



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

# Masterarbeit

Oliver Piechocki

## **Regelungs- und verfahrenstechnische Optimierung einer RLT-Anlage zum Einsatz eines vorhandenen Energiemanagementsystems**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Mechanical Engineering and  
Production Management*

**Oliver Piechocki**

**Regelungs- und verfahrenstechnische  
Optimierung einer RLT-Anlage zum  
Einsatz eines vorhandenen  
Energiemanagementsystems**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Nachhaltige Energiesysteme im Maschinenbau  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüferin: Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schulz

Abgabedatum: 25.04.2019

# **Zusammenfassung**

**Oliver Piechocki**

## **Thema der Masterthesis**

Regelungs- und verfahrenstechnische Optimierung einer RLT-Anlage zum Einsatz eines vorhandenen Energiemanagementsystems

## **Stichworte**

Vollklimaanlage, Regelungstechnik, Optimierung, Modellbildung, Simulation, Umluftbeimischung

## **Kurzzusammenfassung**

Gegenstand der hier vorgestellten Arbeit ist die Entwicklung und die praktische Umsetzung einer Regelstrategie für den Ist-Zustand der Vollklimaanlage an der HAW Hamburg. Anhand eines Lasten- und Pflichtenhefts werden die einzelnen Regelkreise entwickelt. Die Eigenschaften der bestehenden Regelstrecken werden erfasst, indem das statische und dynamische Verhalten der Regelstrecken untersucht und ausgewertet wird. Mit diesen Informationen werden charakteristische Kenngrößen und Reglerparameter berechnet. Mit Hilfe einer Modellbildung wird die Vor- und Nacherwärmung simuliert, um die Reglerparameter zu testen. Eine verfahrenstechnische Optimierung hinsichtlich einer direkten Umluftbeimischung wird vorgeschlagen und eine entsprechende Regelstrategie wird entworfen. Darüber hinaus wird ein Laborversuch für Studierende ausgearbeitet.

**Oliver Piechocki**

## **Title of the paper**

Control and process optimization of an HVAC system for the use of an existing energy management system

## **Keywords**

HVAC system, control engineering, optimization, modelling, simulation, addition of recirculation air

## **Abstract**

The topic of the work is the development and practical implementation of a control strategy for the actual state of HVAC system at HAW Hamburg. The different control loops were developed on the basis of a specification sheet. The characteristics of the existing controlled loops are recorded by examining and evaluating the static and dynamic behaviour of the controlled loops. This information is used to determine characteristic parameters and calculate controller parameters. Preheating and postheating are simulated with the help of modelling in order to test the controller parameters. A procedural optimization regarding a direct addition of circulating air is proposed and a corresponding control strategy is designed. In addition, a laboratory project for students is being prepared.



# Aufgabenstellung

## für die Masterthesis

von Herrn Oliver Piechocki

Matrikel-Nummer: 210 67 42

### Thema:

Mit der vorhandenen Regelung im Automatikbetrieb der Vollklimaanlage im Zentrum für Energietechnik an der HAW Hamburg, ist es den Studierenden nicht möglich das theoretisch vermittelte Wissen in Laborversuchen nachzuvollziehen. Um sinnvolle Betriebszustände zu simulieren, ist es daher immer notwendig die Anlage im Handbetrieb zu fahren. Daher soll eine eigene Regelung entwickelt und implementiert werden. Weiterhin wird die Möglichkeit einer verfahrenstechnischen Optimierung mit entsprechender Regelstrategie vorgestellt.

### **Regelungs- und verfahrenstechnische Optimierung einer RLT-Anlage zum Einsatz eines vorhandenen Energiemanagementsystems**

#### **Schwerpunkte dieser Ausarbeitung sind dabei:**

- Erstellung eines Verfahrensschemas mit der Darstellung von relevanten Messpunkten sowie Beschreibung der Funktionsweise und des Ist-Zustands der Anlage und der eingesetzten Messtechnik.
- Entwicklung einer Regelstrategie und Implementierung in die Anlage.
- Konzeptentwurf einer verfahrenstechnischen Optimierung mit einer dazugehörigen Regelstrategie.
- Planung eines Laborversuches für die praktische Ausbildung von Studierenden.
- Untersuchungen zur Feuchtemessung und Überprüfung über eine Erweiterung der bestehenden Messung zur Steigerung der Messgenauigkeit.

Am Ende der Arbeit sind die Ergebnisse kritisch zu bewerten. Die Ergebnisse der Arbeit sind in entsprechender Schriftform darzustellen und zu dokumentieren. Der Fortgang der Arbeit ist in regelmäßigen Abständen mit den Betreuern der Arbeit zu diskutieren.

---

Datum

---

Erstprüfer/in

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Symbole</b> .....	<b>III</b>
<b>Abkürzungen und Indizes</b> .....	<b>V</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>1. Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Motivation.....	1
1.2 Ziel und Gliederung der Arbeit .....	1
<b>2. Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>2</b>
2.1 Grundlagen der Raumklimatechnik .....	2
2.2 Grundlagen der Regelungstechnik.....	8
<b>3. Versuchsanlage</b> .....	<b>14</b>
3.1 Aufbau und Funktionsweise .....	15
3.2 Leittechnik und LabVIEW-Programm .....	17
<b>4. Entwicklung der Regelstrategie</b> .....	<b>19</b>
4.1 Lastenheft für die Regelstrategie .....	19
4.2 Pflichtenheft - Modellierung der Regelkreise.....	27
4.2.1 Entwurf des Regelkreises Vorerwärmung .....	27
4.2.2 Entwurf der Temperaturregelung.....	31
4.2.3 Entwurf der Feuchteregelung .....	35
4.2.4 Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung .....	38
4.3 Analyse der Regelstrecken Vor- und Nacherwärmung .....	45
4.3.1 Statisches Verhalten Vorerwärmung .....	45
4.3.2 Dynamisches Verhalten der Vorerwärmung .....	47
4.3.3 Reglerentwurf für die Vorerwärmung.....	48
4.3.4 Statisches Verhalten der Nacherwärmung .....	49
4.3.5 Dynamisches Verhalten der Nacherwärmung .....	50
4.3.6 Reglerentwurf für die Nacherwärmung .....	51
4.4 Dynamisches Verhalten der Kühlung .....	52
4.5 Analyse der Regelstrecke Befeuchtung .....	53
4.5.1 Statisches Verhalten der Befeuchtung .....	53
4.5.2 Dynamisches Verhalten der Regelstrecke .....	54
4.5.3 Reglerentwurf Befeuchtung.....	55

<b>5. Darstellung der Ergebnisse.....</b>	<b>56</b>
5.1 Simulation des Regelkreises Vorerwärmung.....	56
5.2 Simulation des Regelkreises Nacherwärmung.....	58
5.3 Testen der Regelkreise an der VKA im Feldversuch.....	60
<b>6. Handlungsempfehlungen .....</b>	<b>64</b>
6.1 Untersuchung der Stabilität .....	65
6.2 Störgrößenaufschaltung .....	67
<b>7. Entwurf eines Laborversuches .....</b>	<b>69</b>
<b>8. Verfahrenstechnische Optimierung .....</b>	<b>70</b>
<b>9 Zusammenfassung .....</b>	<b>77</b>
9.1 Fazit .....	77
9.2 Ausblick.....	78
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>79</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>82</b>

# Formelzeichen und Symbole

$c_{p,d}$	spezifische Wärmekapazität von Sattdampf	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$
$c_{p,l}$	spezifische Wärmekapazität von trockener Luft	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$
$e$	Regeldifferenz	$\left[\frac{g}{kg}\right]$ oder $[K]$
$F$	Frequenzgang	$[-]$
$G(s)$	Übertragungsfunktion	$[-]$
$h_{1+X,X}$	spezifische Enthalpie trockener Luft	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$
$h_{AUL}$	spezifische Enthalpie der Außenluft	$\left[\frac{J}{kg K}\right]$
$m$	Masse	$[kg]$
$\dot{m}_l$	Massenstrom der trockenen Luft	$[kg/s]$
$p$	Normdruck	$[Pa]$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$[W]$
$S$	Steuergröße	$[^{\circ}C]$
$T_0$	Außentemperatur	$[^{\circ}C]$
$t_0$	Startzeitpunkt	$[s]$
$T_g$	Ausgleichszeit	$[s]$
$T_n$	Nachstellzeit	$[s]$
$T_u$	Verzugszeit	$[s]$
$V$	Verstärkungsfaktor	$[-]$
$V_0$	Kreisverstärkung	$[-]$
$w$	Führungsgröße (Sollwert)	$[^{\circ}C]$ bzw. $[g/kg]$

$X$	Absolute Feuchte	[g/kg]
$x$	Regelgröße	[°C] oder [g/kg]
$X_a$	Eingangsgröße	[-]
$X_e$	Ausgangsgröße	[-]
$x_{hs}$	Regelbereich	[°C] oder [g/kg]
$y$	Stellgröße	[-]
$y_h$	Stellbereich	[°C] oder [g/kg]
$z$	Störgröße	[-]
$\Delta h_{v,0}$	Spezifische Verdampfungsenthalpie	$\left[ \frac{J}{kg K} \right]$
$\Delta p_V$	Druckdifferenz am Ventilator	[Pa]
$\vartheta$	Temperatur	[°C]
$\varphi$	relative Feuchte	[%]
$\omega$	Kreisfrequenz	[1/s]



# Abkürzungen und Indizes

ABL	Abluft
AUL	Außenluft
Dampfb	Dampfbefeuchtung
Entf	Entfeuchtung
f	flüssiges Wasser
FOL	Fortluft
Kälte	Kältemaschine
Kühl	Kühlung
NE	Nacherwärmung
RL	Rücklauf
RLT	Raumluftechnik
UML	Umluft
VE	Vorerwärmung
VL	Vorerwärmung
ZUL	Zuluft

# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Sollwerte zur Erfüllung der Behaglichkeit.....	23
Tabelle 2 – Sollwerte und Steuergrößen für die Temperatur- und Feuchteregelung ....	39
Tabelle 3 – Einteilung der Außenluft in Bereiche .....	41
Tabelle 4 – Stellgrößen .....	41
Tabelle 5 – Feldeinteilung der Außenluft zur Regelung des Umluftanteils nach [3].....	74

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 – empfohlener Temperaturbereich [7] .....	3
Abbildung 2 – $h_{1+x,x}$ -Diagramm feuchter Luft mit Behaglichkeitsfeld [6] .....	3
Abbildung 3 – Einteilung von RLT-Anlagen [7] .....	4
Abbildung 4 – Erwärmen und Kühlen im $h_{1+x,x}$ -Diagramm [8] .....	4
Abbildung 5 – Entfeuchtung im $h_{1+x,x}$ -Diagramm [8] .....	6
Abbildung 6 – Dampfbefeuchtung im $h_{1+x,x}$ -Diagramm [8] .....	7
Abbildung 7 – Bestandteile eines Regelkreises nach [13] .....	8
Abbildung 8 – Sprungantwort und Kennwerte einer P-Tn-Regelstrecke [14] .....	10
Abbildung 9 – Wirkungsplan eines PI-Reglers [15] .....	11
Abbildung 10 – Stellgrößen des PI-Reglers [15] .....	12
Abbildung 11 – Regelgüte [17] .....	13
Abbildung 12 – Vollklimaanlage der HAW Hamburg [19] .....	14
Abbildung 13 – Verfahrensfliessbild der VKA .....	15
Abbildung 14 – LabVIEW-Oberfläche .....	17
Abbildung 15 – Sollwertänderung mit der relativen Feuchte als Regelgröße .....	21
Abbildung 16 – Sollwertänderung für absolute Feuchte als Regelgröße .....	22
Abbildung 17 – Zustandsänderung im Winterbetrieb .....	24
Abbildung 18 – Zustandsänderung im Sommerbetrieb [27] .....	25
Abbildung 19 – Trocknung feuchter Luft .....	25
Abbildung 20 – Regelkreis Vorerwärmung .....	28
Abbildung 21 – Wirkungsplan des Regelkreises zur Vorerwärmung .....	29
Abbildung 22 – Wirkdiagramm Vorerwärmung .....	31

Abbildung 23 – Regelkreis Nacherwärmung.....	32
Abbildung 24 – Steuerungsschema der Kältemaschine.....	34
Abbildung 25 – Wirkungsplan der Feuchteregelung .....	37
Abbildung 26 – Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung für die VKA .....	38
Abbildung 27 – Einteilung des Außenluft in einen Bereich im $h_{1+x,x}$ -Diagramm .....	40
Abbildung 28 – Ablaufplan Vorerwärmung .....	42
Abbildung 29 – Programmablaufplan der Regelung .....	43
Abbildung 30 – Streckenkennlinie Vorerwärmung .....	46
Abbildung 31 – Dynamisches Verhalten Vorerwärmung.....	47
Abbildung 32 – Streckenkennlinie Nacherwärmung.....	49
Abbildung 33 – Dynamisches Verhalten der Nacherwärmung .....	50
Abbildung 34 – Dynamisches Verhalten der Kühlung .....	52
Abbildung 35 – statisches Verhalten der Befeuchtung.....	53
Abbildung 36 – dynamisches Verhalten der Befeuchtung.....	54
Abbildung 37 – Systemverifikation des Modells der Vorerwärmung.....	57
Abbildung 38 – Simulation der Regelung der Vorerwärmung .....	57
Abbildung 39 – Systemverifikation des Modells der Nacherwärmung.....	58
Abbildung 40 – Simulation der Regelung der Nacherwärmung.....	59
Abbildung 41 – Testen des Regelkreises Vorerwärmung .....	60
Abbildung 42 – Testen des Regelkreises Nacherwärmung.....	61
Abbildung 43 – Testen des Regelkreises Befeuchtung.....	62
Abbildung 44 – Testen der Steuerungseinheit Kühlung im Feldversuch .....	63
Abbildung 45 – Tuning der Reglerparameter eines Regelkreises .....	64
Abbildung 46 – Ortskurve für ein P-T1-Glied nach [14].....	66

Abbildung 47 – Ortskurve für einen stabilen und instabilen Regelkreis [33].....	67
Abbildung 48 – Störgrößenaufschaltung für die Vorerwärmung nach [22] .....	68
Abbildung 49 – Zustandsänderungen der Außenluft mit und ohne Umluftbeimischung nach [3] .....	71
Abbildung 50 – Zustandsänderungen zur Herleitung der Grenzlinie mit 5352 kJ/kg nach [3] .....	72
Abbildung 51 – $h_{1+x,x}$ -Diagramm mit Feldeinteilung für den Kühlfall mit Umluftbeimischung nach [3] .....	73
Abbildung 52 – $h_{1+x,x}$ -Diagramm mit Feldeinteilung für den Heizfall mit Umluftbeimischung [31] .....	75
Abbildung 53 – Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung für die VKA mit Umluftbeimischung .....	76

# 1. Einleitung

## 1.1 Motivation

Klimaanlagen werden in den unterschiedlichsten Bereichen wie z.B. in modernen Büros eingesetzt und spielen dort eine wesentliche Rolle für den Komfort und das Wohlbefinden der Mitarbeiter. Hinsichtlich der ständigen Bestrebungen die Energieeffizienz zu verbessern und Einsparpotentiale aufzudecken, gewinnt der Betrieb von Klimaanlagen immer mehr an Bedeutung. Im Zuge dessen ist ein Verständnis der Funktionsweise unerlässlich. Für den praktischen Anteil des Moduls Klimatechnik wird den Studierenden im Zentrum für Energietechnik der HAW Hamburg eine Vollklimaanlage für Laborübungen zur Verfügung gestellt. Die Vollklimaanlage ist schon seit geraumer Zeit in Betrieb, weist jedoch regelungs- sowie verfahrenstechnisch Schwächen auf. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese Schwächen durch eine neue Regelstrategie sowie einem Konzeptentwurf zur direkten Umluftbeimischung beseitigt.

## 1.2 Ziel und Gliederung der Arbeit

Ziel der Arbeit ist es, eine Regelstrategie für den Ist-Zustand der Vollklimaanlage zu entwickeln und zu implementieren. Darüber hinaus wird eine Möglichkeit aufgezeigt die Vollklimaanlage verfahrenstechnisch zu optimieren, indem die Umluft direkt beigemischt wird. Hierfür wird außerdem die dazugehörige Regelstrategie vorgestellt. Dadurch lässt sich die Energieeffizienz deutlich erhöhen.

Zu Beginn werden die thermodynamischen und regelungstechnischen Grundlagen in Bezug auf die Aufgabenstellung vorgestellt. Daraufhin wird der Aufbau und die Funktionsweise der Vollklimaanlage beschrieben. Anschließend werden Anforderungen und technische Randbedingungen in einem Lastenheft definiert. Das Lastenheft beinhaltet außerdem die Aufgabenbeschreibung und die Ziele. Im Pflichtenheft werden die Regelstrategien und daraus die Regelkreise und die Programmablaufpläne erarbeitet. Im Laufe dieses Abschnitts werden Störgrößen und deren Auswirkungen auf die Regelgrößen identifiziert und die Stellbereiche, die Stell- und die Messorte werden aufgeführt. Sollwerte für die Zulufttemperatur und -feuchte werden beziehungsweise zu den thermodynamischen Grundlagen gewählt. In den nächsten Kapiteln werden die Regelstrecken experimentell auf ihr statisches und dynamisches Verhalten untersucht. Die charakteristischen Größen werden aus den Untersuchungen ermittelt und dienen als Basis für die Einstellung der Reglerparameter. Es folgt eine Modellbildung und Simulation der Vor- und Nacherwärmung, um die Reglerparameter zu testen und um Grenzen der Stabilität aufzuzeigen. Nach erfolgreicher Implementierung werden die Ergebnisse dargestellt und die Regelung im Feldversuch getestet. Weiterhin werden Handlungsempfehlungen definiert, mit dem Ziel die Regelung hinsichtlich der Totzeiten zu optimieren. Im Anschluss wird die verfahrenstechnische Optimierung mit dem Konzept der Regelstrategie für einen maximalen bzw. minimalen Umluftanteil vorgestellt.

## 2. Theoretische Grundlagen

### 2.1 Grundlagen der Raumklimatechnik

Die Raumklimatechnik wird genutzt, um bestimmte Anforderungen an einen Raum zu erfüllen. Die Anforderungen werden erfüllt, indem die Lasten eines Raumes abgeführt werden. Die Lasten eines Raumes werden in Feuchte-, Wärme-, Druck-, Geschwindigkeits- und Schadstofflasten unterteilt. Der gewünschte Zustand im Raum ist ein Zusammenspiel aus der Temperatur, der Feuchte, dem Druck, der Luftqualität und der Luftgeschwindigkeit [3]. Raumlufttechnische Anlagen (RLT-Anlagen) dienen dazu, den gewünschten Zustand in einem Raum einzustellen. Dafür durchströmt die zu konditionierende Luft die RLT-Anlage und wird erwärmt, gekühlt, be- und entfeuchtet sowie durch Filter gereinigt. Der gewünschte Zustand hängt vom Anwendungsfall ab. Die Raumklimatechnik wird beispielsweise in der Lagerhaltung von Lebensmitteln, in Museen, in Laboren, in Produktionshallen, in Rechenzentren und in Büros angewendet.

