vergleichbarkeit zulässig (siehe Tab. 5-5). Aus der Differenz des mittleren spezifischen Strombedarfs von Phase B und Phase A ergibt sich eine Einsparung von etwa  $9 W_{el}/kW_0$  bzw. 28 %. Dieser Vergleich ist allerdings nicht ganz fair, weil in Phase B der Wert durch die An- und Abfahrvorgänge beeinflusst wird. Nimmt man diese An- und Abfahrvorgänge z.B. durch eine Mittelwertbildung nur über Phase C heraus (siehe Abb. 5-8 rechts), dann verringert sich die Einsparung zwar auf  $8 W_{el}/kW_0$  bzw. 25 %; andererseits ist in der verkürzten Vergleichsphase C die Umgebungstemperatur etwas höher als in Phase A (was unfair gegenüber der HeWaOFF-Strategie ist). Insgesamt zeigt sich jedoch, dass mit dieser Strategie auf der Ebene der Anlagenregelung eine Reduktion des spezifischen Strombedarfs um ca. 25 % möglich ist.

#### 5.1.4 Absenkung FW Rücklauftemperatur

Auch wenn der weiteren Absenkung der FW-Rücklauftemperatur kein eigener Schwerpunkt in ReKS gewidmet wurde, so ist das Konzept aus Abschnitt 3.3 im Sinne systemischer Optimierung und der Effizienzsteigerung interessant und wie sich herausstellte mit einem größeren Potential behaftet als bis dato angenommen.

Im Rahmen dieses Projekts wurde eine Ansteuerung von 15 % am RKW, und demzufolge ein Elektroenergiebedarf von weniger als 2 % der Nominalleistung als Maß genommen, ab dem die Fernwärmeaustrittstemperatur zur Effizienzsteigerung der Erzeugung und Verteilung abgesenkt werden darf. Dabei kann  $t_{Do}^{set}$  solange abgesenkt werden, bis zur Lastdeckung die minimale Drehzahl von 15 % am RKW wieder überschritten werden muss. Getestet wurde die Strategie in der Liegenschaften BVES, also einer Büroraumkühlung im Sommer 2021, die Auslegungslast beträgt hier ca. 40 kW, die Mindestlast liegt üblicherweise in der Größenordnung von ca. 8 – 15 kW. In Abb. 5-9 sind 2 Wochen mit Umgebungstemperaturen von 14 bis knapp 30 °C aus dem Juli 2021 abgebildet. Wechselnde Lastanforderungen, vor allem zwischen Tages- und Nachtzeiten (Gebäudenutzung bevorzugt tagsüber) führen in Kombination mit der tageszeitlich schwankenden Umgebungstemperatur zu unterschiedlichen Lastanforderungen und Drehzahlen der Ventilatoren am RKW. Während aber im Standardbetrieb die FW-Rücklauftemperatur im Sollwert auf 65 °C betrieben wird, wurde eine Reduktion im dargestellten Zeitraum auf bis zu 42 °C bei einer stabilen Vorlauftemperatur von 82 °C zugelassen.

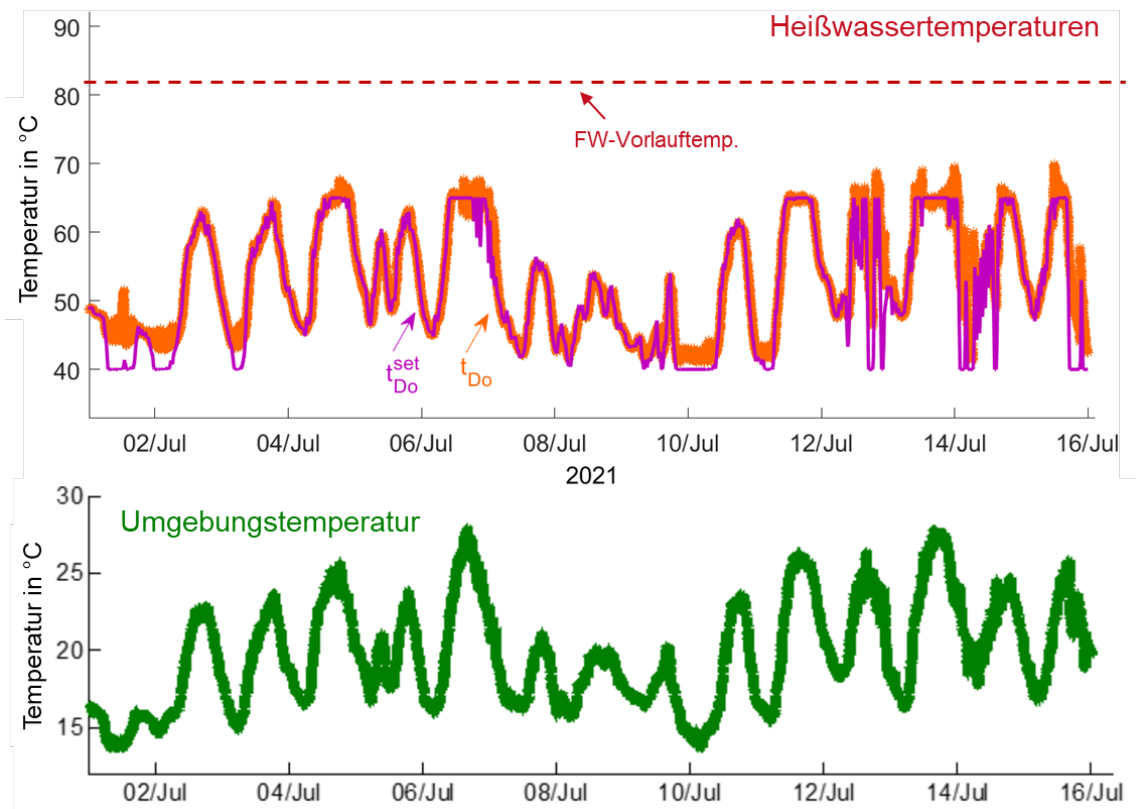


Abb. 5-9: Fernwärmerücklauf- und Umgebungstemperaturen unter Anwendung der Rücklauftemperaturabsenkungsstrategie

Tab. 5-6: Kumulierte Betriebsstunden bei dynamischer Vorgabe des Heißwasserrücklaufsollwerts

$t_{Do}$	Betriebszeit	Anteil
$\leq 60^{\circ}\text{C}$	264 h	73 %
$\leq 55^{\circ}\text{C}$	219 h	61 %
$\leq 50^{\circ}\text{C}$	156 h	43 %
$\leq 45^{\circ}\text{C}$	66 h	18 %

In Tab. 5-6 ist abzulesen, dass an fast 75% der Stunden, eine Fernwärmerücklauftemperatur von weniger als  $60^{\circ}\text{C}$  und bei knapp unter 20% sogar weniger als  $45^{\circ}\text{C}$  erreicht wurden. Aus der Auswertung der Energieverbrauchsdaten für den Gesamtzeitraum folgt eine elektrische Effizienz von ca.  $27 \frac{\text{kWh}_0}{\text{kWh}_{el}}$  für die Kälteerzeugungsanlage. Dies könnte für zukünftige Systemüberlegungen und die Nutzung von Abwärme für die Kälteerzeugung ein entscheidendes Mittel sein, um die Netzeffizienz der Wärmelieferung noch vorteilhafter zu gestalten.

## 5.2 KES-Regelung

In diesem Abschnitt werden ausgewählte Ergebnisse zu neuentwickelten Strategien auf der Ebene der Systemregelung dargestellt. Dabei wird zum einen der Wechsel zwischen den Betriebsarten AKB und FKB betrachtet und zum anderen auf die Integration von Speichern in die KES-Regelung eingegangen. Eine Auswertung zu den systemischen Ergebnissen von effizienzorientierten Folgeschaltungen erfolgt dann im Abschnitt 5.3.

### 5.2.1 AKB-FKB-Wechsel

Bei den durchgeführten regelungstechnischen Verbesserungen im Zusammenhang mit der Auswahl und dem Wechsel zwischen den Betriebsarten AKB und FKB wurden in ReKs drei Schritte vollzogen. Zum einen wurde eine Systemregelung entwickelt, die mit Hilfe von effizienzorientierten Folgeschaltungen entscheidet, wann bzw. unter welchen Betriebsbedingungen der Wechsel zwischen AKB und FKB (und zurück) erfolgen sollte. Zum anderen wurde eine neue Umschaltstrategie erarbeitet, mit der die Effizienz während des Umschaltvorgangs verbessert werden kann. Als drittes wurde die Optimierung der Regelung im Freikühlbetrieb durch aktive Volumenstromregelung durchgeführt.

Die Ergebnisse zu allen drei Schritten sind in [Albers et al., 2022] beschrieben, wobei hier auf die Folgeschaltungen in Abschnitt 5.3 detaillierter eingegangen wird und die optimale Volumenstromregelung in Abschnitt 3.2.4 beschrieben ist. Bei der neu entwickelten Umschaltstrategie für den AKB-FKB-Wechsel wird die AKA-Abfahrroutine mit der notwendigen Abkühlung des Kühlwasserkreises von typischerweise ca. 30 °C auf das Kaltwassertemperaturniveau von z.B. 10 °C kombiniert und zeitgleich durchgeführt. Gegenüber der üblichen, getrennten Betriebsführung (d.h. erst nach Betriebsende der AKA erfolgt die Abkühlung des Kühlwasserkreises über das RKW) gelingt es, den spezifischen Strombedarf während der Umschaltphasen um ca. 60 % zu reduzieren und gleichzeitig die thermische und PE-Effizienz um ca. 50 % zu erhöhen.