Die DIN EN ISO 7730 legt Grenzen für den Zustand der Luft fest, in denen sich der Mensch wohl fühlt. Der Begriff der thermischen Behaglichkeit nimmt dabei eine zentrale Rolle ein. Dieser wird definiert „als das Gefühl, das Zufriedenheit mit dem Umgebungsklima ausdrückt“ [4]. Die thermische Behaglichkeit wird subjektiv empfunden. Die thermischen Haupteinflussgrößen sind unter anderem der Aktivitätsgrad und die Bekleidung des Menschen, die Raumlufttemperatur, die Temperatur der Raumumschließungsflächen, die Luftfeuchte und die Luftgeschwindigkeit. In der Raumklimatechnik wird außerdem der Begriff der operativen Raumtemperatur eingeführt. Diese wird berechnet aus dem Mittelwert der Lufttemperatur und der Umschließungsflächentemperatur [5]. In Abbildung 1 wird die operative Temperatur in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur nach DIN EN ISO 7730 dargestellt. In Abbildung 1 ist ein empfohlener Bereich markiert, in dem die Lufttemperatur als behaglich empfunden wird. Bei Außentemperaturen bis zu 26°C werden operative Temperaturen zwischen 22 - 25°C empfohlen. Kleine kurzzeitige Über- bzw. Unterschreitungen sind zulässig.

Mit steigender Außentemperatur über 26°C verändert sich der empfohlene Bereich, vgl. Abbildung 1. Die relative Feuchte soll Werte zwischen 30 – 65% annehmen. Relative Feuchten kleiner als 30% können Schleimhäute trocknen und Erkältungen hervorrufen. Bei relativen Feuchten größer als 65% liegt die Luft im Schwülegebiet und wird ebenfalls als unbehaglich empfunden. Die absolute Feuchte sollte nicht über 11,5 g/kg Wassergehalt liegen. Durch eine hohe absolute Feuchte kann die Luft weniger abgegebenen Wasserdampf des Menschen aufnehmen und es bildet sich Schweiß auf der Hautoberfläche [6].

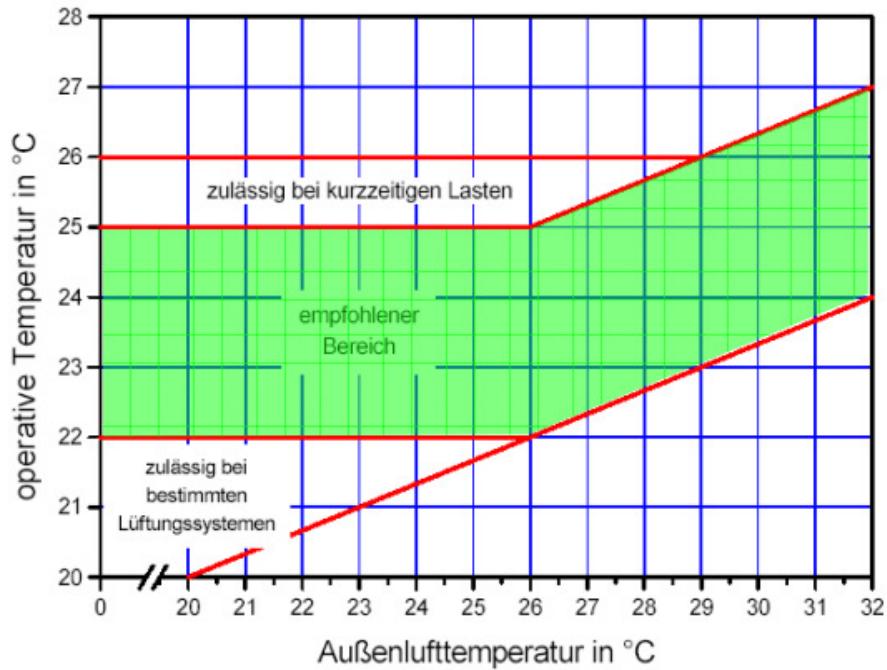
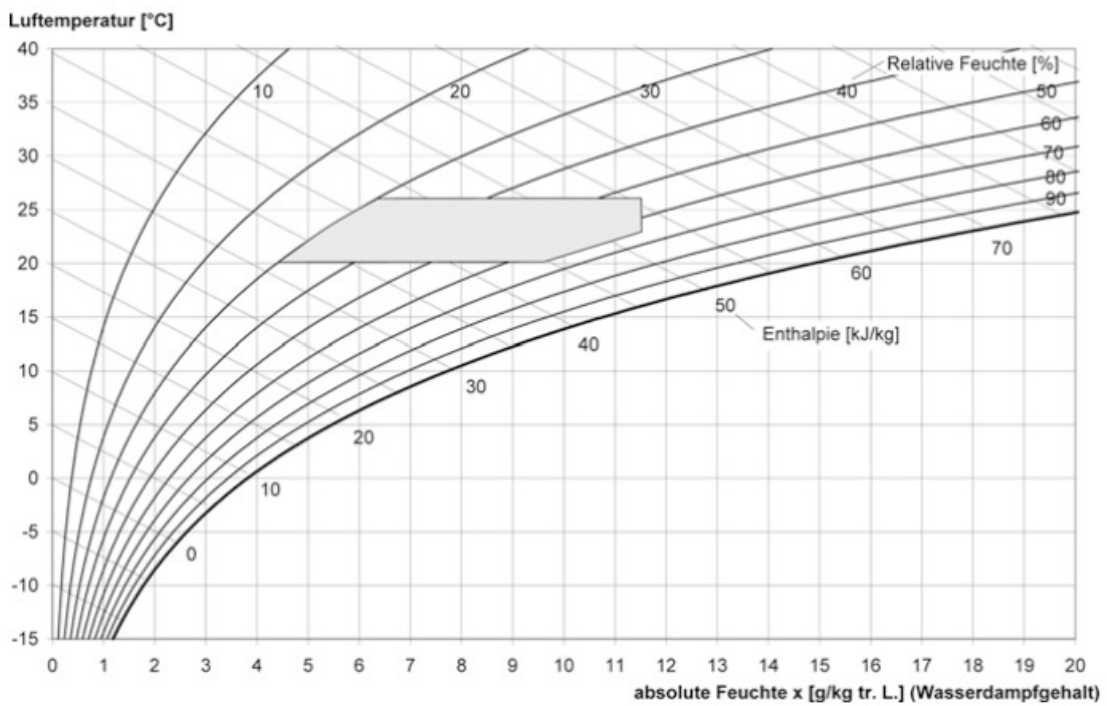


Abbildung 1 – empfohlener Temperaturbereich [7]

Werden die zuvor definierten Anforderungen der Raumluft in ein  $h_{1+X,X}$ -Diagramm eingetragen, ergibt sich ein Behaglichkeitsfeld. Das Ziel ist es also, sämtliche Lasten eines Raumes abzuführen und den Zustand konstant innerhalb der Grenzen des Behaglichkeitsfeldes zu halten. In Abbildung 2 wird das Behaglichkeitsfeld im  $h_{1+X,X}$ -Diagramm gezeigt.

Abbildung 2 –  $h_{1+X,X}$ -Diagramm feuchter Luft mit Behaglichkeitsfeld [6]



RLT-Anlagen werden abhängig vom Einsatzgebiet und den Funktionen unterschiedlich ausgeführt. In Abbildung 3 wird ein Überblick eine Klassifizierung von RLT-Anlagen gezeigt.

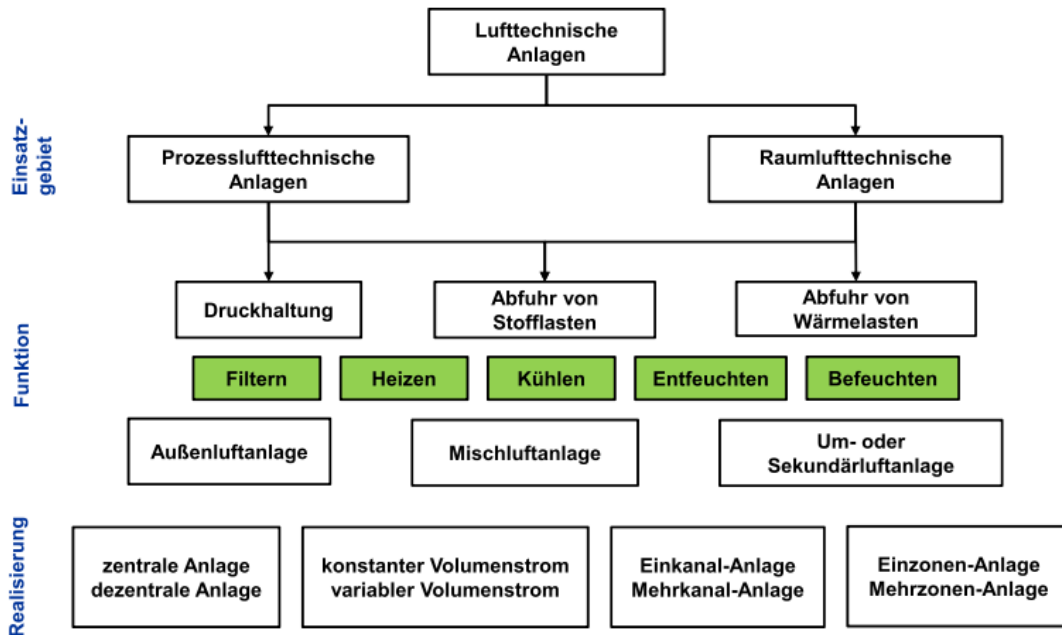


Abbildung 3 – Einteilung von RLT-Anlagen [7]

Um die Außenluft so zu behandeln, dass diese im Behaglichkeitsfeld liegt, werden verschiedene Zustandsänderungen benötigt. Diese werden durch die Komponenten einer RLT-Anlage realisiert. Sind alle grün markierten Funktionen aus Abbildung 3 in einer RLT-Anlage vorhanden, handelt es sich um eine Vollklimaanlage (VKA).

In Abbildung 4 wird das Erwärmen und Kühlen als Zustandsänderung der Luft im  $h_{1+x}, X$ -Diagramm gezeigt.

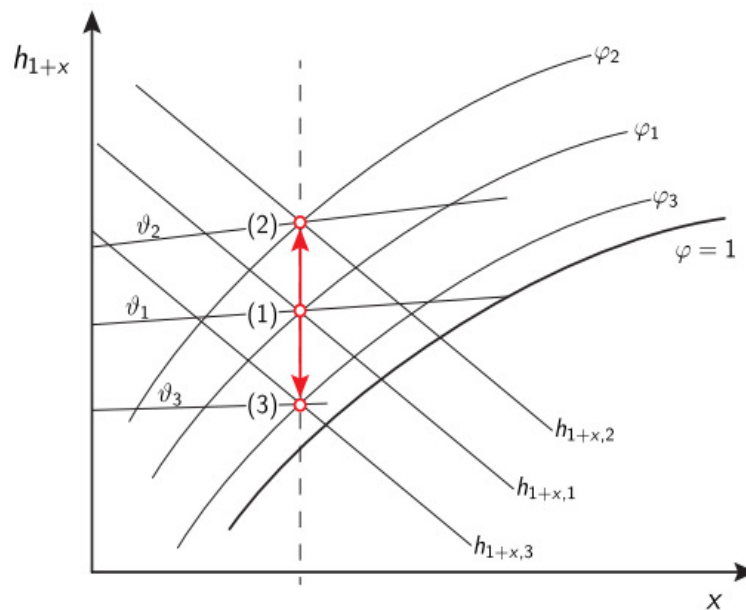


Abbildung 4 – Erwärmen und Kühlen im  $h_{1+x}, X$ -Diagramm [8]

Von Punkt 1 nach 2 wird die Luft erwärmt. Die Temperatur und die Enthalpie werden erhöht, aber die relative Feuchte verringert. Von Punkt 1 nach Punkt 2 wird die Luft ohne Kondensation gekühlt. Die Enthalpie nimmt ab, da der Luft Wärme entzogen wird. Nachdem die Luft gekühlt wird, ist die relative Feuchte größer. Die absolute Feuchte bleibt konstant, wenn die Luft erwärmt oder gekühlt wird.

Um die Luft von Punkt 1 nach 2 zu erwärmen wird ein Wärmestrom benötigt, der wie folgt berechnet wird:

$$\dot{Q}_{12} = \dot{m}_l \cdot (h_{1+X,2} - h_{1+X,1}) \quad (1)$$

In Gleichung (1) wird der Massenstrom der trockenen Luft mit der spezifischen Enthalpiedifferenz der feuchten Luft multipliziert. Spezifische extensive Zustandsgrößen einphasiger Systeme werden auf die Gesamtmasse des Systems bezogen. Spezifische extensive Zustandsgrößen von feuchter Luft werden dagegen auf die Masse der trockenen Luft bezogen. Dies wird dadurch begründet, dass die Masse der trockenen Luft konstant und die Masse des Wasseranteils variabel ist. Demnach entfällt ein permanentes Anpassen der Bezugsmasse bei der Wahl für die trockene Luft als Bezug. Feuchte Luft besteht aus einem Gemisch zwischen trockener Luft als Gasgemisch und Wasser in den verschiedenen Aggregatzuständen. Trockene Luft und Wasserdampf bilden eine Gasphase und können als ideales Gas mit einem Fehler kleiner als 3% bei Temperaturen bis zu 100°C angenommen werden [8]. Die spezifische Enthalpie feuchter Luft besteht demnach aus dem Anteil der trockenen Luft und dem Anteil des Wassers.

Der variable Anteil des Wassers wird über den Wassergehalt dargestellt [9].

$$X = \frac{m_w}{m_l} \quad (2)$$

Die Masse des Wassers  $m_w$  kann dampfförmig, flüssig oder als Eis vorliegen. Die spezifische Enthalpie feuchter Luft wird als Summe der spezifischen Enthalpie der trockenen Luft und der spezifischen Enthalpie des Wasseranteils berechnet.

$$h_{1+X} = h_l + X \cdot h_w \quad (3)$$

Es ist zu beachten, dass die spezifische Enthalpie des Wasseranteils für ungesättigte oder übersättigte Luft berechnet wird. Es muss also zunächst geklärt werden, in welchem der drei Zustände der Wasseranteil in der feuchten Luft vorliegt. Das geschieht mit Hilfe der Dampfdruckkurve.

Ist die Luft gesättigt, entspricht der Partialdruck des Wasserdampfes gerade dem Sättigungsdampfdruck. Der Sättigungsdampfdruck kann aus der Dampf tabel entnommen werden, wenn die Temperatur und der Partialdruck des Wasserdampfes bekannt sind. Übersättigte Luft liegt demnach vor, wenn der Partialdruck des Wasserdampfes größer als der Sättigungsdampfdruck ist. In diesem Fall liegt der Wasseranteil flüssig vor, sofern die Schmelzdruckkurve nicht unterschritten wird. Ungesättigte Luft liegt vor, wenn der Partialdruck des Wasserdampfes kleiner als der Sättigungsdampfdruck ist. Der Wasseranteil liegt dampfförmig vor.



Die Zustandsänderung von Punkt 2 nach 2' findet entlang der Nebelisothermen statt. Die spezifische Enthalpie für Zustand 2' wird mit Gleichung (6) berechnet.

$$h_{1+x,2'} = h_l + X'_{2'} \cdot h_d \quad (6)$$

Die spezifische Enthalpie für Zustand wird analog nach Gleichung (4) berechnet. Es muss jedoch der Wassergehalt angepasst werden. Mit diesen Gleichungen lässt sich der Wärmestrom für jede Zustandsänderung berechnen. Für bekannte Temperaturen und relative oder absolute Feuchten können die spezifischen Enthalpien und der Wassergehalt grafisch aus dem  $h_{1+x,x}$ -Diagramm abgelesen werden.

In Abbildung 6 ist die Zustandsänderung der Luft dargestellt, wenn sie mit Sattdampf befeuchtet wird. Die Zustandsänderung ist vereinfacht als Isotherme von Punkt 1 nach 3 dargestellt. Der Verlauf der Zustandsänderung wird mit Hilfe der Polkonstruktion gezeichnet. Hierfür muss die spezifische Enthalpie von Sattdampf bekannt sein.

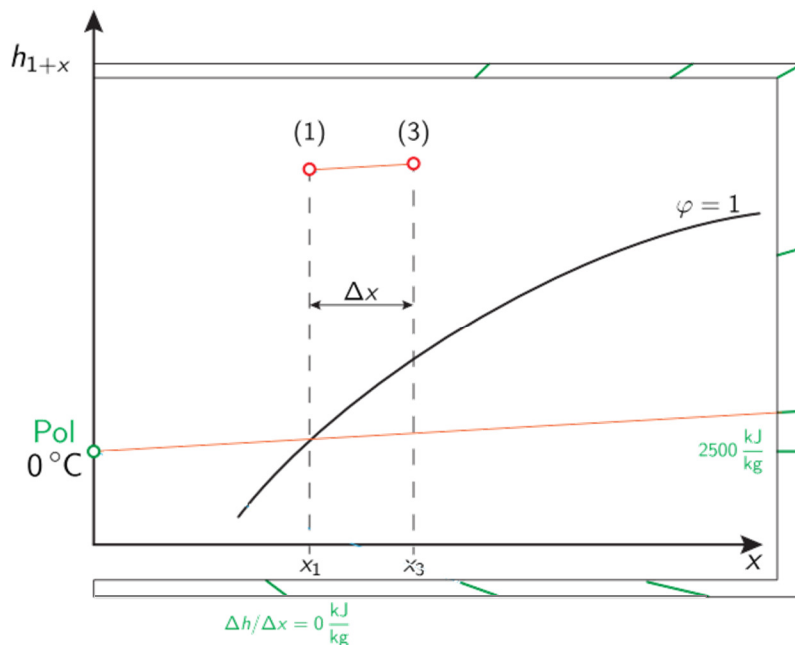


Abbildung 6 – Dampfbefeuchtung im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm [8]

Sattdampf hat eine spezifische Enthalpie von 2676 kJ/kg bei 100°C [10]. Berechnet wird die spezifische Enthalpie von Sattdampf nach der folgenden Gleichung:

$$h_d = \Delta h_{v,0} + c_{p,d} \cdot 100^\circ\text{C} \quad (7)$$

Wasserdampf wird als ideales Gas behandelt. Die spezifische Enthalpie wird in zwei Schritten berechnet. Zunächst muss das Wasser ausgehend vom Bezugszustand (0°C) verdampft und anschließend auf 100°C erwärmt werden. Die spezifische Enthalpie des Wasserdampfes ist demnach die Summe der Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_{v,0}$  bezogen auf 0°C und der Erwärmung auf 100°C.

## 2.2 Grundlagen der Regelungstechnik

Die Aufgabe der Regelungstechnik besteht darin, einen sich zeitlich verändernden technischen Prozess so zu beeinflussen, dass dieser selbst bei Störungen von außen in einer vorbestimmten Weise abläuft [11]. Der Prozess wird durch eine Steuerung oder durch eine Regelung beeinflusst.

Die Steuerung ist nach DIN 19226 ein Vorgang, bei dem Eingangsgrößen die Ausgangsgrößen „aufgrund der dem System eigentümlichen Gesetzmäßigkeiten beeinflussen“ [12]. Die Steuerung wird durch einen vorwärts gerichteten Signalffluss charakterisiert.

Das Steuerglied beeinflusst das Stellglied, nachdem Messwerte der Eingangsgröße ausgewertet wurden. Das Steuerglied erhält keine Informationen darüber, inwiefern die zu beeinflussende Größe verändert wurde.

Sinnvoller ist es, die zu beeinflussende Größe zu messen und diese in einen Regler zurückzuführen. Dadurch wird der technische Prozess von diesen Messwerten abhängig. Dies führt zur Definition der Regelung nach der DIN 19226. Die Regelung ist ein Vorgang, bei dem die zu regelnde Größe (Regelgröße) gemessen und mit der Führungsgröße verglichen wird. Abhängig von diesem Vergleich berechnet der Regler die Stellgröße, die durch den Steller eingestellt wird. Demnach existiert bei einer Regelung ein geschlossener Wirkungskreis.

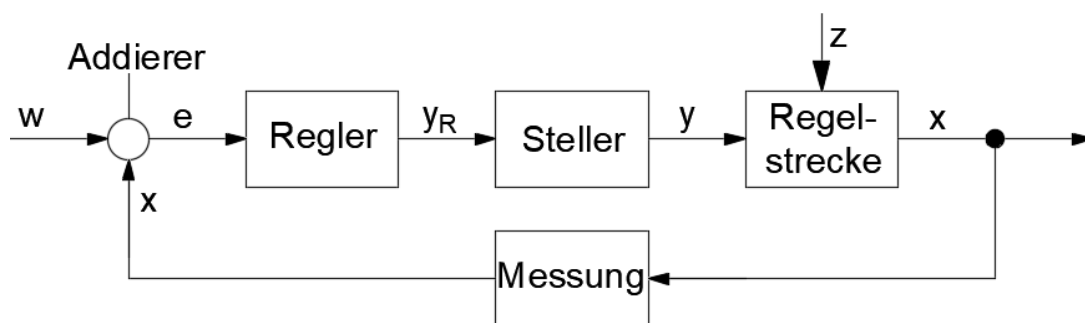


Abbildung 7 – Bestandteile eines Regelkreises nach [13]

In Abbildung 7 wird das schematische Prinzip eines Regelkreises angelehnt an die DIN IEC 60050-351 gezeigt. Eine Regeleinrichtung besteht aus dem Addierer, dem Regler und dem Stellglied. Der Addierer subtrahiert die Regelgröße  $x$  als Istwert von der Führungsgröße  $w$  als Sollwert. Die Regelgröße  $x$  ist die Größe, die auf den gewünschten Wert der Führungsgröße beeinflusst werden soll. Das Ergebnis des Vergleichs wird Regeldifferenz  $e$  genannt. Aus der Regeldifferenz wird durch den Regler die Reglerausgangsgröße  $y_R$  berechnet und an den Steller weitergegeben. Der Steller ist zum Beispiel sehr häufig ein Elektromotor, der ein Ventil ansteuert und den Ventilhub verändert. Der Steller wird darüber informiert, inwiefern die Regelgröße beeinflusst werden soll und berechnet die Stellgröße  $y$ . Die Reglerausgangsgröße entspricht der Stellgröße, wenn keine Signalumformung nötig ist. Wie die Größe berechnet wird, hängt von dem Regelalgorithmus ab. Das Stellglied gehört zur Regelstrecke und ist die Anlagenkomponente, durch welche die Stellgröße verändert

wird (z.B. ein Ventil). Die Regelstrecke besteht aus den Anlagenkomponenten zwischen dem Stellglied und dem Messort. Anlagen in der Versorgungstechnik werden in erster Linie nach der Heiz- oder Kühllast ausgelegt, sodass die Regelstrecken vorgegeben sind. Die Störgröße  $z$  wirkt als Eingangsgröße in die Regelstrecke und ändert die Regelgröße unvorhersehbar.

Der Regelkreis aus Abbildung 7 ist in Form eines Wirkungsplans dargestellt. In einem Wirkungsplan werden sämtliche relevante Anlagenkomponenten als Block dargestellt. Diese Blöcke werden Übertragungsglieder genannt, da die Eingangsgrößen in Ausgangsgrößen übertragen werden. Ein Regelkreis setzt sich zusammenfassend aus einer Regeleinrichtung und einer bestehenden Regelstrecke zusammen. Der auszuwählende Regler hängt von der Art der Regelstrecke und dem gewünschten Verhalten des Regelkreises ab.

Zur Auswahl des Reglers kann ein mathematisches Modell mit den Eigenschaften der Regelstrecken dienen. Das mathematische Modell der Regelstrecken kann beispielsweise mit Hilfe eines Zustandsraummodells, Übertragungsfunktionen und Differentialgleichungen entwickelt werden. Die Modellbildung eignet sich sehr gut, um Optimierungspotentiale bestehender Regelungen aufzuzeigen.

Das statische Verhalten wird durch den Zustand gekennzeichnet, bei dem eine konstante Eingangsgröße nach einer bestimmten Zeit eine konstante Ausgangsgröße liefert. Es herrscht also ein stationärer Zustand (Beharrungszustand) vor. Das statische Verhalten stellt die Abhängigkeit von der Ein- zur Ausgangsgröße dar. In der Praxis herrscht vorwiegend eine nichtlineare Abhängigkeit. Der Proportionalbeiwert der Regelstrecke variiert für verschiedene Wertepaare von Stell- und Regelgröße als Ein- und Ausgangsgröße. Um ein möglichst lineares Verhalten zwischen Stell- und Regelgröße herbeizuführen, wird ein Arbeitspunkt gewählt. Der Proportionalbeiwert der Regelstrecke  $K_{PS}$  wird als Anstieg der Tangente im Arbeitspunkt berechnet.

$$K_{PS} = \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad (8)$$

Dadurch wird die Kennlinie der Regelstrecke im Arbeitspunkt linearisiert und es wird ein instabiles Verhalten des Regelkreises vermieden, weil der Proportionalbeiwert  $K_{PS}$  im nichtlinearen Bereich variiert. Der Arbeitspunkt ist in einem möglichst linearen Bereich zu wählen. Die statische Kennlinie wird ermittelt, indem ein Wert für die Stellgröße eingestellt und gewartet wird, bis sich die Regelgröße im Beharrungszustand befindet. Dies geschieht für verschiedene Werte der Stellgröße. Die Wertepaare werden dokumentiert und die Regel- über die Stellgröße aufgetragen.

Das dynamische Verhalten beschreibt, wie sich die Ausgangsgröße zeitlich ändert, nachdem die Eingangsgröße sprunghaft geändert wird. Die dynamische Kennlinie gibt Informationen darüber, um was für eine Art von Regelstrecke es sich handelt. Diese wird ermittelt, indem die Stellgröße mit einer Sprungfunktion beaufschlagt wird. Die über die Zeit aufgetragene Regelgröße wird Sprungantwort genannt.

Die Sprungantwort wird grafisch ausgewertet und es werden charakteristische Kenngrößen der Regelstrecke berechnet.

In Abbildung wird 8 eine exemplarische Sprungantwort und die charakteristischen Kennwerte für eine in der Versorgungstechnik häufig vorkommende P-T<sub>n</sub>-Regelstrecke gezeigt.

Dies entspricht einem Verzögerungsglied n-ter Ordnung. Die Höhe der Ordnung ergibt sich aus der Anzahl der Energiespeicher im Regelkreis. Wird beispielsweise die Temperatur über einen Wärmeübertrager in einem Zuluftkanal einer Klimaanlage geregelt, sind drei Energiespeicher vorhanden: Die Rohrleitung zum Wärmeübertrager, der Wärmeübertrager und der Temperatursensor. Dies ist dadurch begründet, dass die Speicher im Regelkreis durch die Stellgröße nur mit einer Verzögerung verändert werden können.

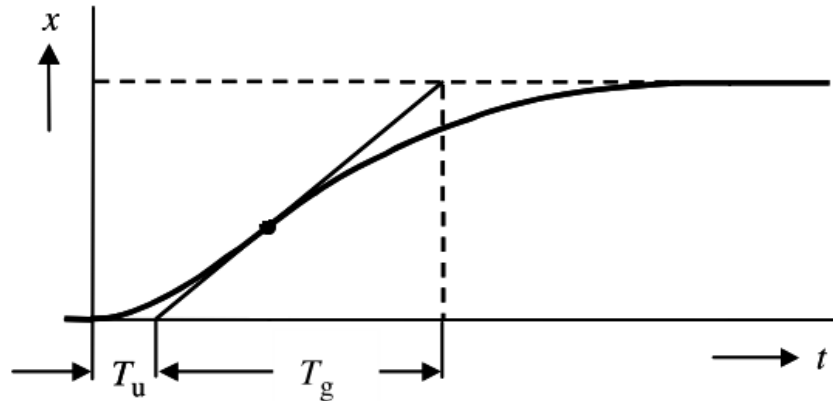


Abbildung 8 – Sprungantwort und Kennwerte einer P-T<sub>n</sub>-Regelstrecke [14]

Die Tangente wird im Wendepunkt angelegt, um die Kennwerte  $T_u$  und  $T_g$  zu ermitteln.  $T_u$  wird Verzugszeit genannt und spiegelt eine Totzeit wider.  $T_g$  wird Ausgleichszeit genannt und ist der Zeitabschnitt, in dem ausgehend von  $T_u$  ein stationärer Wert erreicht wird. Damit sind mit  $K_{pS}$  drei Kennwerte vorhanden, um die Regelstrecke zu beschreiben. Eine kleine Verzugszeit bedeutet, dass der Regler nur wenig verzögert auf die Sprungfunktion reagiert. Dieses Verhalten ist gewünscht und wird als gute Regelbarkeit bezeichnet [14]. Die Regelbarkeit hängt vom Verhältnis der Verzugszeit zur Ausgleichszeit ab und wird als Schwierigkeitsgrad  $S$  der Strecke berechnet.

$$S = \frac{T_u}{T_g} \quad (9)$$

Mit einer abgeschätzten Anzahl an Speichern in einem Regelkreis kann der Schwierigkeitsgrad der Strecke näherungsweise berechnet werden. Für das Beispiel mit den drei Speichern wird der Schwierigkeitsgrad  $S$  der Strecke zu

$$S = \frac{n-1}{10} = \frac{3-1}{10} = 0,2 \quad (10)$$

berechnet. Der Wert 0,2 deutet auf eine Regelstrecke, deren Regelbarkeit nur befriedigend ist [33]. Dies liegt an den Verzögerungsgliedern und ist ein häufiges Problem in versorgungstechnischen Anlagen. Das dynamische Verhalten der Regelstrecke ist demnach ausschlaggebend für den Reglertyp, der einzusetzen ist.

Es wird zwischen stetigen, quasistetigen und unstetigen Reglern unterschieden. Unstetige Regler erzeugen eine Stellgröße, die nur bestimmte Werte annehmen kann. Beispielsweise sind dies Zweipunkt- bzw. Dreipunktregler. Stetige Regler sind bekannt als P-, I-, D-Regler oder deren Kombinationen. Die berechnete Stellgröße ist ein elektrisches Signal im Bereich von 0/2 – 10V oder 0/4 – 20mA. Die Stellgröße wird durch Regelalgorithmen berechnet, welche auf Reglerparameter basieren. Mit diesen lässt sich die Stellgröße an das Verhalten der Regelstrecke anpassen. Die Abkürzungen P, I und D stehen für:

- $K_P$  – proportional
- $K_I$  – integrierend
- $K_D$  – differenzierend

Der P-Anteil reagiert, sobald eine Regelabweichung vorhanden ist. Wenn die Regelabweichung null ist, wirkt der P-Anteil nicht. Demzufolge wird eine bleibende Regelabweichung vorherrschen. Der I-Anteil integriert die Regelabweichung über die Zeit und multipliziert diese mit dem Integralbeiwert  $K_I$ . Die Stellgröße durch den I-Anteil vergrößert sich mit der Zeit bei konstanter Regelabweichung. Durch den I-Anteil wird die bleibende Regelabweichung zu null ausgeglet.

Die Kombination aus P- und I-Anteil wird in der Versorgungstechnik sehr häufig eingesetzt [33]. Der PI-Regler kombiniert die Vorteile des schnell reagierenden P-Reglers mit dem I-Anteil, der für eine bleibende Regeldifferenz gegen Null sorgt. In Abbildung 9 ist der Wirkungsplan eines PI-Reglers dargestellt.

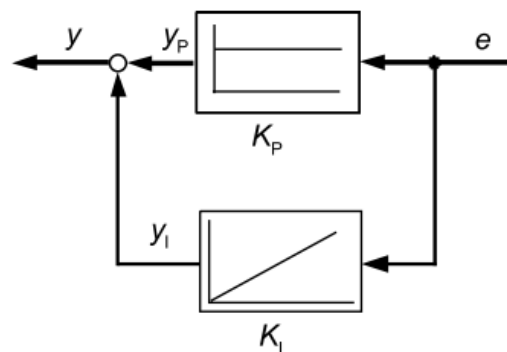


Abbildung 9 – Wirkungsplan eines PI-Reglers [15]

Die Stellgröße  $y$  wird wie folgt berechnet:

$$y = y_I + y_P = K_I \int e \, dt + K_P \cdot e = K_P \cdot \left( e + \frac{K_I}{K_P} \cdot \int e \, dt \right) \quad (11)$$

In Gleichung (11) wird als Reglerparameter neben dem Proportionalbeiwert  $K_P$  die Nachstellzeit  $T_n$  eingeführt.



$$T_n = \frac{K_P}{K_I} \quad (12)$$

Die Nachstellzeit kann indirekt aus der Sprungantwort durch praktische Einstellregeln berechnet werden. Da der P-Anteil sofort auf die Regelabweichung reagiert, wird unmittelbar eine bestimmte Stellgröße berechnet.  $T_n$  ist der Zeitabschnitt, bis der I-Anteil genau denselben Wert der Stellgröße des P-Anteils erreicht hat [16]. Abbildung 10 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Hier sind die Stellgrößen des P-, I- und PI-Reglers über Zeit für eine konstante Regelabweichung aufgetragen.

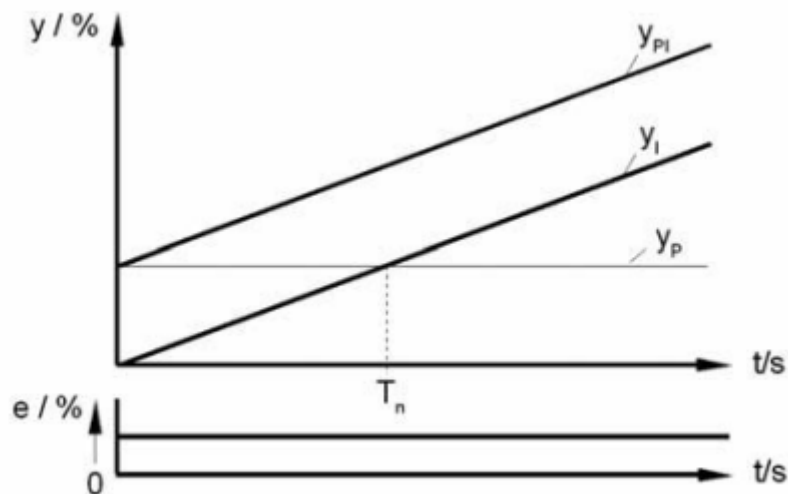


Abbildung 10 – Stellgrößen des PI-Reglers [15]

Eine kleine Nachstellzeit  $T_n$  bzw. ein großer Integralbeiwert  $K_I$  führt zu einer schnelleren Reaktion des I-Anteils, wenn sich die Regeldifferenz  $e$  ändert. Dies hat allerdings Folgen auf die Regelgüte, denn damit wird die Überschwingweite erhöht und das System neigt zum Schwingen.

In Abbildung 11 ist eine Sprungantwort dargestellt. Ein hoher Wert des Proportionalbeiwerts  $K_P$  führt zu einer kleinen Regeldifferenz und einer kleineren Ausregelzeit. Zu große Werte für  $K_P$  führen jedoch zu einer stark ausgeprägten Überschwingweite [18]. Die Überschwingweite ist die Differenz zwischen der ersten Amplitude und der Regelgröße im Beharrungszustand. Ziel der Regelung ist es, die Reglerparameter so einzustellen, dass eine definierte Regelgüte eingehalten wird. In der Praxis werden aus den charakteristischen Größen der Regelstrecke mittels Einstellregeln die Reglerparameter berechnet. Die so berechneten Reglerparameter sind als erste gute Annäherung an ein optimales Regelverhalten anzusehen. Anschließend muss ein Tuning der Reglerparameter durchgeführt werden. Das Verfahren wird im Kapitel 6 Handlungsempfehlungen beschrieben.

Der D-Anteil spielt in der Versorgungstechnik keine Rolle, da es keine Regelstrecken mit diesem Verhalten gibt [33]. Mit schnellen Änderungen der Regelabweichung ist aufgrund der Trägheit des Systems nicht zu rechnen.

Mit Hilfe von Abbildung 11 werden die restlichen Gütekriterien neben der Überschwingweite und der bleibenden Regeldifferenz definiert. Die Anregelzeit ist ein Maß dafür, wie schnell die Regelung reagiert. Sie ist die Zeit, in der die Regelgröße zum ersten Mal in den Toleranzbereich der Führungsgröße eintritt, ausgehend vom Zeitpunkt  $t_0$ .

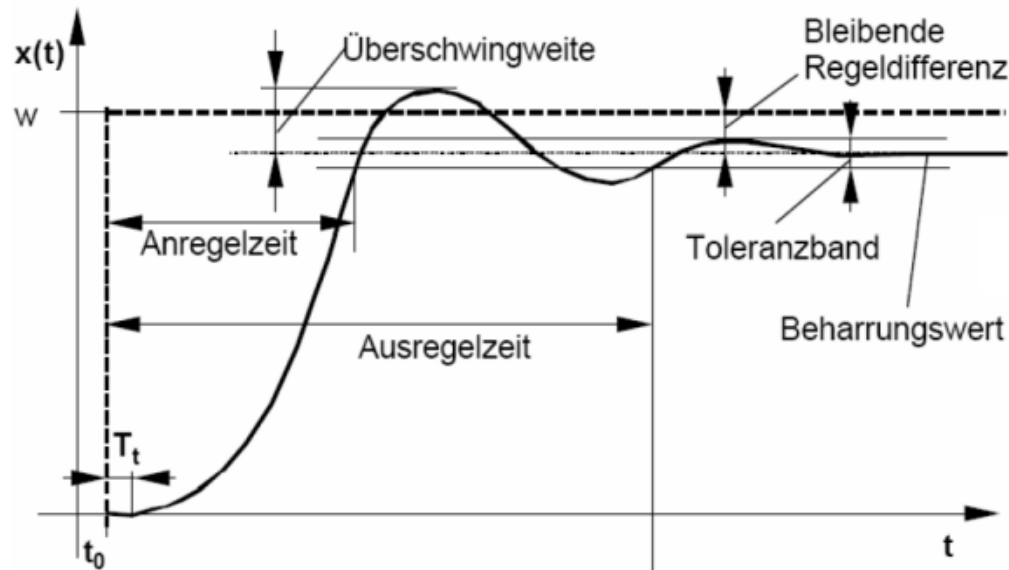


Abbildung 11 – Regelgüte [17]

Die Ausregelzeit ist die Zeit, in der die Regelgröße letztmalig in den Toleranzbereich eintritt, ausgehend vom Zeitpunkt  $t_0$ . Die Ausregelzeit ist also ein Maß dafür, wie lange die Regelung braucht, um die Regelgröße in den Beharrungszustand zu regeln. Mittels den Gütekriterien wird bewertet, wie die Regelungsaufgabe gelöst wird.