Bei Ermittlung des Einsparpotentials durch diese verbesserte Umschaltstrategie musste darauf geachtet werden, dass nur solche Umschaltvorgänge ausgewertet wurden, die bestimmte Vergleichbarkeitskriterien erfüllen. Hierzu zählte z.B., dass ein ähnlicher Sollwert für die Heißwasseraustrittstemperatur der AKA  $t_{Do}^{set} = 64\text{ °C} \pm 4\text{K}$  im Absorptionskältebetrieb verwendet worden ist. Bei tieferen  $t_{Do}^{set}$ -Werten von z.B. 50 °C (die ebenfalls über längere Zeit aktiv waren) hätten sich ansonsten entsprechend niedrigere Kühlwassertemperaturen zu Beginn der Abkühlphase eingestellt. Ganz unabhängig davon, ob die Umschaltung mit oder ohne verbesserte Strategie erfolgte, ergäben sich dadurch geringere Werte für die aus dem Kühlwasserkreis abzuführende Wärmemenge und damit auch für die dazu notwendige Elektroenergie, wodurch die Vergleichbarkeit bzw. die Bewertungsmöglichkeit der Umschaltstrategie nicht gegeben wäre. Um eine belastbar hohe Anzahl an geeigneten Umschaltphasen verwenden zu können, wurde daher auch auf Bestandsdaten aus dem Vorgängerprojekt FAKS zurückgegriffen.

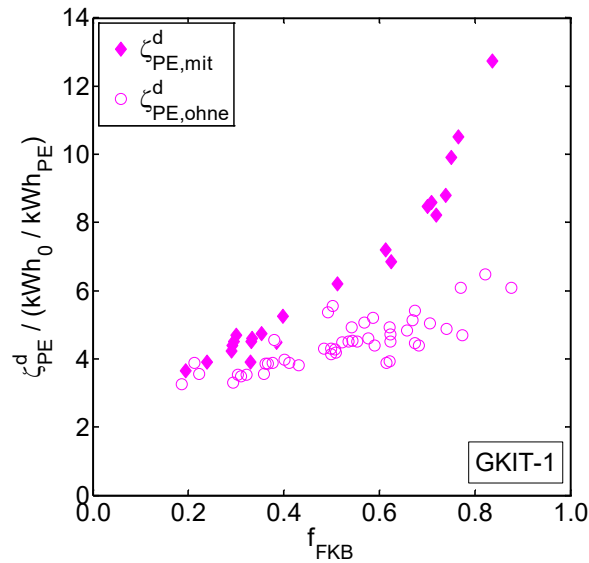


Abb. 5-10: Tagesmittelwerte der PE-Effizienz bei vergleichbaren Randbedingungen zwischen Jan. 2018 und Okt. 2022 mit und ohne ReKs-System- und Anlagenregelung.

Als zusammenfassendes Ergebnis für die KES-Regelung mit Wechsel zwischen den Betriebsarten AKB und FKB sind in Abb. 5-10 für das System GKIT Tagesmittelwerte der PE-Effizienz von allen Tagen aus dem Zeitraum Jan. 2018 bis Okt. 2022 dargestellt, an denen die in [Albers et al., 2022] erläuterten Vergleichbarkeitskriterien für die Umschaltstrategie beim AKB-FKB-Wechsel erfüllt waren. Durch die hier behandelte Anlagen- und Systemregelung (geschlossene Symbole) mit effizienzabhängigem Betriebsartwechsel, mit verbesserter Umschaltroutine beim AKB-FKB-Wechsel und mit optimaler Volumenstromregelung im Freikühlbetrieb ergibt sich gegenüber der Bestandsregelung (offene Symbole) eine Steigerung der PE-Effizienz in Abhängigkeit vom FKB-Anteil zwischen ca. 5 und 115 %. Im Vergleich zur kombinierten AKA-Abfahrtroutine mit gleichzeitiger Abkühlung des Kühlwasserkreises und den veränderten Umschaltpunkten auf Basis einer effizienzorientierten Folgeschaltung führt dabei die optimale Volumenstromregelung in der Liegenschaft GKIT aufgrund des größten Anteils an der Betriebszeit zum größten Steigerungseffekt.

## 5.2.2 Speicherintegration

Eine aktive Speicherintegration wird, wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, über eine aktive Volumenstromregelung der Summe der Kälteerzeuger im Vergleich zur Summe der Verbraucher erreicht. Folgt der Betrieb von Pendelspeichern, die z.B. auch gleich die Funktion der hydraulischen Weiche zwischen Erzeuger- und Verbrauchergruppe wahrnehmen können den ingenieurstechnischen und praktischen Richtwerten so ist darauf zu achten, dass der Erzeugersummenvolumenstrom Kaltwasser immer mindestens 5 % bis 10 % höher ist um zu gewährleisten, dass die Erzeugeraustrittstemperatur auch gleich der Versorgungstemperatur für den Kunden ist und nicht an der hydraulischen Weiche versehentlich durch eine Rücklaufbeimischung angehoben wird. Dies führt aber unweigerlich in Zeiten, in denen die Erzeugergruppe ausreichend Kapazität hat, um die Last zu decken, gleichzeitig aber wegen ständig anliegender Last nicht abschaltet zu einem einmaligen Ladevorgang und einem ständig voll geladenen Speicher, wie in Abb. 5-11 gezeigt. Zu Beginn, am 3. Juli 2022, werden die Anlagen nach Stillstand eingeschaltet. Nachfolgend wird die Last ständig gedeckt (nicht dargestellt), allerdings ohne zur Lastdeckung den Speicher einzubinden. Der Speicher wird bei derartiger Betriebsweise des Systems also nur entladen, wenn der Summenvolumenstrom der Kälteerzeuger kleiner wird als der der Verbraucher und demzufolge die Erzeuger auch nicht mehr fähig sind die Kältelast zu decken.

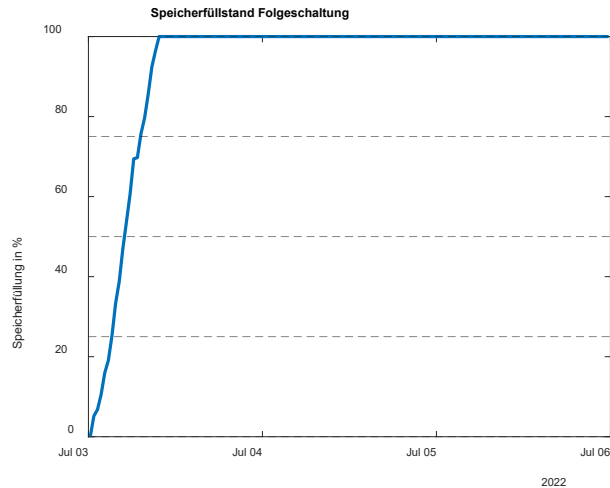


Abb.5-11: Standarddauerbetrieb und Folgen für die Speicherbeladung

Im Folgenden sollen drei interessante Arbeitsbereiche einer Kältezentrale am Beispiel der Installation in ROKK unterschieden werden, in denen eine aktive Speicherfahrweise in ihren Ergebnissen Verbesserungen gegenüber dem Stand der Technik erwarten lässt:

- I. intensiver Schwachlastbetrieb der Kälteerzeuger, Elektrobedarf wird, unabhängig vom realen Lastaufkommen, dominiert von der Stillstandszeit und dem Stillstandsverbrauch der Erzeuger
- II. gemäßigter Schwachlastbetrieb der Kälteerzeuger, Elektrobedarf wird dominiert von An- und Abfahrvorgängen, sowie dem Betrieb in Schwachlast
- III. gemäßigter Dauerbetrieb der Kälteerzeuger

In Abb.5-12 sind Tageswerte aus 2020 (blau) für die Installation in ROKK mit zwei Absorptionskälteanlagen vom Typ Hummel mit einer nominalen Gesamtkälteleistung von 200 kW sowie einer vierstufigen Kompressionskälteanlage mit 285kW Kälteleistung inkl. aller peripheren Pumpen und dem RKW hinsichtlich der Systemeffizienz dargestellt. Die hohe Streuung rührt sowohl von unterschiedlichen Umgebungsbedingungen, als auch unterschiedlichen Betriebsweisen der Pumpen und Kältemengenanteilen / Betriebszeiten der Kompressionskälteanlage. Im optimalen Betrieb wird die obere Hüllkurve erreicht und die Systemeffizienz vor allem im Bereich unter 200 kWh bis 250 kWh Tageskältebedarf durch die Stillstandsverbräuche aller Komponenten verursacht (Arbeitsbereich I). Darüber beginnt der Arbeitsbereich II.

Aufgrund vieler Projektverzögerungen stehen aus dem Herbst 2022 bei aktivierter finaler Speicherstrategie nur sechs Tageswerte (rote Sterne) in diesen Schwachlastbereichen zur Verfügung. Die Ergebnisse zeigen aber glücklicherweise eine eindeutige Tendenz. Bei zwei dieser Werte (ca. 135 kW @ 5 kWh<sub>0</sub>/kWh<sub>el</sub> und ca. 180 kW @ 7 kWh<sub>0</sub>/kWh<sub>el</sub>) ist die Effizienz durch den Betrieb der KKA, die ohne erkennbaren Grund und trotz Schwachlast einschaltet, begrenzt. Die obere Hüllkurve der Punkte mit aktivierter Speicherstrategie zeigt im Arbeitsbereich I eine mittlere Steigerung der Systemeffizienz von ca. 30% gegenüber den besten Punkten aus dem Betrieb mit passivem Speicher. Im Arbeitsbereich II wird sogar eine Steigerung über 50% für die Effizienz erreicht.

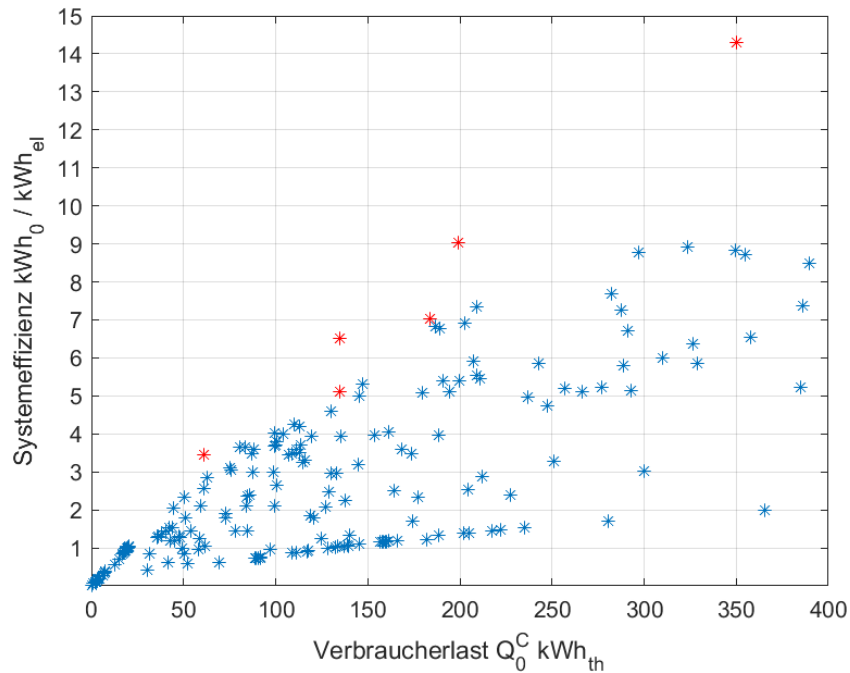


Abb.5-12: Speicheraktivierung im Schwachlastbetrieb (ROKK)

Bei weiter ansteigender Tageslast geht der Taktbetrieb dann für immer weitere Zeiträume in den Dauerlastbetrieb mindestens eines Kälteerzeugers über. Hierfür ist in Abb.5-13 im Vergleich zum Stand der Technik (links, gleich zu Abb.5-11) die Speicherbeladung über die Betriebszeit bei aktivierter Speicherstrategie dargestellt. Der Systemregler entscheidet hier abhängig von der jeweils verfügbaren Effizienz der Kälteerzeugung und dem jeweiligen Speicherbeladezustand, ob der Speicher aktiv als Verbraucher (Effizienz der aktiven Kälteerzeugung ist hoch) oder als Erzeuger (Effizienz der aktiven Kälteerzeugung wird besser, wenn weniger Kälte aktiv erzeugt werden muss) eingesetzt wird. Dabei sind beide Zustände abhängig von der aktuellen Last, sowie der Umgebungstemperatur und den jeweiligen Prognosen dieser Werte (siehe dazu auch Abschnitt 4.3.1).

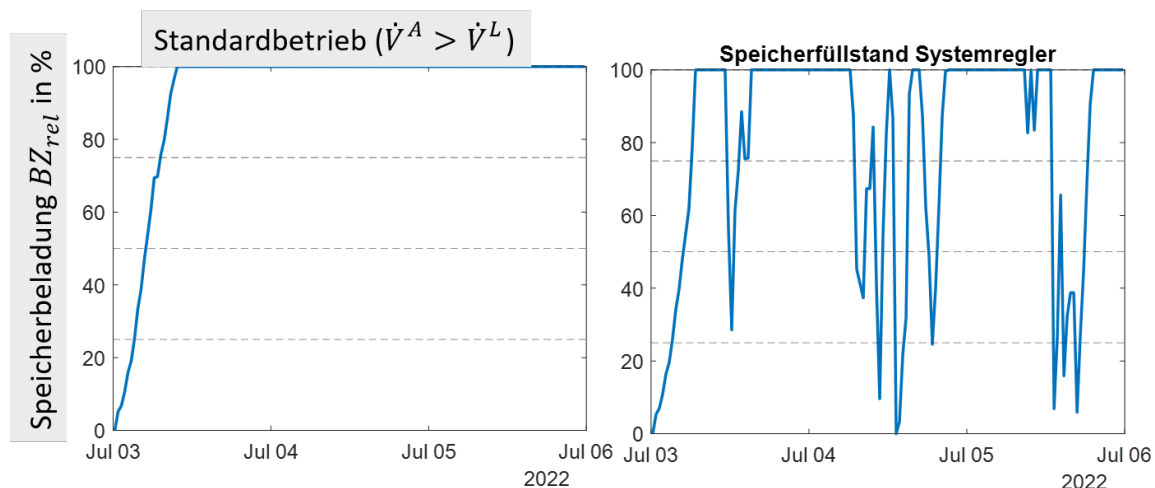


Abb.5-13: Speicherbeladung, Vergleich Standard und aktive Speicherstrategie aus ReKs

Im vorliegenden Beispiel, das mit realen Messdaten und den vor Ort gegebenen Anlagenparametern (Kälteanlagenbauarten und Größen, sowie Speicherdaten, etc.) simuliert wurde, lassen sich so ca. 30% an Betriebsenergie sparen. Ein entsprechender isolierter Praxistest war aufgrund

der Vielzahl an Einflussfaktoren (Ähnlichkeit Tagesgänge Temperatur und Last in beiden Betriebsarten über mehrere Tage), sowie ansonsten unveränderter Betriebsarten der Erzeuger nicht machbar. Hinterlegt ist daher ein optimaler Betrieb der Erzeuger mit geregelten peripheren Komponenten (siehe auch Kapitel 3). Bei unregelmäßigen Pumpen und un- bzw. auf einen Temperaturfestwert geregeltem RKW wäre das Einsparpotential noch größer.

### 5.3 Systemische Ergebnisse

Neben den dargestellten zahlreichen Verbesserungen, sowohl im Betrieb der KEA als auch der KES, die in den vorausgehenden Kapiteln dediziert hinsichtlich ihres Potentials diskutiert und vorgestellt wurden, werden hier systemische Effizienzsteigerungen vorgestellt. Sie ergeben sich als Summe der bisher vorgestellten und sich bedingenden, häufig ergänzenden Maßnahmen. Dabei wird bewusst darauf verzichtet, den Effekt einer einzelnen Maßnahme, z.B. Änderung der Folgeschaltungsanweisungen, Volumenstromregelungen, oder andere zuzuschreiben, um eine Verzerrung zu vermeiden. Diese Verzerrung auf Basis eine Bewertung von Umfang und Effektivität einer Maßnahme und dem Vergleich unterschiedlicher Maßnahmen bei gleichzeitig sich ergänzender Wirkung sprengt einerseits den Aufwand im Umfeld von Demonstrationsanlagen andererseits wird eine, jeweils zuerst umgesetzte Maßnahme den zahlenmäßig größten Effekt haben. Damit bekommt die Reihenfolge, in der unterschiedliche Maßnahmen eingeführt werden, mindestens für deren quantifizierte Bewertung eine sensitive Rolle, die verzerrend wirken würde.

Im Folgenden wird anhand von der Systemeffizienz zu Beginn, bzw. vor ReKs, sowie nach erfolgter Umsetzung in den Liegenschaften ROKK und GKIT und damit anhand der experimentellen Ergebnissen, die Wirkung der verbesserten Regelung bis Projektende vorgestellt.

#### 5.3.1 Experimentelle Ergebnisse und Kennzahlen

Die Installation ROKK (Rosenheim, Kultur- und Kongresszentrum) wurde 2015 in Betrieb genommen. In Abb. 5-14 sind die thermischen und elektrischen Arbeitszahlen der zwei Absorptionskälteanlagen als Tageswerte, sowie der Verlauf der Umgebungstemperatur dargestellt. Bei Umgebungstemperaturen größer 20 °C wird eine maximale elektrische Effizienz von weniger als  $20 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  erreicht, die bei Temperaturen unter 10 °C auf bis zu  $40 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  ansteigt. Das gesamte Kälteerzeugungssystem liegt hinsichtlich seiner elektrischen Jahresarbeitszahl bei einem Wert von  $4,9 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$ . Dabei bezeichnen:

- KEA1 das System mit AKA-1, RKW und Pumpen,
- KEA2 das System mit AKA-2, RKW und Pumpen,
- KEA3 das Verbundsystem mit AKA-1 und AKA-2, RKW und Pumpen sowie
- KEA4 das System mit KKA, RKW und Pumpen.

Im Frühjahr 2022 wurde der Systemregler in ROKK in mehreren Stufen in Betrieb genommen. Bauseitige Maßnahmen, die außerhalb des Einflusses der Projektbeteiligten lagen und ein Unwetter bedingter Schaden an verschiedenen Mess- und Steuereinrichtungen führten im Juni 2022 zu einem längeren Ausfall der Datenerfassung und infolgedessen auch der Einrichtung des Systemreglers. Diese Lücke ist in den Tagen 105 bis ca. 130 in Abb. 5-15 gut zu erkennen. Aber bereits zuvor konnten auf Basis optimierter KEA-Strategien signifikante Effizienzsteigerungen gegenüber den Referenzjahren verzeichnet werden und bei Temperaturen von 25°C – 30°C wurden erstmals