### 3. Versuchsanlage

Die im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Versuchsanlage ist eine Vollklimaanlage (VKA). Die VKA befindet sich im Zentrum für Energietechnik an der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg und ist in Abbildung 12 dargestellt.



Abbildung 12 – Vollklimaanlage der HAW Hamburg [19]

Der Hersteller ist die Firma AL-KO Therm GmbH. Die VKA dient dazu, damit die Studierenden das in der Vorlesung vermittelte Wissen praktisch nachvollziehen und anwenden. Zur VKA gehört ein Schaltschrank für die Anlagensteuerung und -überwachung.

Der maximale Zuluftvolumenstrom beträgt  $2000 \text{ m}^3/\text{h}$  mit einer Drehfrequenz von 40 Hz. Die Luftgeschwindigkeit beträgt für diesen Fall  $1,0 \text{ m/s}$ . Der maximale Abluftvolumenstrom beträgt  $7600 \text{ m}^3/\text{h}$  mit einer Drehfrequenz von 54 Hz. Die Luftgeschwindigkeit beträgt hierfür  $3,8 \text{ m/s}$ . Die Abluft wird aus der Maschinenhalle angesaugt und kann entweder ins freie oder zurück in die Maschinenhalle geführt werden.

Im Anlagenbetrieb mit Außenluft und nur mit eingeschaltetem Ventilator ist aufgefallen, dass einige Sensoren widersprüchliche Messwerte für die relative Feuchte angezeigt haben. Zur Kalibrierung wird die Anlage mit Hallenluft betrieben. Dazu wird die Jalousieklappe im Zuluftkanal geschlossen und ein Bypass nach dem Luftfilter geöffnet. Als Referenzmessung dient der Hallenluftsensor. Im eingeschwungenen Zustand wurden alle Sensoren ausgebaut und nacheinander auf den Wert der Referenzmessung eingestellt. Hierfür gibt es ein Potentiometer im Sensor, welches mit einem Schlitzschraubenzieher verstellt werden kann.

### 3.1 Aufbau und Funktionsweise

Die VKA nutzt Außenluft und kann diese vorerwärmen, kühlen, nacherwärmen, be- und entfeuchten. Die Komponenten, welche die Zustandsänderungen bewirken, befinden sich im Zuluftkanal. Des Weiteren sind hier eine Jalousieklappe, ein Luftfilter, ein Ventilator und ein Schalldämpfer verbaut. Sensoren zur Temperatur- und Feuchtemessung sind an allen relevanten Stellen angebracht. Der Abluftkanal dient im Winterbetrieb zum Druckausgleich und im Kühlbetrieb wird die Abwärme der Kältemaschine abgeführt [19].

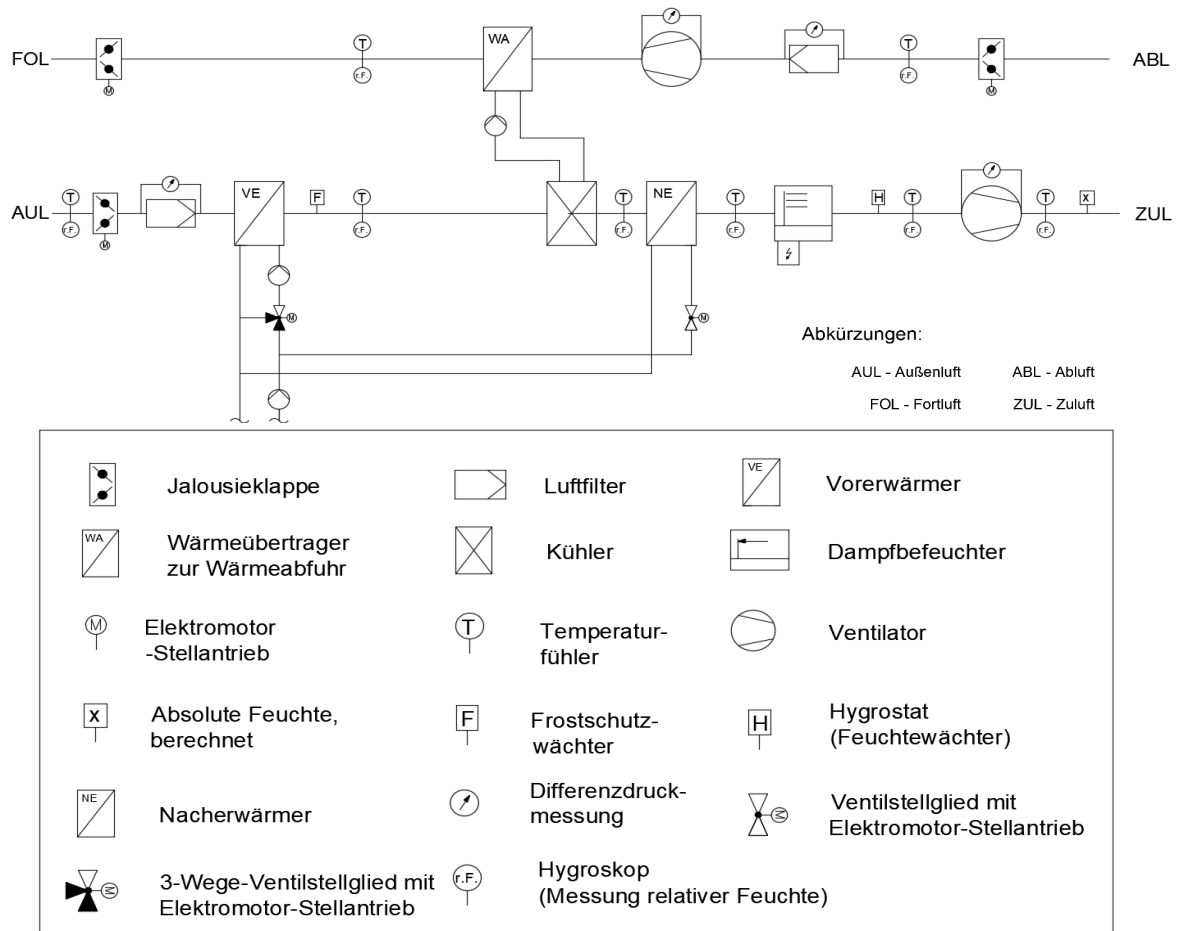


Abbildung 13 – Verfahrensfliessbild der VKA

In Abbildung 13 wird das Verfahrensfliessbild der VKA mit den verschiedenen Luftarten und einer Legende mit den verfahrenstechnischen Symbolen gezeigt.

Nach Einschalten des Ventilators und Öffnen der Jalousieklappen im Zuluftkanal strömt Außenluft in die VKA. Im Anlagenbetrieb müssen alle Ventilatoren eingeschaltet werden. Ansonsten kommt es zu einer ungewünschten Erwärmung der Luft durch die Kältemaschine.

Zunächst wird die Luft von Verunreinigungen und Partikeln gefiltert. Die erste Komponente, die danach durchströmt wird, ist der Vorerwärmer. Dieser ist ausgeführt als Plattenwärmeübertrager und wird im Gegenstrom betrieben.

Primärseitig wird Heizungswasser aus dem Fernwärmenetz zugeführt. Hydraulisch ist hier eine Temperaturregelung bzw. Beimischregelung verbaut. Durch ein Dreiwegeventil kann dem wärmeren Vorlauf der kältere Rücklauf beigemischt werden. Auf diese Weise wird die Eintrittstemperatur in den Vorerwärmer geregelt. Kennzeichnend für die Beimischregelung ist demnach eine variable Temperatur und ein konstanter Volumenstrom. Sekundärseitig nimmt die zu konditionierende Luft die Wärme aus der Primärseite auf. Der Wärmeübertrager der Vorerwärmung wurde ausgelegt für eine Außentemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  und dem maximalen Volumenstrom. Der Vorlauf der Primärseite beträgt  $80^{\circ}\text{C}$  und der Rücklauf im Auslegungsfall  $60^{\circ}\text{C}$ . Die Außenluft wird auf  $22^{\circ}\text{C}$  erwärmt. Der Außenluft wird ein Wärmestrom von  $21,9\text{ kW}$  zugeführt.

Anschließend strömt die Luft durch die Kältemaschine, welche mit dem Kältemittel R407C betrieben wird. Im Zuluftkanal befindet sich der Verdampfer, welcher die Zuluft kühlt. Im Abluftkanal ist der Kondensator, welcher die aufgenommene Wärme an die Abluft abgibt. Über den Frequenzumrichter wird die drehzahlgeregelte Verdichterleistung durch die Regelung eingestellt. Die Kältemaschine kann die Luft kühlen und entfeuchten. Der Verdampfer wurde für eine Eintrittstemperatur von  $29^{\circ}\text{C}$  ausgelegt, eine relative Eintrittsfeuchte von  $60\%$  und eine absolute Eintrittsfeuchte von  $15,1\text{ g/kg}$ . Mit der maximalen Leistung von  $30,1\text{ kW}$  wird eine Austrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$ , eine relative Austrittsfeuchte von  $100\%$  eine absolute Austrittsfeuchte von  $6,2\text{ g/kg}$  erreicht.

Die Luft wird mittels eines Wasser-Luft-Plattenwärmeübertragers nachgewärmt. Primärseitig ist jedoch statt einer Beimischregelung eine Mengenregelung mit einem Ventilstellglied verbaut. Nachteilig ist, dass bei einer hohen Temperaturspreizung und starker Drosselung zwischen dem Vor- und Rücklauf, eine Luftschichtung im Zuluftkanal auftreten kann [3]. Bei starker Drosselung ist die Wassergeschwindigkeit durch den Nacherwärmer gering. Die Totzeit wird erhöht und daraus resultiert eine instabile Regelung [3]. Die Nacherwärmung wurde für eine Eintrittstemperatur von  $7^{\circ}\text{C}$  und einer Austrittstemperatur von  $22^{\circ}\text{C}$  ausgelegt. Dabei wird ein Wärmestrom von  $10,3\text{ kW}$  an die Luft übertragen.

Der Dampfbefeuchter ist die letzte Komponente, die eine signifikante Zustandsänderung der Luft bewirkt. Befeuchtet wird mit Satttdampf, welcher elektrisch erzeugt wird. Der Dampferzeuger befindet sich außerhalb der VKA und muss durch den Bediener per Knopfdruck eingeschaltet werden. Die Temperatur- und Feuchtemessungen werden genutzt, um die Zustandsänderungen in einem  $h_{1+x,x}$ -Diagramm nachzuvollziehen und eine Regelung zu programmieren. Im Datenblatt der Anlagendokumentation ist nichts zum Dampfbefeuchter aufgeführt. Online wird die Nenndampfleistung des Dampfbefeuchters des Typs LE18P mit  $18\text{ kg/h}$  angegeben [30].



In Abbildung 14 wird die LabVIEW-Oberfläche der VKA mit den Werten der Informationspunkte gezeigt. Informationspunkte sind im Themengebiet der Gebäudeautomation Datensensoren und Datenquellen der Prozessgrößen [32]. Jeder Informationspunkt hat eine technische Adresse und der aktuelle Wert kann gelesen und oder beschrieben werden. In diesem Fall sind die Informationspunkte also Temperaturen, relative Feuchte, Zustandswerte wie „ON“, „OFF“, „AUTO“, Leistungsangaben und Ventilhübe in Prozent.

Die Anlagenleittechnik ist in der Software IBS 8 programmiert. Diese dient zur Darstellung, Steuerung und dem Monitoring der VKA. Hier sind sämtliche Regelstrategien und Schutzmaßnahmen implementiert. Es kann zwischen einem Automatik- und einem Handbetrieb der VKA entschieden werden. Aus Gründen der Anlagensicherheit ist vornehmlich ein Automatikbetrieb zu wählen. Beispielsweise können Risse in den Rohrleitungen des Nacherwärmers auftreten, wenn das Wasser darin durch die Kältemaschine unter den Gefrierpunkt gekühlt wird.

Es gibt keine Dokumentation der Regelstrategie. Die Ausgangssituation ist, dass die VKA eine Temperatur- und Feuchteregelung hat. Die Feuchteregelung bezieht sich hierbei auf die relative Feuchte. Da die relative Feuchte jedoch temperaturabhängig ist, neigt das System zum Schwingen, sobald Temperatur- und Feuchteregelung gleichzeitig angewählt werden. Das heißt ein hoher Sollwert für die Zulufttemperatur führt zu einer niedrigen relativen Feuchte in der Zuluft. Wird dazu die Feuchteregelung angewählt und ein niedrigerer Sollwert für die relative Feuchte eingestellt, wird noch neben der Nacherwärmung und dem Dampfbefeuchter die Kältemaschine eingeschaltet und es kann kein stationärer Zustand vorliegen.

Außerdem wird die Nacherwärmung erst eingeschaltet, wenn das Ventil im Vorlauf zur Vorerwärmung zu 100% geöffnet ist. Dadurch ergeben sich die Nachteile, dass zum einen die Nacherwärmung nur bei sehr niedrigen Außentemperaturen in Betrieb war. Zum anderen kann die Luft nicht nacherwärmt werden, wenn die Kältemaschine in Betrieb war. Dies musste im Handbetrieb geschehen.

Des Weiteren entspricht die minimale Leistung der Kältemaschine mit 0 % bereits 30 Hz am Frequenzumformer. Dadurch wird die Luft abrupt sehr stark abgekühlt. Das erschwert Zustandsänderungen in Laborübungen zu veranschaulichen. Deshalb wurde entschieden, die Anlagentechnik in LabVIEW abzubilden und hinterher eine eigene Regelung zu entwerfen und zu implementieren.

Das Ergebnis vorangegangener Arbeiten ist, dass das LabVIEW-Programm funktionsfähig erstellt wurde. Die Anlage kann über LabVIEW gestartet werden. Sämtliche relevanten Informationspunkte können ausgelesen werden und sind in der LabVIEW-Oberfläche dargestellt. Das Beschreiben der Informationspunkte (Sollwerte und Stellgrößen) funktioniert ebenfalls und die gewünschten Werte werden an die Anlage übermittelt und an den jeweiligen Komponenten eingestellt.

## 4. Entwicklung der Regelstrategie

### 4.1 Lastenheft für die Regelstrategie

Nach VDI 2519 wird im Lastenheft definiert „was und wofür zu lösen ist“ [32]. Es beinhaltet die Anforderungen des Anwenders einschließlich der Randbedingungen. Im Rahmen dieser Abschlussarbeit bezieht sich das Lastenheft ausschließlich auf die Regelstrategie und dient als Grundlage zur Entwicklung dieser. Ziel ist es, die technischen Anforderungen an die Regelung festzulegen. Demzufolge ist das Lastenheft der erste Schritt, um die Regelungsaufgabe zu lösen.

#### **Aufgabenbeschreibung der Regelung**

Ausgangssituation ist, dass die wesentlichen Informationspunkte der Vollklimaanlage in LabVIEW angezeigt werden. Die Informationspunkte beinhalten unter anderem die einzustellenden Sollwerte sowie die gemessenen Temperaturen und relativen Feuchten, welches die Regelgrößen sind. Die Luftkonditionierung wird zwischen dem Winter- und dem Sommerbetrieb unterschieden. Je nach Außenluftzustand soll die Regelung entsprechende Aktoren der Vollklimaanlage ansteuern, um vorgegebene Sollwerte in der Zuluft zu erreichen. Geregelt werden soll die Temperatur und die absolute Feuchte der Zuluft. Hierfür sollen Regelkreise entworfen und in LabVIEW implementiert werden. Das Ziel ist es, dass die Regelung im Handbetrieb automatisch die berechneten Stellgrößen an die Anlagensteuerung übermittelt. Fragestellungen inwiefern die Sollwerte der Zuluft einen fiktionalen Raum konditionieren, bleiben für den Entwurf der Regelstrategie unberücksichtigt. Demnach handelt es sich um eine Zulufttemperatur- und Zuluftfeuchteregeung und nicht um eine Regelung der Raumtemperatur und -feuchte. Die Sollwerte können nach Belieben des Anwenders angepasst werden, sodass sich ein fiktionaler Raum konditionieren lässt.

#### **Anforderungen an die Zulufttemperatur**

Die Vollklimaanlage soll möglichst ein realistisches Betriebsverhalten abbilden. Bezugnehmend auf die DIN EN ISO 7730 wird der Sollwert der Zuluft konstant auf 23°C gewählt und befindet sich damit im empfohlenen Bereich, vgl. Kapitel 2.1. Mögliche Wärme- und Feuchtelasten eines fiktionalen Raumes bleiben unberücksichtigt. Der Sollwert bildet den Arbeitspunkt ab und kann nach Wunsch des Anwenders für den Sommer- und Winterbetrieb angepasst werden. So können realistische Sollwerte der Zulufttemperatur für sämtliche Fälle eingestellt werden. Diese Abweichung vom Arbeitspunkt ergibt einen neuen Betriebspunkt. Weicht der Betriebspunkt sehr stark vom Arbeitspunkt ab, kann dies zu einem instabilen Verhalten der Regelgrößen führen. Dieser Zusammenhang wird im Kapitel 6 Handlungsempfehlungen aufgegriffen. Gleiches gilt für die Feuchteregeung.



Mit steigender Außentemperatur wird eine Programmierung für die Sommeranhebung der Zulufttemperatur vernachlässigt. Eine Sommeranhebung lässt sich im Nachhinein in die Regelstrategie implementieren. Zu berücksichtigen ist, dass die Zustandsänderungen Heizen und Kühlen unabhängig von einer Feuchteregelung im Rahmen von Laborversuchen veranschaulicht werden können.

### **Anforderungen an die Zuluffeuchte**

Die Höhe der relativen und absoluten Feuchte wird ebenfalls in der DIN EN ISO 7730 in einem empfohlenen Bereich eingeschränkt. Der Sollwert der absoluten Zuluffeuchte wird zu 7 g/kg gewählt. Begründet wird dies damit, dass der Dampfbefeuchter die Luft auf diesen Wert über einen längeren Zeitraum befeuchten kann. Außerdem führen 7 g/kg zu einem behaglichen Zustand in einem Raum mit Feuchtelasten.

Als behaglich wird eine relative Feuchte zwischen 30% - 65% empfunden. Die gewählten Sollwerte der Zulufttemperatur und -feuchtegehalt liefern rechnerisch eine relative Feuchte von ca. 40% in der Zuluft bei einem Bar Luftdruck. Der Sollwert bildet den Arbeitspunkt ab, für den die Regelung entworfen wird. Der Sollwert kann nach Belieben des Anwenders verändert werden. Demnach können beliebige Betriebspunkte für die absolute Feuchte realisiert werden. Nachfolgendes Beispiel verdeutlicht, warum die absolute Feuchte als Regelgröße gewählt wird.

### **Begründung zur absoluten Zuluffeuchte als Regelgröße**

Dient die relative Feuchte als Regelgröße, schwankt die absolute Feuchte der Zuluft. Wird der Sollwert der Zulufttemperatur verringert oder vergrößert, so ändert sich mit der Zulufttemperatur auch die relative Feuchte. Diese müsste wieder auf einen entsprechenden Sollwert geregelt werden, indem die Stellgröße die Kältemaschine oder den Dampfbefeuchter ansteuert. Nachfolgendes Beispiel verdeutlicht den Zusammenhang.