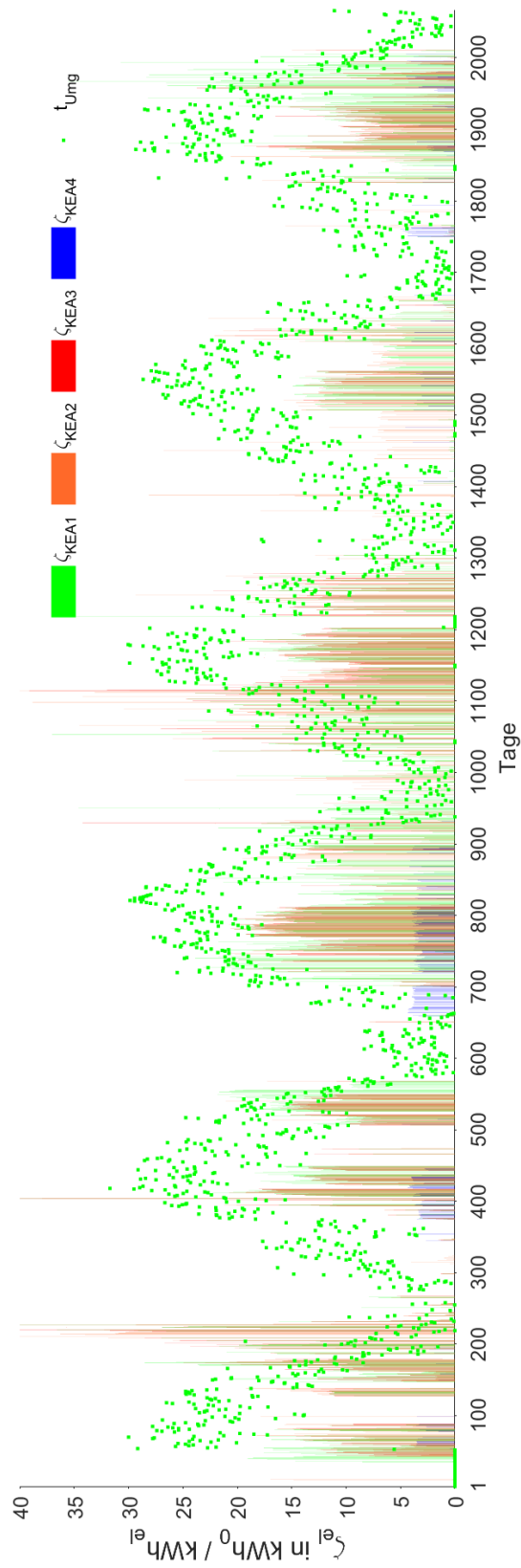


Abb. 5-14: Betriebliche Kennzahlen 2016 bis 2021 in ROKK

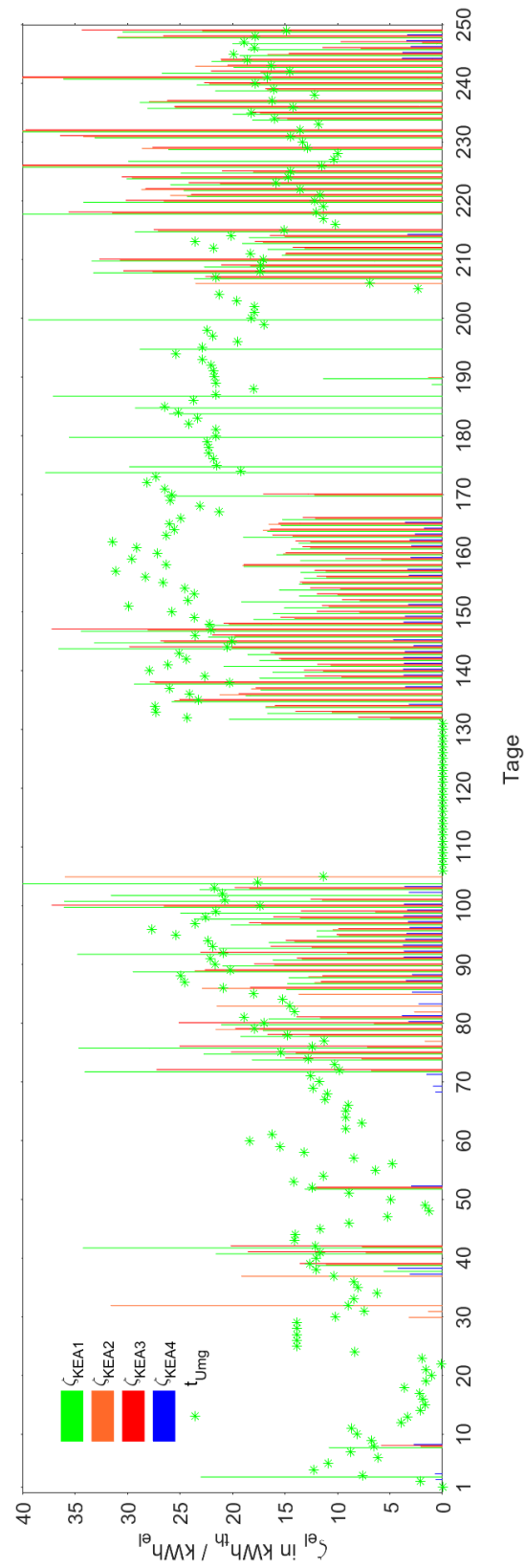


Abb. 5-15: ausgewählte Betriebsdaten ROKK, 2023



Effizienzen von  $25 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  bis  $35 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  erreicht. Vor der Spielpause im Kulturzentrum (Tag 135 bis 167) wurden die Speicherstrategien implementiert und eingerichtet. Fehler in der Parametrierung zu priorisierender Be- und Entladezeiten als auch der Vorhersagefunktionen für diese Zeiträume führten zu einem zwischenzeitlichen Abfall erreichter Tagesarbeitszahlen. Umfangreiche Betriebsanalysen und der Fehleridentifikation konnten während der Spielpause genutzt werden, um verbesserte Algorithmen einzusetzen. Mit Beginn der neuen Spielzeit nach der Sommerpause wurde der Speicher nun bevorzugt geladen, wenn die Erzeugung, bzw. ergänzende Erzeugung energetisch vorteilhaft gegenüber späterem Anlagenbetrieb vorausgesagt wurde. Dies führt zu einer gut erkennbaren Steigerung der Tageseffizienzen auf mittlere Werte deutlich oberhalb von  $20 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  und regelmäßiger Überschreitung von  $25 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$ , bei beliebigen Umgebungstemperaturen zwischen  $15^\circ\text{C}$  und  $25^\circ\text{C}$ .

In ROKK wurde die Systemmanagerin eingesetzt, um neben den thermischen Kälteanlagen auch das Zusammenspiel dieser hinsichtlich einer primärenergieeffizienten Systembetriebsweise zu verbessern. Der Betrieb / die Betriebsaufwendungen für die elektrische Kälteanlage wurde implizit durch eine Verringerung von Ein- und Ausschaltvorgängen in Folge bessere Regelung der thermischen Kälteanlagen mit optimiert, allerdings nicht explizit in die Optimierung eingebunden. Die in Summe geringeren Betriebsstunden der KKA führen zu einer geringeren Jahresarbeitszahl der elektrischen Kälteerzeugung, da ihre Stillstandszeiten gegenüber den Betriebszeiten und der erzeugten Kältemenge zunahm und sie bauartbedingt mit ca.  $1,5 \text{ kW}$  einen relativ hohen Stillstandsbedarf aufweist. Dies sollte aber nicht zu Lasten der KKA ausgelegt werden.

Das gesamte Kälteerzeugungssystem liegt hinsichtlich seiner elektrischen Jahresarbeitszahl im Jahr 2022 bei einem Wert von  $7,6 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{el}$  und somit ca. 55% besser als in den Vorjahren. Eine weitere, signifikante Verbesserung kann vor allem durch bewusste Abschaltung der KKA erfolgen, da der summierte Stillstandsbedarf den Elektroenergiebedarf des Systems dominiert. Ein entsprechender Vorschlag wurde den Stadtwerken Rosenheim zur Prüfung unterbreitet.

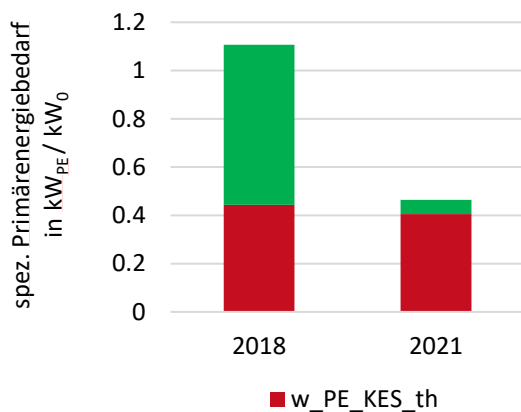


Abb. 5-16: Primärenergiebedarf GKIT, vor und nach der Maßnahme

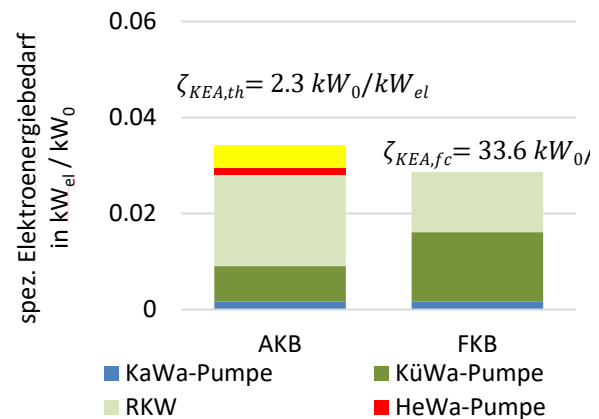


Abb. 5-17: Elektroenergieeffizienz von  $KEA_{th}$  und  $KEA_{el}$  in GKIT 2021

Die Installation in ROKK verfügt nicht über die Möglichkeit der freien Kühlung, aber auch nicht über eine Kältebelastung, die im Winter über die kältetechnische Installation zu bedienen wäre. Im Rechenzentrum des KIT in der Installation GKIT wird die Systemmanagerin seit 2021 eingesetzt, um über die Optimierung der thermischen KEA auch das KES mit seiner Umschaltmöglichkeit auf freie Kühlung zu verbessern. Der elektroenergiebedarf der freien Kühlung war bereits im Nachgang zum

FAKS Projekt durch die Hinweise und Empfehlungen der TU Berlin an den Betreiber und seine ausführende Firma (Siegle&Epple) durch diese signifikant verbessert worden. In Summe führen alle Effekte gemeinsam zu mehr als einer Verdopplung der Primärenergieeffizienz von knapp unter  $1 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{PE}$  auf über  $2 \text{ kWh}_0 / \text{kWh}_{PE}$ , wie in Abb. 5-16 zu erkennen. Aufgrund des verbesserten Umschaltverfahrens zwischen freier Kühlung (siehe auch Kapitel 5.2.1) und maschineller Kälte, sowie dem verbesserten Systemmanagement um die thermischen Kälteanlagen kann dabei vor allem der Elektroenergiebedarf um 90% verringert werden. Der verbleibende Primärenergiebedarf wird durch die Wärmebereitstellung, bzw. dem Berechnungsverfahren zu deren primär-energetischer Bewertung als Koppelprodukt aus dezentraler KWK verursacht. Es kann festgehalten werden, dass die thermische Effizienz der Absorptionskälteanlage zwar möglicherweise in einzelnen Stunden, nicht aber in der Ganzjahresbetrachtung durch die elektroenergieeffizienz-gesteuerte Strategie der sie umgebenden Pumpen und des RKW verringert wird. Daher konzentriert sich die Darstellung in Abb. 5-17 auf die nach Optimierung des Systems monitorten Elektroenergiebedarfe. Die in FAKS ermittelten 75-80 % Aufwand einer  $KEA_{th}$  für die Rückkühlung verschieben sich zu noch höheren Anteilen, in Summe konnten in GKIT aber über 60 % an Elektroenergiebedarf aller Komponenten der  $KEA_{th}$  eingespart werden. Im Freikühlbetrieb beträgt dieser Wert sogar 73 %. Die thermische Kälteerzeugung kommt damit fast auf die gleiche, sehr gute Elektroenergieeffizienz wie die freie Kühlung. Bei letzterer werden aber noch weitere Einsparungspotentiale durch eine weiter verbesserte Kombiregelung und die Verwendung der digitalen Zwillinge der beteiligten Pumpe und Ventilatoren des RKW prognostiziert, die aber bis Projektende aus EMSR technischen Gründen leider nicht umgesetzt werden konnten.

### 5.3.2 Simulationsergebnisse am Beispiel ESTW

Mangels vergleichbarer Betriebsbedingungen und wegen eines längeren Ausfalls der Kommunikationsschnittstelle zwischen dem Systemregler und der üGL wird die Liegenschaft ESTW mithilfe des HiL-Verfahrens ausgewertet. In Abb. 5-18 und Abb. 5-19 ist beispielhaft eine 10-tägige Betriebsphase mit zwei unterschiedlichen Folgeschaltungen dargestellt. Im jeweils oberen Diagramm ist die effizienzorientierte Folgeschaltung gezeigt (d.h. mit aktivierter ReKs-Systemregelung). Die dazugehörige Umgebungstemperatur ist im mittleren Diagramm zu finden. Im jeweils unteren Diagramm ist die Folgeschaltung mit effizienzunabhängiger Priorisierung des Absorptionskältebetriebs dargestellt (d.h. die ReKs-Systemregelung ist deaktiviert und die Regelung entspricht dem Stand des FAKS-Projekts). Die Umgebungstemperatur schwankt um ca. 15 K im Bereich von 15 °C bis 30 °C. Da Freikühlbetrieb (FKB) bei diesen Temperaturen nicht mehr möglich ist, stehen nur noch die Betriebsarten Absorptionskältebetrieb (AKB) und Kompressionskältebetrieb (KKB) für die Lastdeckung und zur Minimierung des PE-Bedarfs zur Verfügung. Der Verlauf der Sollkälteleistung  $\dot{Q}_V^{set}$  ergibt sich aus der Rücklauftemperatur von den Verbrauchern  $t_{Vh}$  und dem Sollwert  $t_{Vc}^{set}$  (in Abb. 5-18 und Abb. 5-19 nicht dargestellt) und ist für beide Folgeschaltungen identisch. Aus Abb. 5-18 ist ersichtlich, dass das Kälteerzeugungssystem einen Leistungsbereich  $10 < \dot{Q}_V^{set} < 100 \text{ kW}$  im AKB und/oder KKB decken muss.

Die insgesamt in den beiden Betriebsarten AKB und KKB erzeugten Kälteleistungen sind in Abb. 5-18 und Abb. 5-19 als Summenlinie  $\dot{Q}_0 = \dot{Q}_0^{AKA} + \dot{Q}_0^{KKA}$  für die Folgeschaltungen mit (oben) und ohne (unten) ReKs-Systemregelung dargestellt. Der Unterschied zwischen den Einzelleistungen und der Summen- bzw. Systemkälteleistung ist im oberen Diagramm zwischen dem 12. und 13. Jul. gut zu erkennen. Dort erzeugt die KKA ca. 50 kW und die restlichen 25 kW werden durch die AKA geleistet. Der zeitliche Verlauf der produzierten Systemkälteleistung  $\dot{Q}_0$  (dicke hellblaue Linie) unterscheidet sich in beiden Fällen von der Soll-Systemkälteleistung  $\dot{Q}_V^{set}$  (dünnere magentafarbene Linie), die (berechnete bzw. simulierte) Kälteleistung trifft also nicht immer genau den Sollwert. Deutlich zu

sehen ist dies z.B. bei den Leistungsspitzen zwischen dem 4. und 6. Juli. Diese Schwankungen resultieren daraus, dass der Algorithmus der ReKs-Systemregelung, der die effizienteste Kombination der Erzeuger ermittelt, die Kälteleistung in diskrete Stufen unterteilt, um den Rechenaufwand zu reduzieren. Zur Sicherstellung der Versorgungssicherheit (d.h. dass die Kältelast durch die gewählte Erzeugerkombination auch tatsächlich gedeckt werden kann), wird dabei immer die nächsthöhere Leistungsstufe verwendet. In der Realität würde diese Abweichungen nicht auftreten, da die Anlagenregelung die Einhaltung des Sollwerts gewährleistet. Damit die Berechnungen im HiL-Verfahren durch das permanente leichte Überschreiten nicht rechnerisch über den gesamten Zeitraum sehr viel mehr Kälte erzeugen als nötig, werden Dämpfungsterme verwendet. Dadurch ergibt sich zwar ein momentanes Über- oder Unterschreiten der geforderten Kälteleistung, im Mittel heben sich die Abweichungen aber näherungsweise auf und liegen unterhalb von 1 % (siehe Tab. 5-7).

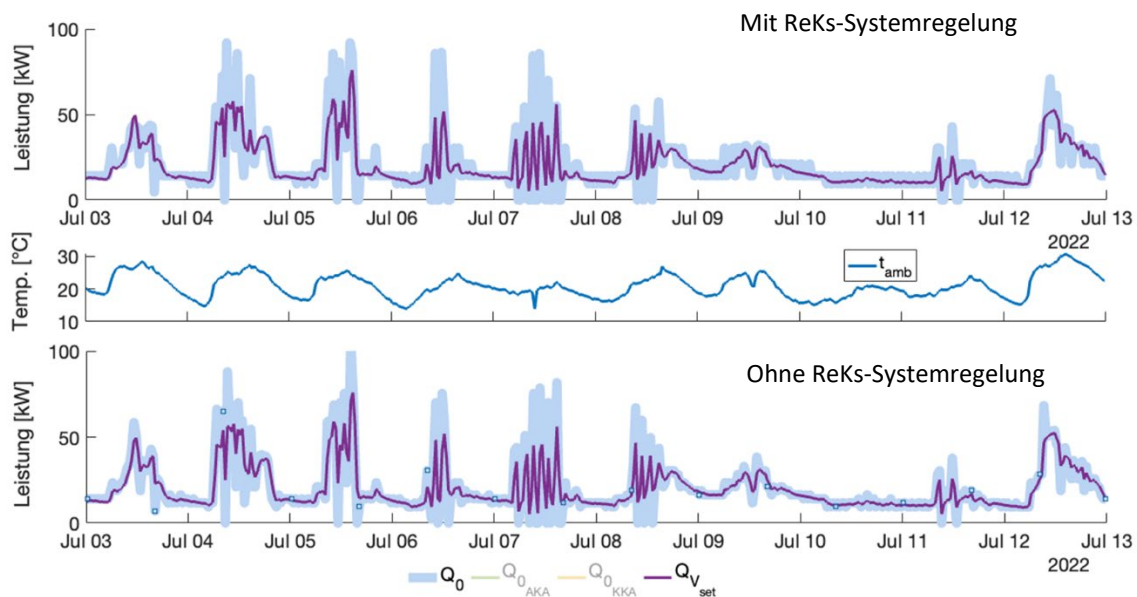


Abb. 5-18: Lastverlauf 10-tägig mit und ohne ReKs-Systemregler.

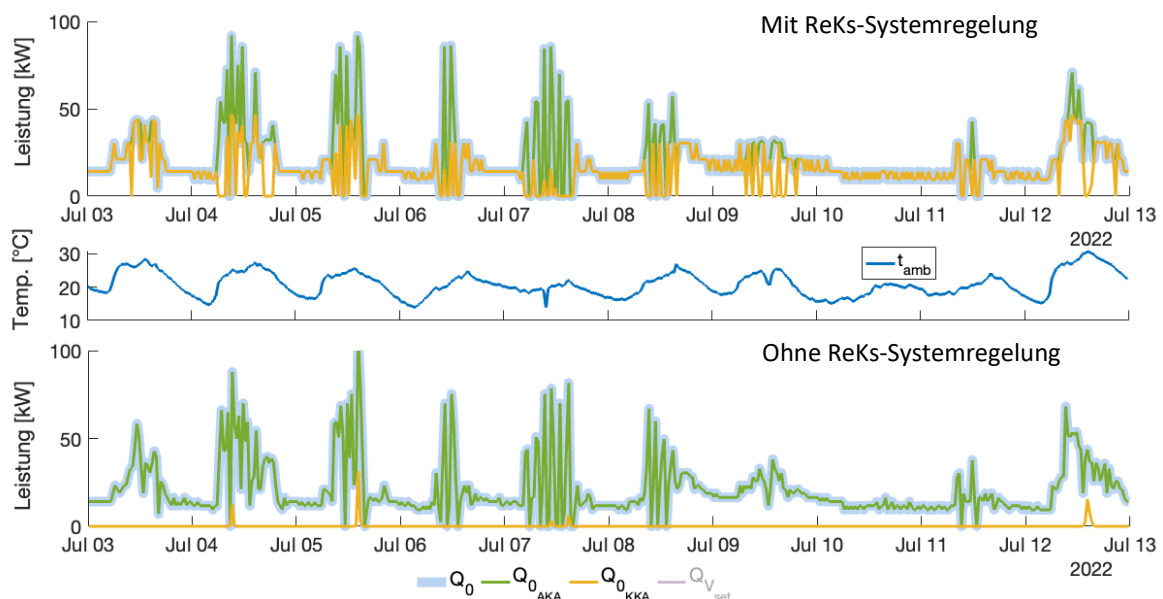


Abb. 5-19: Betriebsvergleich 10-tägig mit und ohne ReKs-Systemregler.