Der Sollwert der Zulufttemperatur wird aus dem Beharrungszustand heraus erhöht. Hierfür ist die relative Feuchte die Regelgröße der Feuchteregelung. Für die Zulufttemperatur wird zunächst ein Sollwert von 23°C gewählt und dieser wird auf 26°C angehoben. Der Sollwert für die relative Feuchte wird auf 60% festgelegt. In Abbildung 16 ist die Erwärmung im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm dargestellt. Die nachfolgenden Abbildungen dienen lediglich zur qualitativen Beurteilung der verfahrenstechnischen Zusammenhänge.

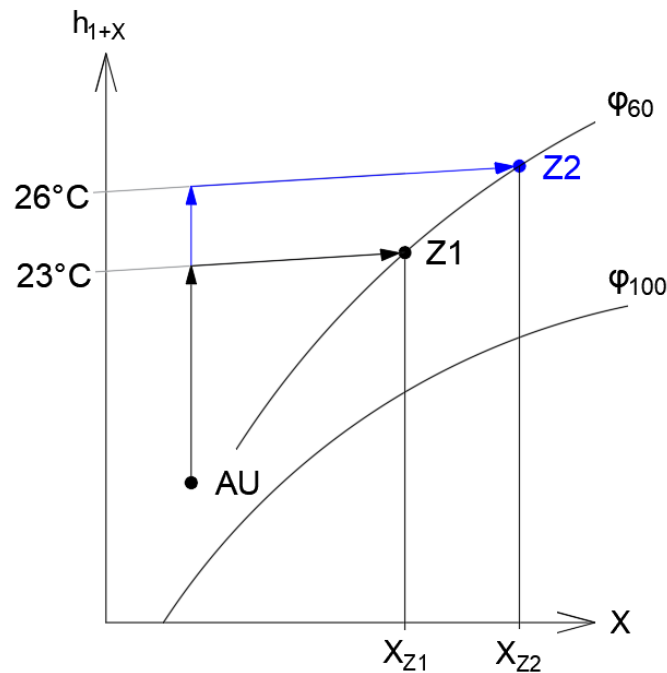


Abbildung 15 – Sollwertänderung mit der relativen Feuchte als Regelgröße

Der Punkt AU stellt einen exemplarischen Außenluftzustand im Winter in Hamburg dar. Aufgabe der Regelung ist es, die Außenluft so zu konditionieren, dass die vorgegebenen Sollwerte von  $23^\circ\text{C}$  und 60% relative Feuchte im Punkt Z1 erreicht werden.

Der Punkt Z1 stellt den stationären Zustand dar, nachdem die Außenluft konditioniert wurde. Anschließend wird der Sollwert der Zulufttemperatur um 3 Kelvin angehoben.

Die Luft wird also erwärmt und die relative Feuchte verringert, sodass der Feuchteregler den Dampfbefeuchter ansteuert. Der neue stationäre Zustand Z2 der Zuluft wird erreicht.

Diese Zustandsänderung ist in Blau dargestellt. Durch die Wahl der relativen Feuchte als Regelgröße, ändert sich die absolute Feuchte in der Zuluft stark. Der Dampfbefeuchter hat einen erhöhten Energieverbrauch.

Wird der Sollwert der Temperatur aus dem stationären Zustand heraus verringert, greift der Feuchteregler ebenfalls ein, um den Sollwert der relativen Feuchte zu erreichen. Dies führt zu einer instabilen Regelung, da sich die Regelgrößen beeinflussen.

Wird die absolute Feuchte als Regelgröße gewählt, werden die Regelkreise der Temperatur- und Feuchteregelung voneinander entkoppelt. In Abbildung 16 wird dieser Fall für die absolute Feuchte als Regelgröße im  $h_{1+X}, X$ -Diagramm gezeigt. Ausgangssituation für Abbildung 16 sind dieselben Messwerte, wie in Abbildung 15 dargestellt.

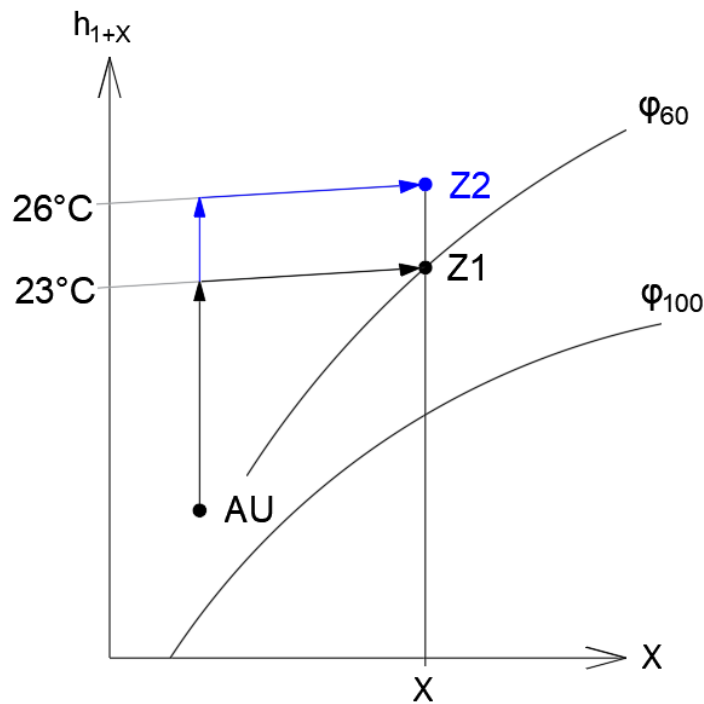


Abbildung 16 – Sollwertänderung für absolute Feuchte als Regelgröße

Aus Abbildung 16 geht hervor, dass ein geänderter Sollwert der Zulufttemperatur nicht mehr ein Eingreifen des Zuluftfeuchteregler verursacht. Wird die absolute Feuchte als Regelgröße gewählt bleibt die absolute Feuchte konstant, wenn der Sollwert der Zulufttemperatur erhöht oder verringert wird. Wird hingegen auf einen Sollwert der relativen Feuchte geregelt, greift der Zuluftfeuchteregler ein und regelt die relative Feuchte auf den Sollwert. Dadurch wird die absolute Feuchte erhöht, vgl. Abbildung 15.

Zusammengefasst werden die Regelkreise der Zulufttemperatur und der Zuluftfeuchte voneinander entkoppelt, wenn die absolute Feuchte als Regelgröße dient. Dies ist vor allem von Bedeutung, wenn der Sollwert aus einem stationären heraus Zustand verändert wird. Somit wird die Möglichkeit einer stabilen Regelung gegeben, falls ein bestimmter Zuluftzustand eingestellt werden soll.

### Maximalbegrenzung der relativen Feuchte

Wird die zu konditionierende Luft zu stark gekühlt, kann die relative Feuchte Werte von über 95% annehmen. Sobald 100% relative Feuchte erreicht werden, erfolgt die Taupunktunterschreitung. Dadurch wird flüssiges Wasser im Zuluftkanal ausgeschieden. Um dies zu vermeiden, soll ein weiterer Regelkreis entworfen werden.

## Zusammenfassung der Anforderungen an die Regelung

Die Tabelle 1 enthält die zusammengefassten Anforderungen an die Temperatur- und Feuchteregelung. Die Sollwerte erfüllen die Kriterien der Behaglichkeit, vgl. [4].

Sollwert Zulufttemperatur	Sollwert Zuluftfeuchtegehalt	Maximalbegrenzung relative Feuchte
23°C	7 g/kg	95%

Tabelle 1 - Sollwerte zur Erfüllung der Behaglichkeit

Die Ventilatoren im Zu- und Abluftkanal werden manuell auf einen konstanten Wert eingestellt, welcher den Arbeitspunkt darstellt. Der Ventilator im Zuluftkanal RLM 56-315 wird auf eine Drehzahl von 30 Hz eingestellt. Hierdurch wird gewährleistet, dass möglichst viel Wärme aus dem Fernwärmenetz an die Zuluft übertragen wird. Eine zu geringe Wärmeabnahme führt dazu, dass der Bypass der Fernwärme geschlossen wird. Im Arbeitspunkt hat der Zuluftventilator einen Volumenstrom von ca. 1550 m<sup>3</sup>/h [26] mit einer mittleren Druckdifferenz von 180 Pa an der Düse. Der Abluftventilator RLM 56-400 wird für den Arbeitspunkt auf eine Drehzahl von 27 Hz eingestellt. Dies entspricht 50% der maximalen Leistung und einem Volumenstrom von ca. 1064 m<sup>3</sup>/h [26].

Während des Winterbetriebs herrschen Außentemperaturen deutlich unterhalb der Solltemperatur und hohe relative Feuchten zwischen 80 und 90%. Die absolute Feuchte liegt in einem zu niedrigen und damit unbehaglichen Bereich. Die Außenluft muss erwärmt werden, um eine behagliche Temperatur zu gewährleisten. Wird die Luft erwärmt, sinkt die relative Feuchte ggf. unterhalb des behaglichen Bereichs. Um eine behagliche absolute und relative Feuchte zu gewährleisten, muss die Luft befeuchtet werden. Während des Winterbetriebs kommen die Komponenten Vor- und Nacherwärmer sowie Dampfbefeuchter zum Einsatz. Entfeuchtet werden muss nicht, da der Zustand der Außenluft in der Regel einen zu niedrigen Feuchtegehalt aufweist. Die durch die Regelung hervorgerufenen Zustandsänderungen der zu konditionierenden Luft werden für einen exemplarischen Wintertag in Abbildung 17 dargestellt. Als Wintertag wird der 20.11.2018 gewählt, da hier die durchschnittliche Außentemperatur bei ca. 2°C und die durchschnittliche relative Feuchte bei ca. 95% in Hamburg liegt [34]. Die Außenluft hat einen Wassergehalt von ca. 4,2 g/kg. Dieser Wert wird grafisch ermittelt, vgl. Abbildung 17.

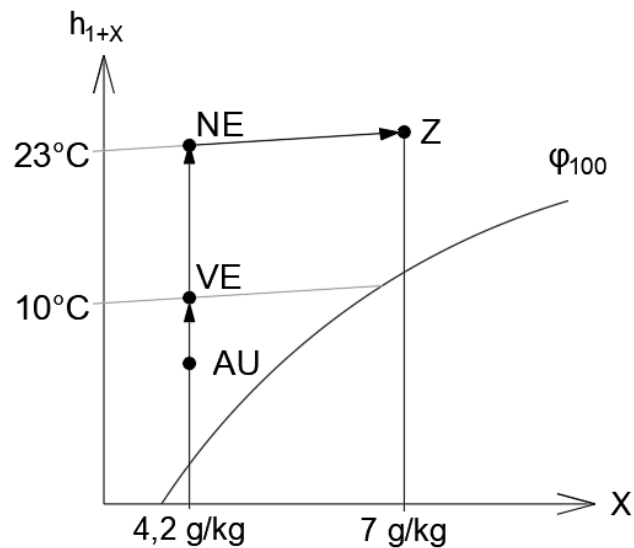


Abbildung 17 – Zustandsänderung im Winterbetrieb

Der Punkt AU stellt den zuvor beschriebenen Außenluftzustand dar. Der Punkt Z ist durch die in den Anforderungen definierten Sollwerte vorbestimmt. Ziel der Regelung ist es, dass die Luft ausgehend von Punkt AU durch entsprechende Zustandsänderungen den Punkt Z erreicht. Der Vorerwärmer erhöht die Außenluft auf  $10^\circ\text{C}$ , dargestellt im Punkt VE. Anschließend wird die  $10^\circ\text{C}$  warme Luft durch den Nacherwärmer auf den Sollwert von  $23^\circ\text{C}$  im Punkt NE angehoben. Zuletzt befeuchtet der Dampfbefeuchter die Luft, sodass der Sollwert von  $7 \text{ g/kg}$  erreicht wird. In Abbildung 17 ist der eingeschwungene Zustand dargestellt.

An heißen Sommertagen sind die Außentemperaturen höher und die relativen Feuchten niedriger als der Sollwert. Daraus ergeben sich niedrigere absolute Feuchten als der Sollwert. Aufgabe der Regelung ist es nun, die Luft zu kühlen und zu befeuchten. Messwerte für einen Sommertag am 07.08.2018 in Hamburg liefern eine durchschnittliche Außentemperatur von ca.  $31^\circ\text{C}$  und eine durchschnittliche relative Feuchte von ca. 30% [34]. Im Rahmen von Versuchsreihen bei Außentemperaturen bei  $7,2^\circ\text{C}$  wird der Sommerbetrieb simuliert. Dazu werden zunächst die Zu- und Abluftventilatoren in den Arbeitspunkt eingestellt. Anschließend wird die Temperatur nach dem Vorerwärmer experimentell auf konstant  $31^\circ\text{C}$  eingestellt. Die absolute Feuchte wird während der Versuchsreihe zu  $6,6 \text{ g/kg}$  gemessen. Die Kältemaschine wird auf die minimale Verdichterleistung von 30Hz eingestellt. Ergebnisse der Versuchsreihe sind, dass die Kältemaschine für den Sommerbetrieb überdimensioniert ist. Die Luft wird von  $31^\circ\text{C}$  durch die Kältemaschine auf  $9,3^\circ\text{C}$  mit 0% Leistung abgekühlt. Demnach muss im Sommerbetrieb der Nacherwärmer eingeschaltet werden, um den Sollwert von  $23^\circ\text{C}$  in der Zuluft zu erreichen. In Abbildung 19 wird diese Zustandsänderungen im  $h_{1+x,X}$ -Diagramm dargestellt. In diesem Fall kommt die Kältemaschine, der Nacherwärmer und der Befeuchter zum Einsatz.

Punkt P1 zeigt den Zustand der durch den Vorerwärmer simulierten Außenluft. Die Zustandsänderung von P1 nach P2 zeigt die Kühlung mit der minimalen Verdichterleistung. Ausgehend von P2 wird die Luft bis nach P3 nacherwärmt und zuletzt bis zu P4 befeuchtet.

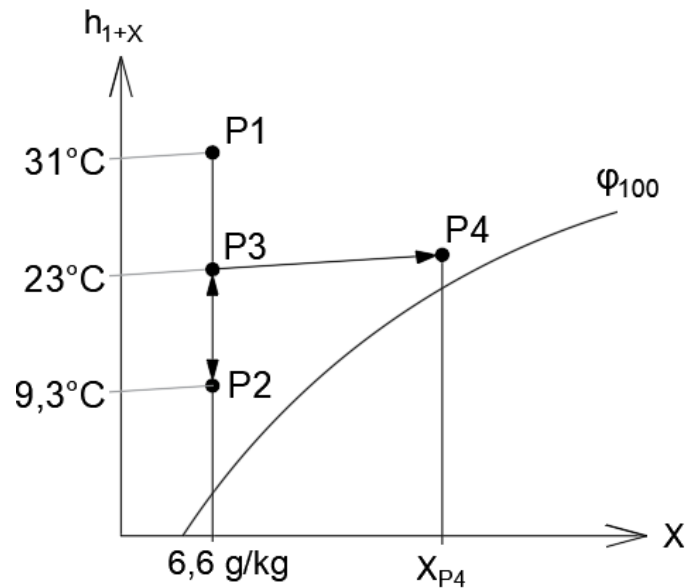


Abbildung 18 – Zustandsänderung im Sommerbetrieb [27]

Es kann auch vorkommen, dass der Außenluftzustand eine höhere absolute Feuchte aufweist als der Sollzustand der Zuluft. Für dieses Beispiel dienen exemplarisch die Messwerte des 08.08.2018 um 11 Uhr. Hier liegt eine relative Feuchte von ca. 50% und eine Lufttemperatur von 28°C vor [34]. Daraus ergibt sich ein absoluter Feuchtegehalt von 12 g/kg. Dieser liegt damit deutlich über den Sollwert von 7 g/kg. In Abbildung 19 wird diese Zustandsänderungen nach [8] gezeigt. Der Sollwert in Punkt Z wird ausgehend vom Außenluftzustand in Punkt AU erreicht.

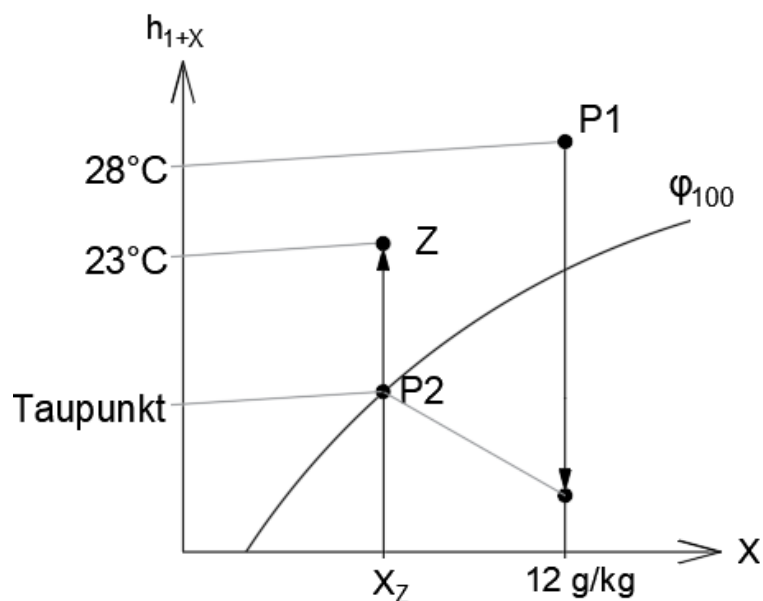


Abbildung 19 – Trocknung feuchter Luft

Die Regelung muss dafür sorgen, dass die Luft entfeuchtet bzw. getrocknet wird. Zunächst wird die Luft bei konstantem Wassergehalt abgekühlt.

Die Luft wird so stark gekühlt, bis der Taupunkt unterschritten wird. Dabei wird flüssiges Wasser entlang der Isothermen entnommen. Die Menge des ausgeschiedenen flüssigen Wassers hängt also davon ab, wie stark gekühlt wird. Die korrekte Menge und damit auch die korrekte Temperatur ergibt sich aus dem Sollwert und der Sättigungslinie, vgl. Markierung in Abbildung 20. Wird zu viel entfeuchtet, wird bedingt durch die Regelung der Dampfbefeuchter eingeschaltet. Effizienter ist es jedoch nur die Leistung der Kältemaschine zu verringern. Die Entfeuchtung bezieht sich ausschließlich auf die absolute Feuchte, da bei einer Kühlung die relative Feuchte zunimmt. Im Idealfall wird genau zum Sollwert der absoluten Feuchte entfeuchtet. Anschließend muss die Luft durch den Nacherwärmer auf den Sollwert der Zulufttemperatur erhöht werden. Während solcher Außenluftzustände kommen die Komponenten Kühler, Nacherwärmer und ggf. Dampfbefeuchter zum Einsatz.

Außerdem sollen den Studierenden im Rahmen von Laborübungen die Zustandsänderungen im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm veranschaulicht werden. Hierfür ist es beispielweise notwendig, im Sommer einen Heizbetrieb zu simulieren. Dabei werden für das Beispiel Heizbetrieb im Sommer Extremwerte, wie eine Zulufttemperatur um ca. 5 Kelvin höher als die Außentemperatur, eingestellt.