Aus den Abbildungen ist zu erkennen, dass es – entgegen der Erwartung – in dieser Liegenschaft unter den dargestellten Lastbedingungen effizienter ist, die KKA bis zur maximal möglichen Leistung von ca. 50 kW zu bevorzugen und erst bei noch höherem Leistungsbedarf die AKA hinzuzuschalten. Zwar weist die KKA eine hohe elektrische Effizienz und die AKA in ESTW eine relativ geringe thermische Effizienz auf, Grund für die Bevorzugung der KKA ist jedoch das für die Berechnung verwendete Verhältnis der Primärenergiefaktoren für Wärme und Strom von  $PEF_{th}/PEF_{el} = 0,3$ . Bis zum 03.12.2021 lag der  $PEF_{th}$  von Fernwärme aus dem Netz der STEAG Energy Services GmbH in Essen bei 0,39, seitdem wird er mit 0,24 ausgewiesen. Mit dem gesetzlichen  $PEF_{el}$  von 1,8 ergibt sich so also tatsächlich ein sehr viel kleineres Verhältnis  $PEF_{th}/PEF_{el}$ . Durch das im HiL-Verfahren verwendete höhere Verhältnis werden daher elektrisch getriebene Kälteerzeuger gegenüber den thermischen Kälteerzeugern bevorzugt.

Tab. 5-7: Energiemengen sowie Primärenergie- und Betriebskosteneinsparungen durch Systemregelung (SR) gegenüber einer Standardregelung

Folgeschaltung	$Q_V^{set}$	$Q_E$	$Q_E^{AKA}$	$Q_E^{KKA}$	$Q_E^{FK}$	PE-Bedarf	CO <sub>2</sub> -Emissionen	Kosten
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	t	€
SR	4870	5060	1410	3650	0	2190	680	390
Standard	4870	5020	4980	40	0	2610	1540	840

Die Tab. 5-7 zeigt die Energiemengen der betrachteten Betriebsphase. Insgesamt wurden mit beiden Strategien rechnerisch 4 % bzw. 2 % mehr Kälte erzeugt als notwendig (5,06 MWh mit bzw. 5,01 MWh ohne ReKs-Systemregelung statt 4,87 MWh). Grund hierfür sind insbesondere die verfügbaren Leistungsstufen sowie eine systematische Aufrundung des Bedarfs im Sinne der Versorgungssicherheit (s.o.). In den folgenden Spalten ist die erzeugte Kältemenge mit einer Verteilung für die ReKs-Systemregelung von ca. 30 % Absorptionskälte und 70 % Kompressionskälte dargestellt, während in der Standardschaltung annähernd 100 % durch Absorptionskälte gedeckt werden. Bei Nutzung der ReKs-Systemregelung werden so ca. 17 % weniger Primärenergie benötigt als mit der Standardfolgeschaltung. Gleichzeitig wird durch die ReKs-Systemregelung eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen um 56 % erreicht (bei angesetzten Emissionsfaktoren von  $e_{th,CO_2} = 174,9 \text{ g/kWh}_{th}$  und  $e_{el,CO_2} = 382 \text{ g/kWh}_{el}$ ) und die Betriebskosten können um 54 % gesenkt werden (bei angesetzten Preisen von 9,38 ct/kWh<sub>th</sub> und 23,23 ct/kWh<sub>el</sub>).

## 6 Zusammenfassung

Übergeordnete Zielstellung für das ReKs-Projekt war die Reduktion des Primärenergiebedarfs von Kälteerzeugungssystemen (*KES*), die sich aus mehreren thermisch oder elektrisch angetriebenen Kälteerzeugungsanlage ( $KEA_{th}$ ,  $KEA_{el}$ ) zusammensetzen. Die Aufgabe eines Kälteerzeugungssystems ist die Deckung des Kältebedarfs der angeschlossenen Verbraucher. Die primäre Zielstellung der Regelung des gesamten Kältesystems ist daher die Bereitstellung der geforderten Kälteleistung auf einem bestimmten Temperaturniveau, das durch den Kälteverbrauchersollwert definiert wird. Zusätzlich zu dieser rein technischen Anforderung besteht aber nun die Notwendigkeit die Kältebereitstellung mit möglichst geringem Primärenergieverbrauch und möglichst geringen Betriebskosten zu realisieren.

Die Entwicklung der entsprechend energieaufwandsoptimierten Regelungsstrategien erfolgte auf zwei Ebenen:

1. Regelstrategien für einzelne Kälteerzeugungsanlagen  
sog. Anlagen- oder KEA-Regelung
2. Regelstrategien für Systeme mit mehreren Kälteerzeugungsanlagen  
sog. System- oder KES-Regelung

Die Systemregelstrategien sind den Anlagenregelstrategien übergeordnet. Nur wenn die Systemregelung die jeweilige Kälteanlage freigibt, kann die Anlagenregelung ihr Potential (z.B. durch optimale Volumenstromregelung) entfalten. Andererseits beeinflusst die tatsächlich erreichte Energieeffizienz des Anlagenbetriebs die insgesamt erreichte Systemeffizienz. D.h. die Systemregelung ist der Anlagenregelung zwar übergeordnet, aber die Güte der Systemregelung ist abhängig von der Güte der Anlagenregelung.

Es wurde also eine sowohl konzeptionelle als auch hardwareseitige Trennung zwischen Systemregelung und Anlagenregelung vorgenommen. Auf der Ebene der Systemregelung wird die Gesamtkälteleistung mit Hilfe eines Priorisierungsalgorithmus auf die einzelnen (betriebsbereiten) Kälteerzeugungsanlagen aufgeteilt. Ist ein Speicher im System vorhanden, kann dieser ebenfalls durch Be- und Entladestrategien in die Systemoptimierung einbezogen werden. Die Systemregelung übergibt dann entsprechende Sollwerte für Kälteleistung und Temperatur an die Anlagenregelungen der einzelnen KEA auf der darunterliegenden Regelungsebene, die in der Regel auf einem in der Anlage befindlichen industriellen SPS-Controller implementiert sind. Die SPS-Programme der neu entwickelten Systemregelung befinden sich ebenfalls auf industriellen SPS-Controllern, die über verschiedene, gängige Bus-Protokolle an eine übergeordnete Leittechnik sowie an die einzelnen Kälteerzeuger angebunden sind.

Im Projektverlauf wurden Betriebsergebnisse mehrerer realer Kältezentralen aus verschiedenen Liegenschaften, darunter Rechenzentrumskühlung, Gewerbekühlung sowie die Kälteversorgung eines Kongress- und Veranstaltungszentrums mit und ohne Einsatz der neuen Regelstrategien analysiert (Monitoring). Durch den Einsatz des Systemreglers auch in Verbindung mit Kältespeicherstrategien konnten bis zu 30 % an Betriebsenergie eingespart werden. Bei Systemen, deren einzelne Erzeuger mindestens zum Teil noch nicht im Effizienzoptimum ihrer Technologieart liefen, betrug diese Einsparung durch Substitution der weniger vorteilhaften Anlagen oder Betriebszustände auch deutlich über 30 %, was an ausgewählten Beispielen gezeigt wurde.

Darüber hinaus wurde gezeigt, dass sich bei jeglicher Um- und/oder Zuschaltung von Kälteerzeugern der Um- und Zuschaltpunkt sowohl mit der Umgebungstemperatur als auch mit der geforderten

Leistung deutlich verschiebt und nachgeführt werden sollte. Dies gilt sowohl für die Folgeschaltungen zwischen technisch unterschiedlichen Kälteerzeugern (KKA, AKA, FC) als auch für gleiche Kälteerzeuger. Das Potential ist besonders hoch, wenn die Effizienz der Kälteerzeugungsanlage sowohl von der Umgebungstemperatur als auch von der Kälteleistung signifikant beeinflusst werden, wie dies bei Absorptionskälteanlagen (AKA) und Freier Kühlung (FC) der Fall ist. Im letzten Fall wurden lastabhängig Einsparpotentiale von mehr als 50 % gegenüber Standardfolgeschaltungen erreicht.

Durch die Verwendung von modelprädiktiven Reglern, die auf industriellen SPS-Controllern laufen, wie sie in der Gebäude- und Anlagentechnik eingesetzt werden, kann der entwickelte Systemregler auch ohne Cloud Anbindung eingesetzt werden. Generell können auch zeitlich veränderliche Aufwandsfaktoren für die Antriebswärme oder den Strombedarf berücksichtigt werden. Folgen diese keinem festen zeitlichen Muster, sondern zum Beispiel dem spontanen Marktangebot, dann ist allerdings doch eine Cloud Anbindung notwendig.

Die Weiterentwicklung der Absorptionskälteanlagenregelungen (sog. CEKEA-Regelung) wurde im Projekt mit den Anlagentypen des Herstellers W. Baelz & Sohn GmbH & Co durchgeführt; sie ist aber nicht auf diese Anlagentypen begrenzt, sondern herstellerunabhängig anwendbar. Ein wichtiges Detail ist, dass (im Unterschied zu den Volumenstromstrategien in vorangegangenen Forschungsprojekten) nun die Volumenstrom-Sollwerte modellbasiert bestimmt werden und eine langwierige Vermessung mit Auswertung und Regressionsanalysen entfallen kann.

Auch bei der Systemregelung kann auf Regressionsgleichungen und Simulationsrechnungen verzichtet werden, weil hier ebenfalls auf Komponentenmodelle zur Prognose des Effizienzverhaltens in Teillast und unter den aktuellen Betriebsbedingungen zurückgegriffen wird. Dadurch ist auch hier eine Umsetzung auf marktüblichen, industriellen SPS-Controllern möglich.

Die **erzielten Ergebnisse** entsprechen den im Antrag definierten Zielen:

- Betriebsführungs- und Regelkonzepte wurden weiterentwickelt und so von der Anlagenebene auf die Systemebene gehoben,
- in ausgewählten Liegenschaften wurden diese Konzepte im realen Betrieb demonstriert,
- es konnte eine Steigerung der Energieeffizienz von Kälteerzeugungssystemen nachgewiesen werden,
- und damit ist – über die Betriebsoptimierung hinaus – Qualitätssicherung in Planung und Bau von Kälteversorgungssystemen mit Optimierung der Hydraulik und System-verschaltung möglich.

Die **wichtigen Positionen des zahlenmäßigen Nachweises** sind die Personalkosten. Einzelne Positionen der Mess- und Regeltechnik wurde von Partnern übernommen und die Reisetätigkeit war pandemiebedingt geringer als erwartet. **Notwendigkeit und Angemessenheit** gehen aus den in den einzelnen Kapiteln beschriebenen Details hervor: die Arbeiten im Feld zeigten, dass die modellbasierte Systemregelung selbst in den bereits mit dem Thema vertrauten Liegenschaften einfach umgesetzt werden kann, sondern dass eine intensive wissenschaftliche Betreuung notwendig ist. Dass aber der Nutzen den Aufwand rechtfertigt, lässt sich auch daran ablesen, dass Projektmitarbeiter eine Firma (Factor4Solutions, F4S) gründeten, die bereits auf einigen Gründungswettbewerben erfolgreich war. Die Firma stellt den Aspekt der Einsparung von Elektroenergie durch optimierte Systemregelung in den Mittelpunkt ihrer Tätigkeit und wird durch entsprechende Beratung, aber auch Verkauf von Regeleinheiten zu einem herausragenden **Nutzer** der Projektergebnisse. Selbstverständlich wird auch die TU Berlin die Ergebnisse für F&E weiter nutzen und in der Lehre verbreiten.

**Relevante Ergebnisse Dritter** sind während des Projektes nicht bekannt geworden; die Bedeutung von optimierten Betriebsstrategien gerade in der Kältetechnik ist aber sicher weiter gestiegen.

Die Ergebnisse wurden bereits mehrfach **veröffentlicht**. Weitere Veröffentlichungen sind geplant. Schutzrechte wurden bisher nicht angemeldet.

#### Zeitschriftenbeiträge

S. Petersen, C. Hausherr, W. Hüls, R. Paitazoglou, J. Albers: Efficient absorption cooling for low district heating return temperatures. Energy Reports, 7:88–96, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.035>

C. Hausherr, S. Petersen, W. Hüls, J. Albers: Primary energy efficiency potentials of district heat driven refrigeration systems. Energy Reports, 7:79–87, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.036>

S. Petersen, J. Albers: Enhanced absorption house connection station for low district heating return line temperatures. Energy Reports, 7:27–36, 2021.

<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.09.043>

#### Konferenzbeiträge

Petersen, S., Hüls, W., Paitazoglou, C., Albers, J.: Active control of external volume flow rates for single effect absorption chillers. Proc. 25<sup>th</sup> Int. Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Montreal 24. - 30.08.2019, paper-ID: 1287

Lanser, W., Graf, R., Schröder, M., Hausherr, C.: Heat rejection coolers for absorption chillers - theory and field test results. Proc. 25<sup>th</sup> Int. Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Montreal 24. - 30.08.2019, paper-ID: 1287

Paitazoglou, C., Albers, J., Graf, R., Hausherr, C., Hüls, W., Lanser, W., Petersen, S.: Energy efficient cooling with absorption chillers in a field test. In: Proc. Int. Sorption Heat Pump Conf. 2021 – online pre-conference 2020, paper-ID 61, <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-10430.2>

Albers, J.: Explicit calculation of flow rate set values for absorption chiller control. In: Proc. Int. Sorption Heat Pump Conf. 2021 – online pre-conference 2020, paper-ID 66, <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-10430.2>

Hüls, W., Graf, R., Petersen, S.: Chilled Water Flow Rate Control for Chillers in Multiple Producer Cooling Plants. In: Proc. Int. Sorption Heat Pump Conf. 2021 – online pre-conference 2020, paper-ID 68, <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-10430.2>

Petersen, S., Hüls, W., Albers, J.: Energieeffiziente Regelung der Rückkühlung von Absorptionskälteanlagen. Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, 2020, paper-ID All.1.19

S. Petersen, W. Hüls: Control of solution flow rate in single stage absorption chillers. In Proc. of Heat powered cycles conference, Bilbao, 2021.

S. Petersen, W. Hüls, C. Hausherr, J. Albers: Effizienzorientierte Erzeugerfolgeschaltungen in Kälteversorgungssystemen. In Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, paper-ID All.1.20, Dresden, 2021. DKV.

J. Albers, W. Hüls, C. Hausherr, S. Petersen: Optimale Volumenstromregelung für einstufige H<sub>2</sub>O/LiBr-Absorptionskälteanlagen. In Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, paper-ID All.1.14, Dresden, 2021. DKV.

S. Petersen, W. Hüls, C. Hausherr, J. Albers: Effizienzorientierte Speicheraktivierung zur energetischen und betrieblichen Verbesserung von Kälteversorgungssystemen. In Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, paper-ID All.2.18, Magdeburg, 2022. DKV.

J. Albers, C. Hausherr, W. Hüls, S. Petersen: Betriebsartwechsel in Kälteerzeugungssystemen mit Hilfe einer effizienzorientierten Anlagen- und Systemregelung. In Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung, paper-ID All.1.13, Magdeburg, 2022. DKV.

#### Eingeladene Vorträge

Paitazoglou, C.: Absorptionskälteanlagen für KWKK Systeme - Betriebsergebnisse einer energieeffizienten Kältebereitstellung. Vortrag beim Energieeffizienz-Netzwerk VIK-EEN Brandenburg 2 am 24.10.2019 in Wittenberg

Petersen, S. : Betriebsoptimierung von Rückkühlssystemen in Kombination mit Ab- bzw. Adsorptionskälteanlagen. Eingeladener Vortrag beim Online-Industrieworkshop „Rückkühlung“ am 27.01.2021 organisiert vom Fraunhofer ISE

Petersen, S. : Leistungssteigerung von FW-Netzen durch thermisch angetriebene Sorptionswärmepumpen. Eingeladener Vortrag beim Online-DKV/IZW-workshop „Herausforderungen 2021 für die Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik“ am 09.03.2021

Albers, J.: Energieeffiziente Regelung von Absorptionskälteanlagen und -wärmepumpen in Abwärmenetzen. Eingeladener Vortrag zur BMWK - Fachtagung Klimaschutz durch Abwärmennutzung am 05.10.2022 in Hamburg.

Albers, J. und Petersen, S.: Vorstellung ReKs-Projekt im BTGA FB Kältetechnik – Konzeption, Messdaten und Ergebnisse zu modellbasierten Anlagen- und Systemregelstrategien. Eingeladener Vortrag beim Fachbereich Kältetechnik des BTGA am 24.11.2022.

Als wichtigstes Ergebnis des ReKs-Projektes lässt sich zusammenfassen, dass die Neuentwicklung von modellbasierten, effizienzorientierten Mehrgrößenregelungen für Kälteerzeugungssystem zur Primärenergieeinsparung gelungen ist. Dies gilt sowohl für die weiterentwickelte Anlagenregelung als auch die neuentwickelte übergeordnete Systemregelung.



## 7 Literaturverzeichnis

AGFW (2017), Liste der fp-Bescheinigungen nach FW 309-1 nach Städten sortiert, Technical report, AGFW Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V. Stand: 8.12.2017.

Albers, J. (2017a), 'CE\_Method. A MATLAB function for calculating the part load behaviour of absorption chillers and heat pumps based on (C)haracteristic (E)quations'.  
<http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-6164>

Albers, J. (2017b), Präzisierungen zur Methode der charakteristischen Gleichungen, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Bremen, p. paper AA.II.1.15. ISBN: 978-3-932715-93-8.

Albers, J. (2019), Erweiterung einer Berechnungsmethode für die Regelung von Absorptionskälteanlagen, PhD thesis, TU Berlin, Fakultät III Prozesswissenschaften.  
<http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-8708>

Albers, J. (2020), Explicit calculation of flow rate set values for absorption chiller control, in T. Meyer, ed., 'ISHPC 2021 proceedings - online pre-conference 2020'.

Albers, J., Hausherr, C., Hüls, W. & Petersen, S. (2022), Betriebsartwechsel in Kälteerzeugungssystemen mit Hilfe einer effizienzorientierten Anlagen- und Systemregelung, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Magdeburg, p. paper All.1.13. (in proceedings).

Albers, J., Hüls, W., Hausherr, C. & Petersen, S. (2021), Optimale Volumenstromregelung für einstufige H<sub>2</sub>O/LiBr-Absorptionskälteanlagen, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Dresden, p. paper All.1.14. (in proceedings).

Albers, J., Kemmer, H. & Ziegler, F. (2009), Solar-driven adsorption chiller controlled by hot and cooling water temperature, in 'Proc. 3rd Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, Palermo, Sicily, Italy, pp. 338–343. ISBN 978-3-941785-06-9.

Albers, J. & Ziegler, F. (2005), Improved control strategies for solar assisted cooling systems with absorption chillers using a thermosyphon generator, in 'Proc. of 1st Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, pp. 101 – 105. ISBN 3-934681-41-7.

Albers, J. & Ziegler, F. (2016), Control Strategies for Absorption chillers in CHPC-plants ensuring low hot water return temperatures, in 'Proc. of Heat powered cycles conference', Nottingham. paper ID: 800.

Alefeld, G. (1983), Skriptum zur Vorlesung Wärmeumwandlungssysteme (Heat Transformers), Technical report, Technische Universität München.

Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik (1980), *Lehrbuch der Klimatechnik*, Vol. 3. Auflage, C.F. Müller Karlsruhe. ISBN 3-7880-7137-0.

Biesinger, A., Trinkle, A., Dalibard, A. and Duminil, E., Schumacher, K., Fischbach, P., Schlegel, E., Kristic, D., Steiner, W. & Bartels, U. (2013), Rationelle Gebäudeenergienutzung durch simulations-geschützte Automation, Technical Report FKZ 0327475B, Hochschule für Technik Stuttgart.