Sommerbetrieb im Winter kann den Studierenden veranschaulicht werden, indem die Anlage nicht mit Außenluft, sondern mit Hallenluft gespeist wird. Dazu muss die Revisionsöffnung der Anlage nach dem Luftfilter im Zuluftkanal geöffnet werden. Auch hier sind extreme Sollwerte einzustellen, wie beispielsweise 5 Kelvin unter Hallenlufttemperatur. Anschließend wird die Hallenluft im Vorerwärmer auf beispielsweise 30°C erwärmt. Eine reine Entfeuchtung kann im Handbetrieb veranschaulicht werden. Dazu werden die Revisionsöffnung nach dem Luftfilter im Zuluftkanal geöffnet und die Außenluftklappen geschlossen.

## 4.2 Pflichtenheft - Modellierung der Regelkreise

Das Pflichtenheft beschreibt „wie und womit“ die Anforderungen des Lastenhefts erfüllt werden [10]. Es beinhaltet die Regelstrategie und die Vorgehensweise, wie die Regelungsaufgabe gelöst wird. Außerdem wird der Gültigkeitsbereich der Regelung definiert.

Nachfolgend werden die entwickelten Regelkreise und die Vorgehensweise beschrieben. Die Regelstrecken werden im nächsten Kapitel auf ihr statisches und dynamisches Verhalten untersucht. Dadurch werden charakteristische Kenngrößen der Regelstrecken ermittelt, mit denen die Reglerparameter berechnet werden. Nach dem Reglerentwurf werden die Regelkreise in LabVIEW implementiert und getestet.

### 4.2.1 Entwurf des Regelkreises Vorerwärmung

Die Erwärmung der Außenluft ist aufgeteilt zwischen Vor- und Nacherwärmung. Im Winter erwärmt der Vorerwärmer die Außenluft auf ein höheres Temperaturniveau. Dadurch wird der Frostschutz im Zuluftkanal gewährleistet. Des Weiteren der Regelbereich verkleinert, indem zwischen Vor- und Nacherwärmung unterschieden wird. Dies ist wesentlich für eine stabile Regelung. Im schlechtesten Fall muss die Außenluft von ca.  $-10^{\circ}\text{C}$  auf  $23^{\circ}\text{C}$  angehoben werden. Der Regelbereich beträgt hier 33 Kelvin. Ein großer Regelbereich führt zu einer instabilen Regelung [33]. Die Größe des Regelbereichs definiert die Größe des Proportionalbeiwerts der Strecke  $K_{PS}$ . Durch die nachfolgende Gleichung (13) wird der Zusammenhang des Regelbereichs und dem Proportionalbeiwert der Regelstrecke verdeutlicht.

$$K_{PS} = \frac{X_{hS}}{Y_h} = \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad (13)$$

Dabei ist

- $X_{hS}$  der Regelbereich der Strecke;
- $Y_h$  der Stellbereich der Stellgröße;
- $\Delta x$  die Änderung der Regelgröße;
- $\Delta y$  die Änderung der Stellgröße.

Die Größe von  $K_{PS}$  ist durch die Regelstrecke festgelegt. Je größer  $K_{PS}$  ist, desto kleiner muss der Proportionalbeiwert des Reglers  $K_{PR}$  gewählt werden, damit ein stabiles Regelverhalten vorliegt. Ein Stabilitätskriterium ist durch die Kreisverstärkung  $V_O$  definiert.



$$V_O = K_{PS} \cdot K_{PR} \quad (14)$$

$V_O$  darf einen bestimmten Wert nicht überschreiten, damit der Regelkreis stabil ist. Ein instabiles Verhalten führt im Fall der Vorerwärmung dazu, dass der Hub des Dreiwegeventilstellglieds zu oft geändert wird. Daraus resultiert letztendlich ein hoher Verschleiß. Genauer wird im Kapitel 6.1 Untersuchungen der Stabilität definiert. Aus diesen Gründen darf der Regelbereich nicht zu groß gewählt werden. Die Temperaturanhebung von  $-10^\circ\text{C}$  auf  $23^\circ\text{C}$  wird daher in die Vor- und Nacherwärmung aufgeteilt. Für die Vorerwärmung wird ein Regelbereich von  $-10^\circ\text{C}$  auf  $10^\circ\text{C}$  gewählt. Dies entspricht 20 Kelvin. Damit sind auch der Arbeitspunkt und der Sollwert mit  $10^\circ\text{C}$  für die Vorerwärmung festgelegt.

Gleichung (13) basiert auf einer linearen Steigung von Stell- zu Regelgröße. In der Versorgungstechnik herrschen jedoch meistens nichtlineare Zusammenhänge der Regelstrecke [15]. Der Übertragungsbeiwert der Strecke hängt demnach vom jeweiligen Betriebspunkt ab und ist nur für diesen gültig.  $K_{PS}$  ändert sich bei einem nichtlinearen Verhalten der Regelstrecke für jeden neuen Ventilhub. Die stationäre Kennlinie der Regelstrecke wird im Kapitel 4.3.3 für den Arbeitspunkt von  $10^\circ\text{C}$  aufgenommen und ausgewertet. Damit ist auch der Gültigkeitsbereich der Regelung festgelegt. Ein stabiles Verhalten ist demnach nur im Arbeitspunkt und für nicht zu große Abweichungen sichergestellt. Wenn der Arbeitspunkt verschoben wird, kann eine instabile Regelung auftreten. Hierfür kann die Regelgröße nicht konstant auf dem Sollwert gehalten werden.

In Abbildung 20 wird der Regelkreis für die Vorerwärmung gezeigt. Wichtig für die Regelung sind die beiden Pumpen, das Dreiwegeventilstellglied und der Temperaturfühler.

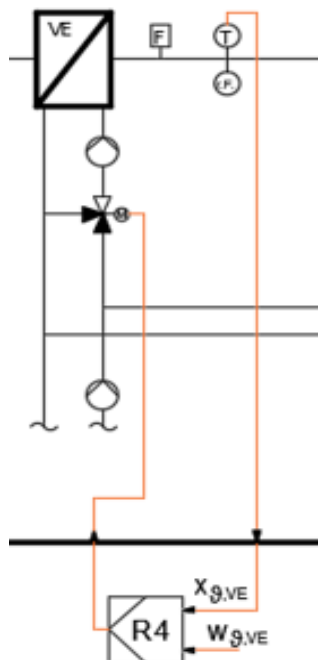


Abbildung 20 – Regelkreis Vorerwärmung

Dabei ist

$w_{\vartheta,VE}$  der Sollwert;

$x_{\vartheta,VE}$  die Regelgröße.

Die schwarz markierten Bereiche des Dreiwegeventilstellglieds stellen die Eingänge dar und werden als Tor A und Tor B bezeichnet. Der Ausgang wird als Tor AB bezeichnet. Die Zubringerpumpe und die Pumpe im Vorerwärmer-Kreis werden mit einer konstanten Leistung betrieben, diese werden nur ein- und ausgeschaltet. Damit haben die beiden Pumpen keinen direkten Einfluss auf die Regelgröße. Der Regelkreis besteht aus der Regelstrecke und der Regeleinrichtung.

Eine Regelstrecke ist definiert als Bestandteil einer technischen Anlage, das aus den grundsätzlichen Anlagenkomponenten zwischen dem Stellglied und dem Temperaturfühler besteht. Die Regelstrecke besteht folglich aus dem Dreiwegeventilstellglied, dem Wärmeübertrager, der Pumpe im Vorerwärmer-Kreis, dem Teilstück des Zuluftkanals und dem Temperaturfühler.

Die Regeleinrichtung besteht aus dem Regler und dem Stellantrieb des Dreiwegeventilstellglieds. Die Aufgabe der Regeleinrichtung ist es, eine Stellgröße so zu erzeugen, dass die Regelgröße minimal von dem Sollwert abweicht. Die Regeldifferenz wird zwischen dem Sollwert und der Regelgröße gebildet und mit dem Übertragungsbeiwert des Reglers multipliziert. Dieser Schritt wird softwaretechnisch in LabVIEW gelöst. Das Ergebnis ist die Stellgröße, welche an den Stellantrieb übermittelt wird. Der Stellantrieb ist in diesem Fall ein Elektromotor, welcher den Hub des Dreiwegeventilstellglieds durch einen Stellwinkel verändert.

Statt Abbildung 20 werden in der Regelungstechnik Wirkungspläne erstellt, wie in Abbildung 21 dargestellt. Mit diesen wird der wirkungsmäßige Zusammenhang relevanter Anlagenkomponenten übersichtlicher dargestellt. Im Wirkungsplan sind Übertragungsglieder als ein Block skizziert. Die Übertragungsglieder bestimmen die Ausgangsgröße in Abhängigkeit der Eingangsgröße.

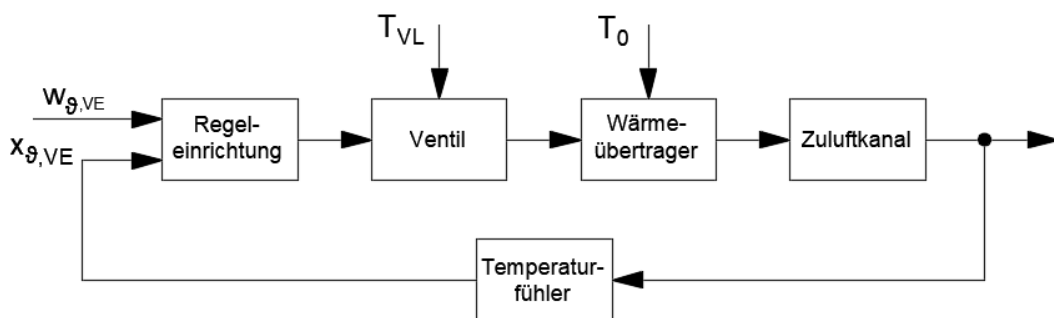


Abbildung 21 – Wirkungsplan des Regelkreises zur Vorerwärmung

Dabei ist

$T_{VL}$  die Vorlauftemperatur aus dem Fernwärme-Netz;

$T_0$  die Außentemperatur.

$T_{VL}$  ist eine Störgröße am Dreiwegeventilstellglied. Ändert sich  $T_{VL}$ , dann wirkt sich dies auf die Mischtemperatur aus. Die Mischtemperatur wirkt sich wiederum auf den übertragenen Wärmestrom und damit auf die Regelgröße aus. Die Außentemperatur  $T_0$  ist ebenfalls eine Störgröße, die am Übertragungsglied Wärmeübertrager angreift. Bei verschiedenen Außentemperaturen kleiner als 10°C variiert der benötigte Wärmestrom, um die Regelgröße an den Sollwert anzunähern. Sind Außentemperaturen größer als 10°C vorhanden, wird die Vorerwärmung nicht eingeschaltet. Der Arbeitspunkt ist erreicht, wenn die Regelgröße dem Sollwert bei konstanten Störgrößen entspricht. Im Kapitel 6 Handlungsempfehlungen werden Maßnahmen diskutiert, wie Auswirkungen von Störgrößen in der Regelung berücksichtigt werden können. Dies gilt ebenfalls für die nachfolgenden Regelkreise.

Gemäß des Wirkungsplans aus Abbildung 21 vergleicht die Regeleinrichtung die Regelgröße mit dem Sollwert. Der Ausgang der Regeleinrichtung ist die ermittelte Stellgröße  $y$ , die zwischen 0 – 100% liegt und proportional zu einem Stellwinkel zwischen 0 – 90° umgerechnet wird. Der Stellantrieb des Dreiwegeventils stellt das Ventil auf den errechneten Stellwinkel. Dadurch wird der Vorlauf mit dem Rücklauf vermischt und es stellt sich eine Mischtemperatur im Vorlauf zum Wärmeübertrager ein.

Im Wärmeübertrager wird der Wärmestrom an die zu konditionierende Luft übertragen. Der Regelkreis wird geschlossen, indem die Regelgröße gemessen und an die Regeleinrichtung zurückgeführt wird.

In Abbildung 22 wird das Wirkdiagramm für das Regelglied der Vorerwärmung gezeigt. Die Stellgröße ist über die Regelgröße, also der Temperatur hinter dem Vorerwärmer, aufgetragen. Sobald die Regelgröße den Sollwert unterschreitet, wird die Stellgröße erhöht. Wenn die Differenz zwischen Sollwert und Regelgröße weiter abnimmt, wird die Stellgröße bis zu einem Wert von 100% Ventilöffnung erhöht. Zu Veranschaulichungszwecken ist das Wirkdiagramm als P-Regler dargestellt. Welcher Regler tatsächlich zum Einsatz kommt, hängt von der Regelstrecke ab und wird in Kapitel 4.3 definiert. Das Wirkdiagramm gilt stellvertretend für alle nachfolgenden Regelkreise.

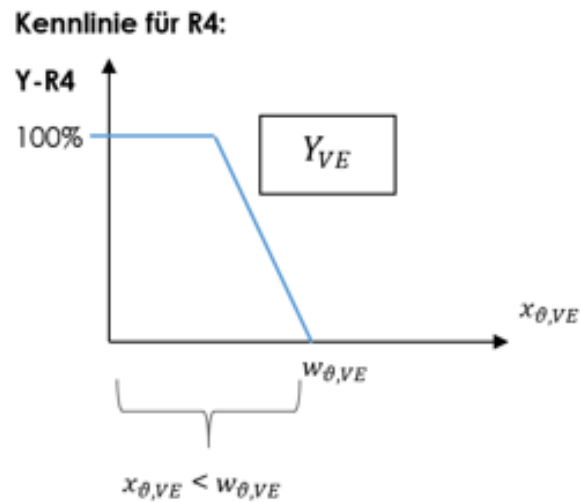


Abbildung 22 – Wirkdiagramm Vorerwärmung

## 4.2.2 Entwurf der Temperaturregelung

Für die Temperaturregelung wird zwischen Heiz- und Kühlbetrieb unterschieden. Heiz- und Kühlbetrieb entsprechen Winter- und Sommerbetrieb der VKA. Gemäß dem aktuellen Stand der Technik wird die Temperaturregelung durch eine Sequenzsteuerung gelöst (engl. Split-Range-Control) [35]. Aufgrund der zu großen Verdichterleistung im Minimalbetrieb, werden jedoch für die VKA zwei einzelne Regelkreise für Heiz- und Kühlbetrieb entworfen.

### Heizbetrieb

Für den Heizbetrieb dient gemäß Lastenheft die Temperatur der Zuluft als Regelgröße. Die Regeleinrichtung vergleicht die Regelgröße mit dem Sollwert und steuert das Ventil des Nacherwärmers an. Um die Reglerparameter für den Heizbetrieb zu ermitteln, wird die Regelstrecke separat untersucht. In LabVIEW werden die Reglerparameter hinterlegt. Nach dem Vergleich zwischen Regelgröße und Sollwert, wird die Stellgröße berechnet. Die Stellgröße entspricht dem Ventilhub des Ventils bei der Nacherwärmung.

Die Regeleinrichtung besteht aus dem Regler und dem Stellantrieb. Der Ausgang des Reglers steuert im Heizbetrieb den Stellantrieb des Ventilstellglieds an. Dieses ist hydraulisch im Vorlauf zum Wärmeübertrager der Nacherwärmung positioniert. Wird Wärme angefordert, stellt der Regler das Ventil auf einen bestimmten Stellwinkel, sodass der Sollwert in der Zuluft erreicht wird.

Die Regelstrecke Heizen besteht aus dem Ventilstellglied, dem Wärmeübertrager, der Zubringerpumpe und aus dem entsprechenden Teilstück des Zuluftkanals.

Heizbetrieb findet statt, wenn die Regelgröße  $x_{\vartheta,zul}$  kleiner als der Sollwert  $w_{\vartheta,zul}$  ist. Ist die Bedingung erfüllt, muss die Luft durch den Nacherwärmer erwärmt werden.

Zum Beispiel wird als Sollwert  $23^{\circ}\text{C}$  gewählt und der Temperaturfühler misst  $15^{\circ}\text{C}$ . Die Regeldifferenz  $e$  wird wie folgt berechnet:

$$e = w_{\vartheta,zul} - x_{\vartheta,zul} = (23 - 15) \text{ K} = 8 \text{ K} \quad (15)$$

Ist die Regelgröße kleiner als der Sollwert, so ist die Regeldifferenz positiv und umgekehrt. Wenn also folgende Bedingung erfüllt ist, muss der Regler die Stellgröße für den Heizbetrieb berechnen.

$$x_{\vartheta,zul} < w_{\vartheta,zul} \quad (16)$$

Die Stellgröße wird durch die Regeleinrichtung ermittelt, indem die Reglerparameter der Regelstrecke Heizen verwendet werden. Die Stellgröße wird zwischen 0% und 100% begrenzt. In Abbildung 23 wird der Regelkreis der Nacherwärmung gezeigt. Außerdem ist die Regelstrecke mit den Anlagenkomponenten und dem Aktor dargestellt. R1 ist der Regler, welcher die Regelgröße mit dem Sollwert vergleicht und die Stellgröße berechnet. Der Aktor ist der elektrische Motorantrieb des Ventilstellglieds und hat die Aufgabe den Hub entsprechend der Stellgröße zu verändern.

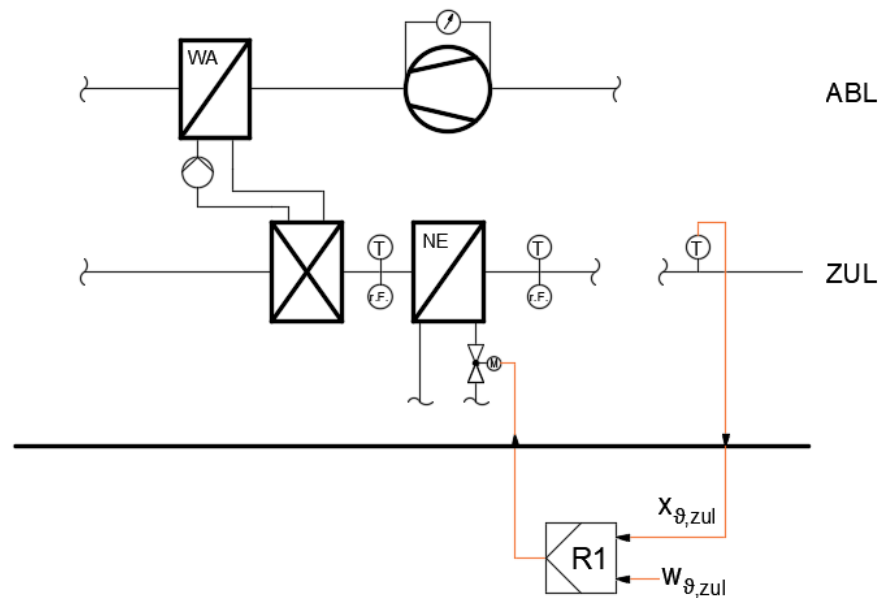


Abbildung 23 – Regelkreis Nacherwärmung

Der Wirkungsplan entspricht dem der Vorerwärmung, vgl. Abbildung 21. Die Störgröße als Vorlauftemperatur aus dem Fernwärmenetz greift am Wärmeübertrager der Nacherwärmung an. Das liegt daran, dass die Nacherwärmung hydraulisch nicht als Beimischregelung sondern als Mengenregelung gebaut ist. Demnach lässt sich durch den Ventilhub nur der Volumenstrom des Heizungswassers verändern. Außerdem greift eine weitere Störgröße, die Lufttemperatur nach der Kältemaschine, am Wärmeübertrager der Nacherwärmung an. Der Regelkreis der Nacherwärmung wird, wie der für die Vorerwärmung, ebenfalls für konstante Störgrößen entworfen.

### Kühlbetrieb

Im Kühlbetrieb herrschen hohe Außentemperaturen. Die Luft wird, aufgrund der zu großen minimalen Verdichterleistung, immer durch den Nacherwärmer aufgeheizt. Deshalb ist eine Regelung der Kältemaschine nicht sinnvoll. Die Kältemaschine wird mit einer Steuerung betrieben. Als Steuergröße dient nicht die Zulufttemperatur, sondern eine Störgröße. Dies ist damit begründet, dass die Nacherwärmung immer im Kühlbetrieb eingeschaltet werden muss. Andernfalls gibt es deutlich zu niedrige Temperaturen in der Zuluft. Soll die Außenluft nur gekühlt und nicht zusätzlich entfeuchtet werden, wird immer die minimale Verdichterleistung eingestellt.

Die Steuerung besteht aus der Steuereinrichtung und dem Stellantrieb, welcher für die Kältemaschine der Frequenzumrichter des Verdichters ist. Der Arbeitsbereich des Frequenzumrichters liegt zwischen 30 – 85 Hz.

Die Kältemaschine wird für den Kühlbetrieb mit Außentemperaturen über 27°C in Betrieb genommen. Der Wert ist die Steuergröße  $S_{\vartheta,K}$  und kann durch den Anwender frei gewählt werden. Ist diese Bedingung erfüllt, wird die Kältemaschine eingeschaltet und auf die Stellgröße von 0% eingestellt. Die Stellgröße 0% entspricht der minimalen Verdichterleistung von 30Hz. Des Weiteren wird in die Steuerung ein Schutzkreis implementiert. Dieser Schutzkreis dient dazu, den Nacherwärmer vor dem Einfrieren zu schützen. Dazu wird die Temperatur nach der Kältemaschine  $x_{\vartheta,K}$  gemessen und sobald ein Grenzwert von 5°C erreicht wird, erscheint eine Alarmmeldung. Die Alarmmeldung kann quittiert werden, wenn die Nacherwärmung mit ausreichend hohen Temperaturen betrieben wird. Der Schutzkreis ist vor allem von Bedeutung, wenn die Kältemaschine die Luft entfeuchtet. So wird sichergestellt, dass das Wasser in den Rohren der Nacherwärmung nicht einfriert.

Die Steuergröße ist die Außentemperatur  $\vartheta_{AUL}$ . Es ist zu beachten, dass für die korrekte Messung die Außenluftklappen geöffnet sein müssen. Die folgende Bedingung leitet dementsprechend den Kühlbetrieb ein:

$$\vartheta_{AUL} > S_{\vartheta,K} \quad (17)$$

Die Steuereinrichtung SE hat die Eingangsgrößen Außentemperatur  $\vartheta_{AUL}$ , die Temperatur nach der Kältemaschine  $x_{\vartheta,K}$  und die Steuergröße  $S_{\vartheta,K}$ . In Abbildung 24 wird das Steuerungsschema der Kältemaschine gezeigt.

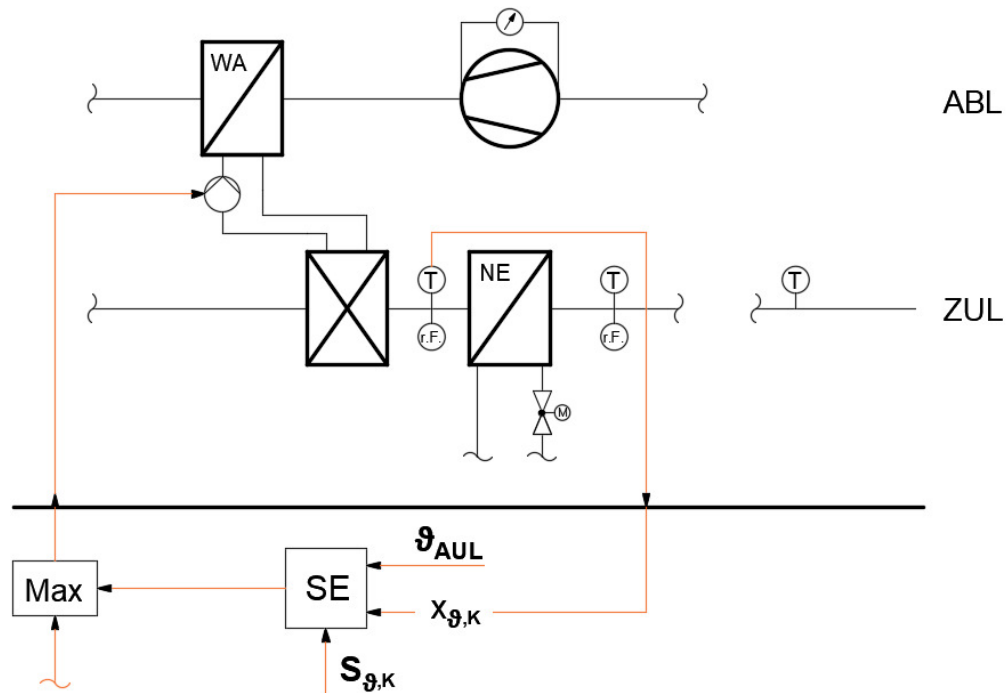


Abbildung 24 – Steuerungsschema der Kältemaschine

Im Kühlbetrieb wird der Frequenzumrichter des Verdichters angesteuert, dieser stellt die Verdichterleistung ein. Im Zuluftkanal fungiert der Wärmeübertrager der Kältemaschine als Verdampfer. Hier wird der Zuluft ein Wärmestrom entnommen und dem Kältemittel zugeführt. Das Kältemittel verdampft und überhitzt. Die Zuluft wird abgekühlt. Nach der Verdichtung wird das Kältemittel in dem Kondensator verflüssigt. Das geschieht durch Wärmeabgabe an die Abluft.

Der Baustein mit dem Inhalt „Max“ stellt die Maximalauswahl dar. Die Maximalauswahl ist vorhanden, da die Stellgröße aus einem weiteren Regelkreis (Feuchteregelung) die Kältemaschine zur Entfeuchtung ansteuern kann. Diese wird im Kapitel 4.2.3 zusammen mit der gesamten Regelung erläutert.

Durch die Steuerung auf die minimale Verdichterleistung kann es vorkommen, dass die Luft unter die Taupunkttemperatur gekühlt wird. Das führt dazu, dass die Luft entfeuchtet wird.

### 4.2.3 Entwurf der Feuchteregelung

Die absolute Feuchte in der Zuluft wird durch die Kältemaschine und den Dampfbefeuchter verändert. Die absolute Feuchte der Zuluft dient als Regelgröße. Die Regeleinrichtung vergleicht die Regelgröße mit dem Sollwert und steuert je nach Fall die Kältemaschine oder den Dampfbefeuchter an. Es werden mittels einer Regeldifferenz zwei Aktoren von zwei unterschiedlichen Regelstrecken angesteuert. Um die Reglerparameter für die Be- und Entfeuchtung zu ermitteln, wird jede Regelstrecke separat untersucht. In LabVIEW werden die Reglerparameter für den Fall Befeuchtung und für den Fall Entfeuchtung hinterlegt. Nach dem Vergleich zwischen Regelgröße und Sollwert wird entschieden, welche Betriebsweise gestartet wird.

Die Regelstrecken werden Regelstrecke Entfeuchtung und Regelstrecke Befeuchtung genannt. Voraussetzung für die Befeuchtung ist, dass die Temperaturregelung die Zuluft auf den Sollwert durch Heizen und Kühlen regelt und ein eingeschwungener Zustand vorherrscht. Erst dann soll die Feuchteregelung eingeschaltet werden, um ein Schwingen der Regelgrößen zu vermeiden.

Die Regelstrecke Entfeuchtung besteht aus der Kältemaschine und dem Teilstück des Zuluftkanals. Die Regelstrecke Befeuchtung besteht aus dem Dampfbefeuchter und aus dem Ende des Zuluftkanals.

Die Regeleinrichtung besteht aus dem Regler und dem jeweiligen Stellantrieb. Im Fall Entfeuchten steuert der Ausgang des Reglers den Frequenzumrichter des Verdichters der Kältemaschine an. Die notwendige Leistung, um dem Sollwert zu erreichen, wird eingestellt. Soll befeuchtet werden, steuert die Stellgröße des Reglers das 0 – 10 V Eingangssignal der Potentiometersteuerung des Dampfbefeuchters an. Der Arbeitsbereich des Dampfbefeuchters liegt zwischen 8% und 100%. Dieses Regelungskonzept wird durch eine Sequenzregelung gelöst.

#### **Entfeuchtung: Die Regelgröße ist größer als der Sollwert**

In diesem Fall liegt folgende Bedingung vor:

$$x_{X,zul} > w_{X,zul} \quad (18)$$

Die Regelgröße  $x_{X,zul}$  ist die absolute Feuchte der Zuluft. Ist diese größer als der Sollwert, muss die Luft entfeuchtet werden. Die im Regler errechnete Regeldifferenz wird negativ. Die Stellgröße steuert wie im Kühlbetrieb den Frequenzumrichter des Verdichters an, regelt dessen Drehzahl und passt damit die Leistung an den Bedarf an. Der Frequenzumrichter erhält die Stellgröße wiederum von der Regeleinrichtung. Die Reglerparameter sorgen dafür, dass die richtige Stellgröße berechnet wird, um dem Bedarf an abzuführender Feuchte gerecht zu werden.



**Befeuchtung: Die Regelgröße ist kleiner als der Sollwert**

In diesem Fall liegt folgende Bedingung vor:

$$x_{X,ZUL} < w_{X,ZUL} \quad (19)$$

Ist diese Bedingung erfüllt, muss die Luft befeuchtet werden. Ist also der Sollwert der Zulufttemperatur im eingeschwungenen Zustand erreicht, befeuchtet der Dampfbefeuchter die Luft auf den Sollwert der absoluten Feuchte. Dieses Zusammenspiel zwischen Feuchte- und Temperaturregelung führt zu einem behaglichen Zustand.

Es kann vorkommen, dass durch eine Störung im Heizbetrieb der Sollwert der Zulufttemperatur nicht erreicht wird. Wenn der Dampfbefeuchter eingeschaltet ist, können relative Feuchten größer als 90% auftreten. Die Luft unterschreitet dadurch ihren Taupunkt und scheidet flüssiges Wasser aus. Um dies zu vermeiden, wird die Regelung um den nachfolgend beschriebenen Regelkreis erweitert.

**Maximalbegrenzung der relativen Feuchte**

Dieser Regelkreis sorgt dafür, dass im Zuluftkanal flüssiges Wasser ausgeschieden wird. Hierzu wird die relative Feuchte auf einen Maximalwert von 95% begrenzt. Der Wert entspricht dem Sollwert der relativen Feuchte. Als Regelgröße dient die relative Feuchte der Zuluft. Der Regler greift ein, sobald die Regelgröße den Sollwert erreicht und stellt den Dampfbefeuchter auf 30% Leistung ein. Wenn die relative Feuchte kleiner als der Sollwert ist, greift die Maximalbegrenzung nicht ein.

Die Maximalbegrenzung greift also ein, wenn folgende Bedingung erfüllt wird:

$$x_{\varphi} \geq w_{\varphi} \quad (20)$$

In diesem Fall wird die Stellgröße berechnet, die zur minimalen Sattdampfmenge führt.

Dabei ist

$x_{\varphi}$  die gemessene relative Feuchte in der Zuluft (Regelgröße)

$w_{\varphi}$  die maximal erlaubte relative Feuchte von 90% (Sollwert)

Nach der beschriebenen Logik kann der Dampfbefeuchter durch zwei Regler angesteuert werden, nämlich durch den Feuchteregler und durch die Maximalbegrenzung.

Eine Minimalauswahl zwischen den Reglerausgängen und dem Stellantrieb stellt sicher, dass nicht über 95% relative Feuchte befeuchtet wird. Realisiert wird die Minimalauswahl mit einer Funktion, die die Stellgröße der minimalen Sattdampfmenge ausgibt, sobald die relative Feuchte 95% erreicht. Andernfalls gibt die Minimalauswahl die Stellgröße des Feuchtereglers aus.

Folglich wird die relative Feuchte durch die Maximalbegrenzung auf einen Wert von 95% begrenzt. In Abbildung 25 wird der Wirkungsplan der Feuchteregelung mit der Maximalbegrenzung der relativen Feuchte gezeigt. Dargestellt sind die relevanten Übertragungsglieder. Jedes Übertragungsglied hat eine gewisse Totzeit, sodass für die gesamte Regelung mit einer relativ hohen Gesamtzeit zu rechnen ist.

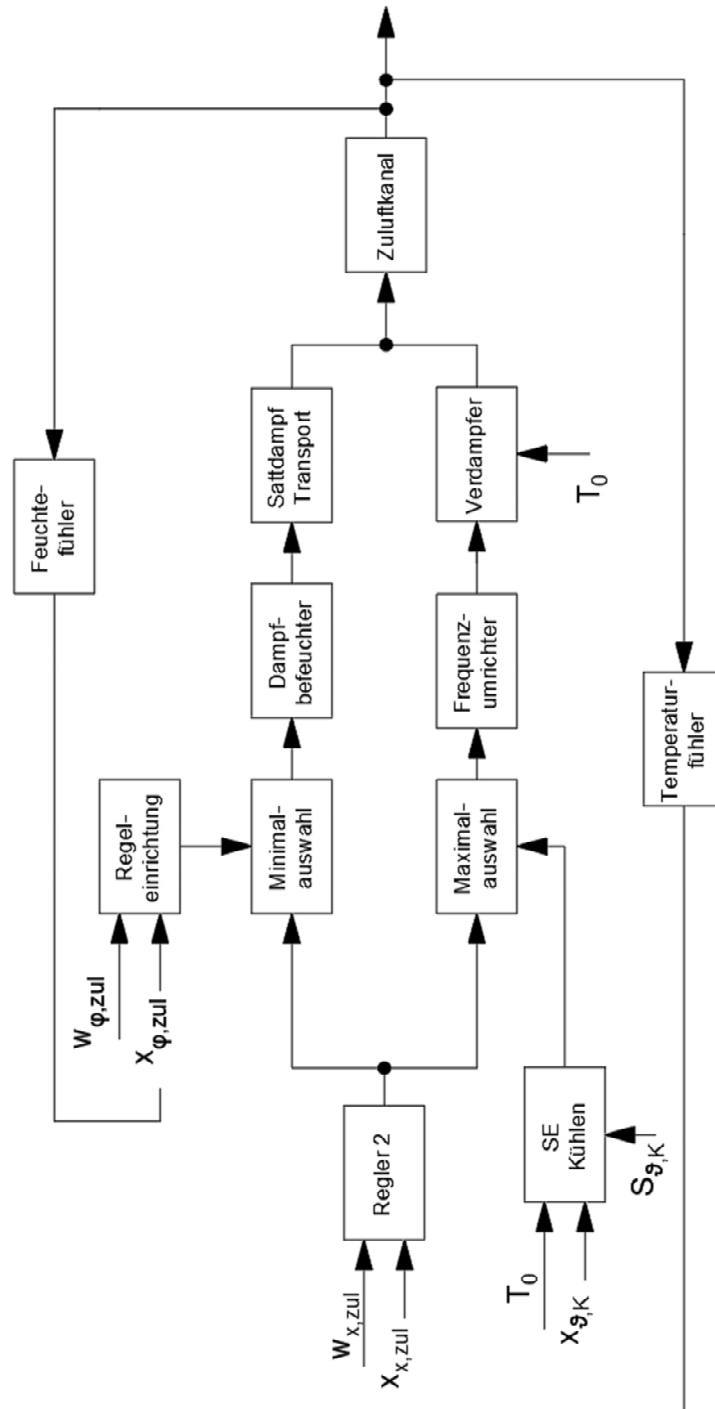
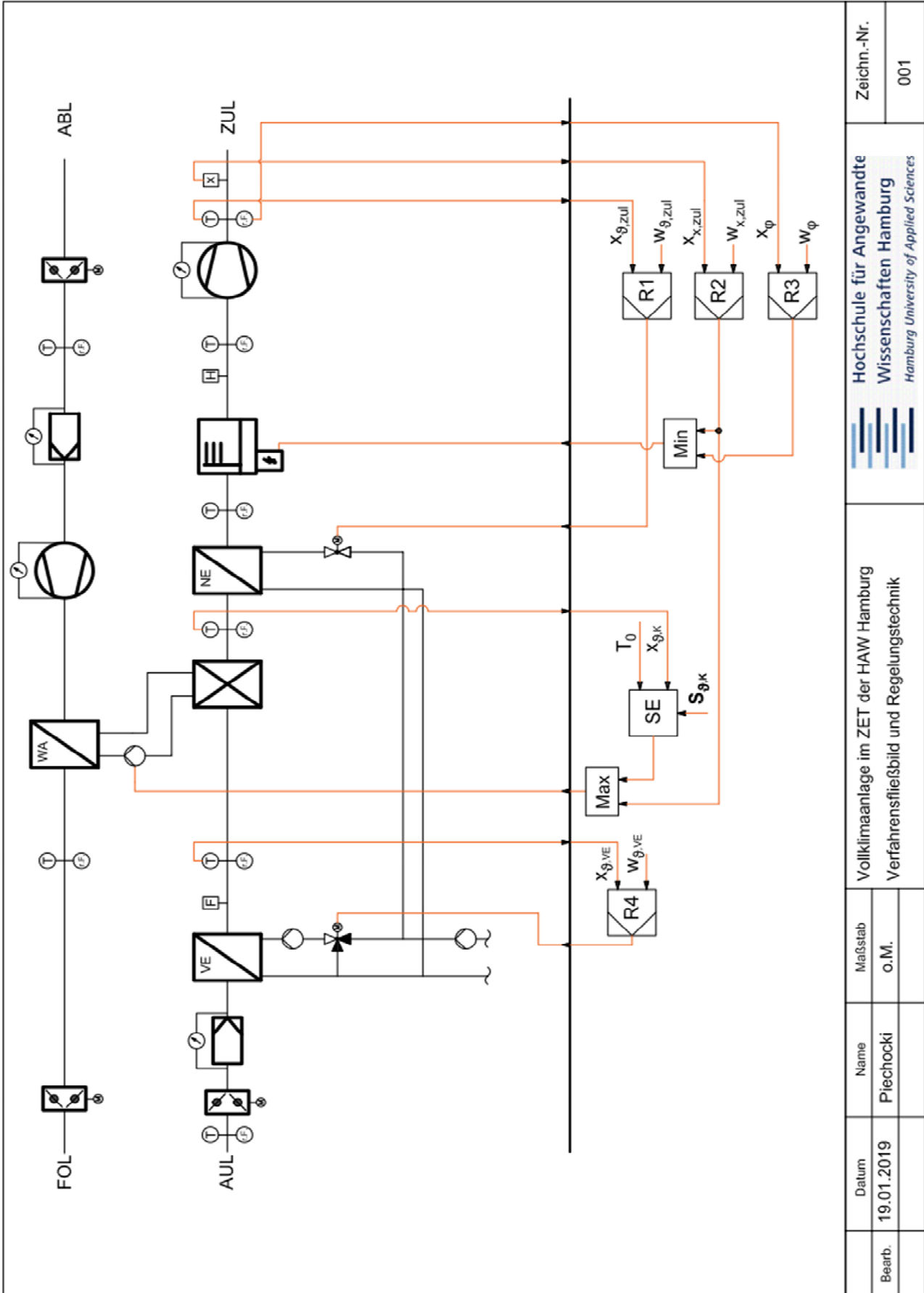


Abbildung 25 – Wirkungsplan der Feuchteregelung

### 4.2.4 Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung



 Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg Hamburg University of Applied Sciences		Zeichn.-Nr. 001	
Vollklimaanlage im ZET der HAW Hamburg Verfahrensfließbild und Regelungstechnik		Maßstab o.M.	
Datum 19.01.2019	Name Piechocki		
Bearb.			