- BITZER (2016), Information a-600-6: Competence in Capacity Control - Kompetenz in Leistungsregelung, techreport, BITZER Kühlmaschinenbau GmbH.
- Brasz, J. & Hartmann, K. (2006), 'Vergleich der charakteristischen teillastwirkungsgrade von schrauben-und turboverdichtern', *DKV TAGUNGSBERICHT* **33**(2/2), 33.
- Conte, B., Bruno, J. C. & Coronas, A. (2016), 'Optimal Cooling Load Sharing Strategies for Different Types of Absorption Chillers in Trigeneration Plants', *Energies* **9**(8).
- Dalibard, A., Eiker, U. & Ziegler, F. (2013), Advanced controls of solar driven adsorption chillers, in 'Proc. 5th Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, Bad Krozingen, Germany, pp. 270–275. ISBN: 987-3-943891-21-8.
- Dalibard, A., Gürlich, D., Schneider, D. & Eicker, U. (2016), 'Control Optimization of Solar Thermally Driven Chillers', *Energies* **9**(11). <http://www.mdpi.com/1996-1073/9/11/864>
- Eicker, U., Pietruschka, D. & Pesch, R. (2012), 'Heat rejection and primary energy efficiency of solar driven absorption cooling systems', *Int. J. of Refrigeration* **35**(3), 729 – 738.
- Ellis, G. (2012), Chapter 13 - model development and verification, in G. Ellis, ed., 'Control System Design Guide (Fourth Edition)', fourth edition edn, Butterworth-Heinemann, Boston, pp. 261–282.
- Fan, C., Hinkelman, K., Fu, Y., Zuo, W., Huang, S., Shi, C., Mamaghani, N., Faulkner, C. & Zhou, X. (2021), 'Open-source modelica models for the control performance simulation of chiller plants with water-side economizer', *Applied Energy* **299**, 117337.
- Fredrich, O. & Mosemann, D. (2002), 'Untersuchungen an drehzahlgeregelten schraubenverdichtern', *DKV TAGUNGSBERICHT* **29**(2; ISSU 2), 75–86.
- Gill, B., Kiriou, R. & Taylor, S. T. (2022), 'Waterside Economizer Control in ASHRAE Research Project RP-1711', *ASHRAE Transactions* **128**(1).
- Gordon, J. M. & Ng, K. C. (1995), 'Predictive and diagnostic aspects of a universal thermodynamic model for chillers', *International Journal of Heat and Mass Transfer* **38**(5), 807–818.
- Gordon, J. M. & Ng, K. C. (2001), *Cool Thermodynamics - the engineering and physics of predictive, diagnostic and optimization methods for cooling systems*, Cambridge Int. Science Publishing.
- Hausherr, C., Petersen, S., Hüls, W. & Albers, J. (2021), 'Primary energy efficiency potentials of district heat driven refrigeration systems', *Energy Reports* **7**, 79–87. The 17th International Symposium on District Heating and Cooling.
- Hempel, O., Safarik, M., Richter, L. & Kuhn, M. (2008), Entwicklung eines Absorptionskälteaggregates kleiner 5 kW Kälteleistung, Projektakronym: AKA 5, FKZ 0327381A (Schlussbericht), Institut für Luft- und Kältetechnik Dresden.
- Hüls Guido, W., Lanser, W., Petersen, S. & Ziegler, F. (2018), 'Performance of absorption chillers in field tests', *Applied Thermal Engineering* **134**, 353 – 359.
- Hunt, S., Paitazoglou, C. & Petersen, S. (2018), 'Vergleichende Bewertung von Absorptions-kälteanlagen und Kompressionskälteanlagen', *Euro Heat & Power* **4-5 (2018)**(4-5), 40–44.

JCI (2022), *YVWA wassergekühlte Flüssigkeitskühler mit Schraubenverdichtern und VSD-Antrieb Style A*, form 201.30-eg1.de.ce (1013) edn, Johnson Controls International.

Kämmer, N. & Tomski, T. (2005), 'Scroll verdichter mit dampfeinspritzung für kalte-und warmepumpenanwendungen', *DKV Tagungsbericht* **32**(2), 21.

Kiffe, A. (2018), 'Echtzeitsimulation leistungselektronischer Schaltungen für die hardware-in-the-loop-simulation', *Advances in Automation Engineering* **5**.

Kühn, A., Corrales, J. & Ziegler, F. (2008), Comparison Of Control Strategies Of Solar Absorption Chillers, in 'Proc. of Eurosun 2008 – Int. Conf. on Solar Heating, Cooling and Building', Lisbon, Portugal. Paper 350.

Manske, K., Klein, S. & Reindl, D. (2002), 'Load Sharing Strategies in Multiple Compressor Refrigeration Systems', *ASHRAE Transactions* **108**, 327 – 333.

Mittermaier, M., Petersen, S. & Ziegler, F. (2010), Primary energy optimized operating strategies of absorption systems in BCHP networks, in 'Proc. of Sustainable Refrigeration and Heat Pump technology'.

Nienborg, B., Singler, J., Schnabel, L., Dalibard, A. & Gürlich, D. (2016), Optimierte Regelung von thermisch getriebenen Kühlsystemen - Simulation und Praxistest, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Kassel. ISBN: 978-3-932715-91-4.

Nienborg, B., Dalibard, A., Schnabel, L. & Eicker, U. (2017), 'Approaches for the optimized control of solar thermally driven cooling systems', *Applied Energy* **185**, 732 – 744.

Nienborg, B., Fugmann, H., Singler, J., Schnabel, L., Dalibard, A., Gürlich, D., Safarik, M., Müller, M., Trommler, G. & Wittig, S. (2016), Effiziente Rückkühlung für die solarthermisch angetriebene Kälteerzeugung, Projektakronym: SolaRück, FKZ 0325994 A-C (Schlussbericht), Fraunhofer ISE und HfT Stuttgart und ILK Dresden.

Nocke, B., Thür, A., Brychta, M. & Neyer, D. (2013), Advanced controls of solar driven adsorption chillers, in 'Proc. 5th Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, Bad Krozingen, Germany, pp. 157–162. ISBN: 987-3-943891-21-8.

Petersem, S., Hüls, W., Paitazoglou, C. & Albers, J. (2019), Active control of external volume flow rates for single effect absorption chillers, in 'Proc. of 25th Int. congress of refrigeration, IIR/IIF', pp. paper-ID: 1287.

Petersen, S., Albers, J., Graf, R., Hausherr, C., Hüls, W., Hunt, S., Lanser, W., Paitazoglou, C., Schröder, M., Ziegler, F., Panitz, F., Volmer, V., Rühling, K., Mai, R., Keppler, D., Schickel, C., Tuschy, S., Hay, S., Seier, M. & Huther, H. (2019), EnEff: Wärme - Feldtest Absorptionskälteanlagen für KWKK-Systeme, Technical Report FKZ 03ET1171(A-D) (Schlussbericht), TU Berlin, Inst. f. Energietechnik, FG Maschinen u. Energieanlagentechnik.

Petersen, S., Caporal, S., Kühn, A., Mittermaier, M. & Ziegler, F. (2006), Untersuchungsergebnisse einer 10kW  $H_2O/LiBr$  Absorptionskälteanlage, in 'Tagungsband 4. Symposium Solares Kühlen in der Praxis', number Band 74, Fachhochschule Stuttgart - Hochschule für Technik, pp. 151–171.

- Petersen, S., Hüls, W. & Albers, J. (2020), Energieeffiziente Regelung der Rückkühlung von Absorptionskälteanlagen, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Magdeburg, p. paper All.1.19.
- Petersen, S., Hüls, W., Hausherr, C. & Albers, J. (2021), Effizienzorientierte Erzeugerfolgeschaltungen in Kälteversorgungssystemen, in 'Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung', DKV, Dresden, p. paper All.1.20.
- Petersen, S., Ziegler, F., Albers, J. & Lanser, W. (2013), EnEff:Wärme - Absorptionskältetechnik für Niedertemperaturantrieb - Grundlagen und Entwicklung von Absorptionskältemaschinen für die fernwärme- und solarbasierte Kälteversorgung, Technical Report FKZ 0327460B (Schlussbericht), TU Berlin, Inst. f. Energietechnik, FG Maschinen u. Energieanlagentechnik.
- Preisler, A. & Dubisch, F. (2011), Experience Report on System Optimization of a Small Scale Solar Driven Adsorption System in Vienna/Austria, in 'Proc. 4rd Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, Lamaka, Cyprus.
- Riepl, M., M., H., Schweigler, C., Kainer, S. & Hörner, M. (2009), Development of a Two-Stage Absorption Chiller for solar-assisted Cooling and Heating, in 'Proc. 3rd Int. Conference Solar Air-Conditioning', OTTI Energie-Kolleg, Palermo, Sicily, Italy, pp. 547–552. ISBN 978-3-941785-06-9.
- Stein, J. (2009), 'Waterside Economizing in Data Centers: Design and Control Considerations', *ASHRAE Transactions* **115**(2).
- Taylor, S. (2014), 'How to design & control waterside economizers', *ASHRAE Journal* **56**(6), 30–36.
- Underwood, C., Ng, B. & Yik, F. (2015), 'Scheduling of multiple chillers in trigeneration plants', *Energies* **8**(10), 11095–11119.
- Unterberger, V., Muschick, D., Loidl, A., Poms, U., Göllés, M. & Horn, M. (2020), 'Model-based control of hydraulic heat distribution systems – Theory and application', *Control Engineering Practice* **101**, 104464.
- Wobst, E. & Safarik, M. (2007), Wissenschaftliche Begleitung des Ersteinsatzes einer Wasser/Lithiumbromid- Kleinabsorptionskältemaschine - Abschlussbericht zum Entwicklungsprojekt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt, AZ: 22416, Technical report, Institut für Luft und Klimatechnik.
- Yang, J., Chan, K., Dai, T., Zhang, H. & Zhou, Z. (2015), 'A novel control strategy for air-cooled twin-circuit screw chillers', *Procedia Engineering* **121**, 699 – 705. The 9th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning (ISHVAC) joint with the 3rd International Conference on Building Energy and Environment (COBEE), 12-15 July 2015, Tianjin, China.