Abbildung 26 – Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung für die VKA

In Abbildung 26 werden die zuvor beschriebenen Regelkreise und die Steuerung der Kältemaschine als Gesamtsystem mit dem Verfahrensfliessbild der Vollklimaanlage gezeigt.

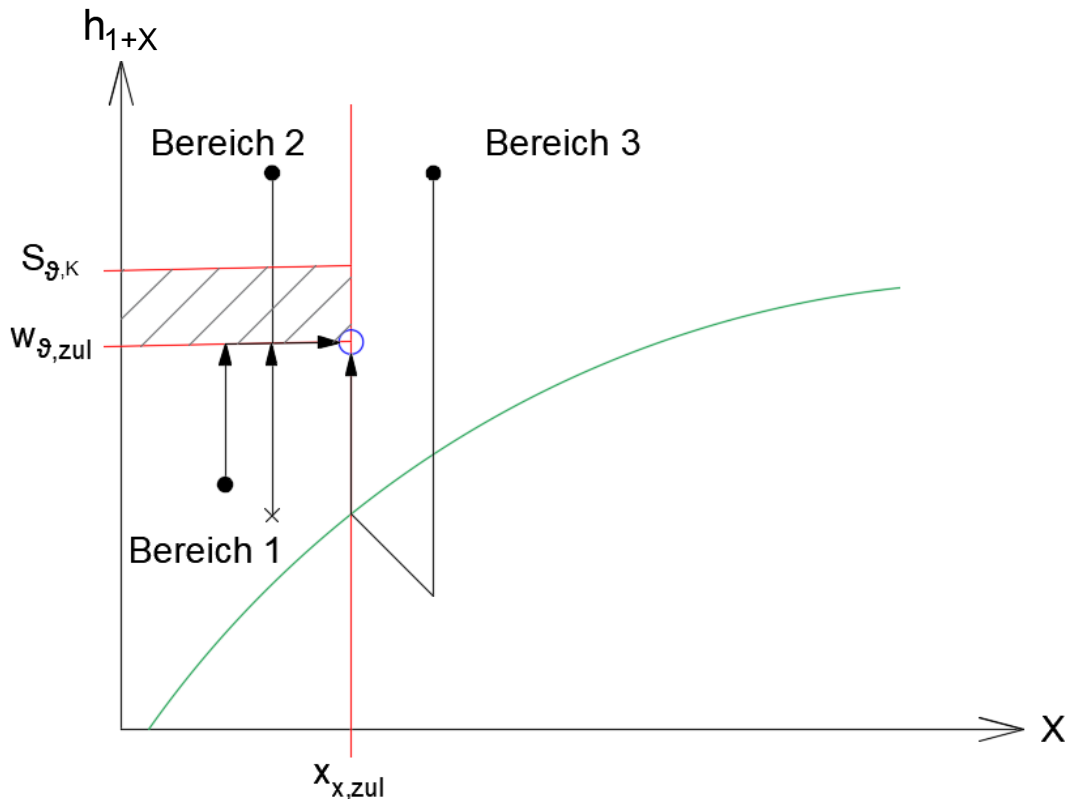
R4 ist ein von der Zuluft unabhängiger Regelkreis und dient zum Frostschutz im Winter. Der Sollwert beträgt  $10^{\circ}\text{C}$ . Für Außentemperaturen kleiner als  $10^{\circ}\text{C}$  wird die Außenluft auf den Sollwert geregelt. R1 ist der Regelkreis der Nacherwärmung. Dieser dient dazu, die Außenluft auf den Sollwert von  $23^{\circ}\text{C}$  zu erwärmen. R2 ist der Regelkreis für die Zuluftfeuchte und dient zur Be- oder Entfeuchtung. Durch R2 wird entweder die Kältemaschine oder der Dampfbefeuchter angesteuert. Die Steuerungseinheit SE stellt die Kältemaschine auf die minimale Verdichterleistung ein und wird bei Außentemperaturen über  $27^{\circ}\text{C}$  eingesetzt. Da die Stellgrößen des Regelkreises R1 und der Steuerungseinheit SE die Kältemaschine ansteuern können, wird eine Maximalauswahl implementiert. Die Maximalauswahl vergleicht unter anderem, ob die absolute Feuchte in der Zuluft deutlich größer als der Sollwert ist. Falls diese Bedingung wahr ist, dann wird die Stellgröße des Feuchtereglers an die Kältemaschine ausgegeben. Ansonsten wird die Stellgröße der Steuerungseinheit zur Kühlung ausgegeben. Der Regelkreis R3 dient als Maximalbegrenzung der relativen Feuchte auf 95%. Realisiert wird dies durch eine Minimalauswahl. Sie vergleicht, ob die gemessene relative Feuchte den Sollwert erreicht. Wird diese Bedingung erfüllt, gibt die Minimalauswahl die Stellgröße für die minimale Satttdampfmenge aus. Ansonsten wird die Stellgröße zur Befeuchtung ausgegeben.

In Tabelle 2 sind die Sollwerte und die Regelgrößen für die Zuluftfeuchte- und Temperaturregelung aufgelistet.

	Sollwert / Steuergröße	Formelzeichen	Formelzeichen Regelgröße
Heizbetrieb	$23^{\circ}\text{C}$	$w_{\vartheta,zul}$	$x_{\vartheta,zul}$
Kühlbetrieb	$27^{\circ}\text{C}$	$S_{\vartheta,K}$	-
Zuluftfeuchtegehalt	7 g/kg	$w_{x,zul}$	$x_{x,zul}$
Maximale relative Feuchte	95%	$w_{\varphi}$	$x_{\varphi}$

Tabelle 2 – Sollwerte und Steuergrößen für die Temperatur- und Feuchteregelung

In Abbildung 27 wird ein schematisches  $h_{1+x,x}$ -Diagramm für verschiedene Außenluftzustände gezeigt. Werden die Sollwerte im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm eintragen, wird dieses in drei Bereiche aufgeteilt. Daraus werden Bedingungen abgeleitet, wann die jeweilige Regelung die Außenluft zum Sollzustand führt. Dieser ist im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm der Abbildung 27 kreisförmig und blau markiert.

Abbildung 27 – Einteilung des Außenluft in einen Bereich im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm

Der Außenluftzustand im Bereich 1 muss ggf. mit Vorerwärmung auf den Sollwert für den Heizbetrieb erwärmt und anschließend durch den Dampfbefeuchter befeuchtet werden. Es soll nicht gekühlt und nicht entfeuchtet werden. Demnach herrscht für einen Außenluftzustand im Bereich 1 Winterbetrieb.

Die Außenluft in Bereich 2 wird durch die Kältemaschine sehr stark abgekühlt. Die Temperatur nach der Kältemaschine findet sich im stationären Zustand im Bereich 1 wieder, siehe Abb. 27 kreuzförmige Markierung. Demnach muss der Nacherwärmer die Luft auf den Sollwert der Zulufttemperatur erwärmen. Anschließend befeuchtet der Dampfbefeuchter die Luft auf den Sollwert der absoluten Feuchte.

Die Außenluft in Bereich 3 muss durch die Kältemaschine entfeuchtet und anschließend durch den Nacherwärmer erwärmt werden. Es soll nur befeuchtet werden, wenn die minimale Verdichterleistung die Luft unter den Sollwert entfeuchtet. In Tabelle 3 sind die Bedingungen aufgelistet, welche die Außenluft in das jeweilige Feld einteilen. Die daraus abgeleiteten Kombinationen von Komponenten der Vollklimaanlage sind ebenfalls aufgelistet. Mit diesen Kombinationen wird ausgehend von jedem Außenluftzustand der 3 Bereiche gemäß Abbildung 27 der Sollzustand erreicht. Dies geschieht automatisch, denn die Regelkreise werden in Cases programmiert und die Bedingungen aus Tabelle 3 sind den Cases vorgeschaltet. Der Index AUL steht für Außenluft.

Bereich	Bedingung 1		Bedingung 2	Sollzustand	
Bereich 1	$\vartheta_{AUL} < w_{\vartheta,zul}$	&	$x_{AUL} < w_x$	Erwärmen und Befeuchten	( 21 )
Bereich 2	$\vartheta_{AUL} > S_{\vartheta,K}$	&	$x_{AUL} < w_x$	Kühlen, Erwärmen und Befeuchten	( 22 )
Bereich 3	$x_{AUL} > w_x$	&	$x_{\vartheta,zul} < w_{\vartheta,zul}$	Entfeuchten und Erwärmen	( 23 )

Tabelle 3 – Einteilung der Außenluft in Bereiche

In Tabelle 4 sind die Stellgrößen aufgelistet, welche die Aktoren der jeweiligen Komponente ansteuern bzw. in die Maximal- und Minimalauswahl eintreten.

Vorerwärmung	$y_{VE}$
Nacherwärmung	$y_{NE}$
Kühlung	$y_{Kühl}$
Entfeuchtung	$y_{Entf}$
Befeuchtung	$y_{Bef}$
Maximalbegrenzung	$y_{Dampfb,30}$
Dampfbefeuchter	$y_{Dampfb}$
Kältemaschine	$y_{Kälte}$

Tabelle 4 – Stellgrößen

Nachfolgend wird der Programmablaufplan für den Regelkreis der Vorerwärmung exemplarisch für die anderen Regelkreise dargestellt und erläutert. Anschließend wird der Programmablaufplan der gesamten Regelung zusammengefasst. Im Gesamt-Programmablaufplan ist der entsprechende Teil des Programmablaufplans der Vorerwärmung jeweils als Block stellvertretend für die anderen Regelkreise dargestellt.

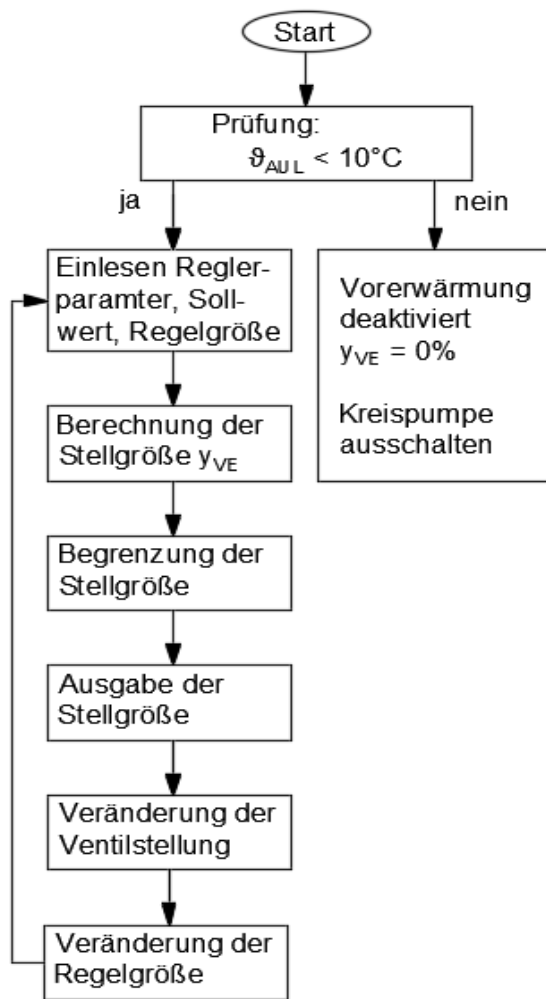
**Regelkreis R4 – Vorerwärmung**

Abbildung 28 – Ablaufplan Vorerwärmung

In Abbildung 28 wird den Ablaufplan des Regelkreises der Vorerwärmung gezeigt.

Die Regelung kann über einen Ein-/Auswechsler, der als Start dargestellt ist, an- und abgewählt werden. Anschließend wird die Bedingung geprüft, ob die Außentemperatur unter 10°C liegt. Wird die Bedingung nicht erfüllt, wird die Stellgröße für die Vorerwärmung zu null gesetzt. Die Pumpe im Vorerwärmer-Kreis bleibt bzw. wird ausgeschaltet.

Ist die Bedingung wahr, werden die Reglerparameter, der Sollwert und die Regelgröße eingelesen und daraus die Stellgröße berechnet. Die Stellgröße wird zwischen 0% und 100% begrenzt. Nach diesem Schritt gibt der Regler die Stellgröße an den Stellantrieb, welcher den Stellwinkel entsprechend ändert. Der Regelkreis wird geschlossen, indem die Regelgröße zurückgeführt wird.

Die Vorerwärmung soll nur angewählt werden, wenn die Temperatur der Außenluft kleiner als 10°C ist. Ansonsten macht es gemäß Lastenheft keinen Sinn die Vorerwärmung zu aktivieren. Der Anwender kann jedoch diese Bedingung nach seinem Wunsch anpassen. Demnach ist sichergestellt, dass die Vorerwärmung jederzeit aktiviert werden kann. Der Grenzwert von 10°C kann ohne großen Aufwand in LabVIEW verändert werden.

In Abbildung 29 wird der Ablaufplan der gesamten Regelung mit den Bedingungen entsprechend dem Pflichten- und Lastenheft gezeigt. Sobald der Anwender die Anlagenregelung ausführen möchte, ist der jeweilige Start-Button zu aktivieren. Werden beispielsweise die Steuerungseinheit SE und der Regelkreis R2 angewählt, wird durch die Bedingungen (4) und (6) geprüft, ob die Außenluft im Bereich 2 des  $h_{1+x,x}$ -Diagrammes liegt, vgl. Abbildung 27. Sind die Bedingungen wahr, wird die Kältemaschine eingeschaltet und auf 0% Leistung für reine Kühlung eingestellt. Ist außerdem der Regelkreis R1 aktiviert, so wird die Luft automatisch nacherwärmt, um den Sollwert von 23°C zu erreichen. Im Anhang A1 wird der Programmablaufplan der Regelung detailliert beschrieben

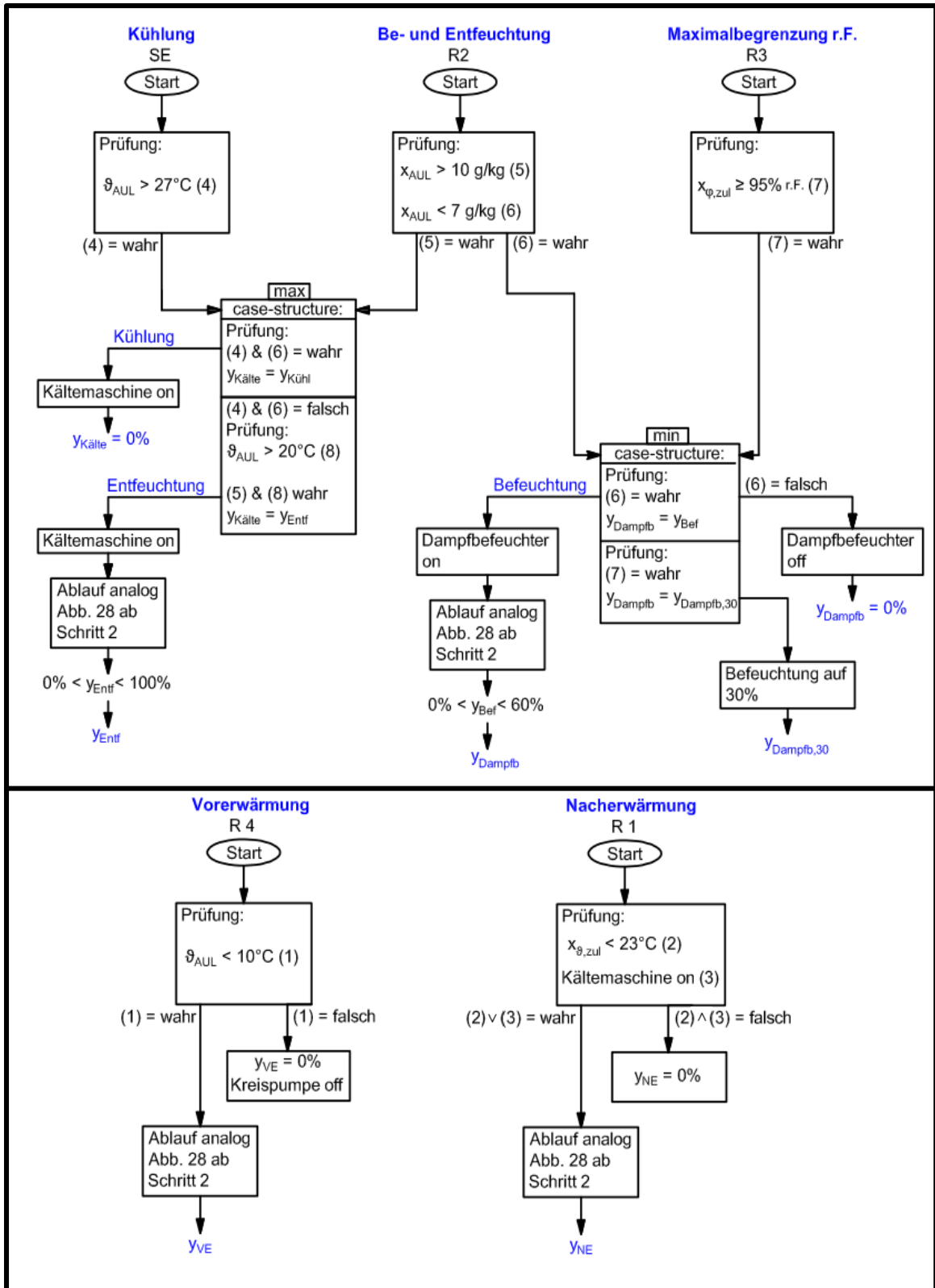


Abbildung 29 – Programmablaufplan der Regelung



Bevor der Start-Button der Regelkreise in LabVIEW betätigt wird, ist die VKA in den Arbeitspunkt einzustellen. Dafür wird ein Preset-Button definiert. In den Presets sind folgende Einstellungen definiert:

- alle Anlagenkomponenten werden auf den manuellen Modus eingestellt
- die Außenluftklappe wird geöffnet
- die Ventilatoren werden in den Arbeitspunkt eingestellt
- die Pumpen wird eingeschaltet
- die Ventile der Vor- und Nacherwärmung werden auf 30% und 50% eingestellt

Es wird empfohlen zu warten, bis sich ein Beharrungszustand für die Presets eingestellt hat bevor die Regelkreise angewählt werden. Die Regelkreise sind nacheinander an- und abzuwählen, damit das System nicht instabil wird. Angewählt werden soll ein weiterer Regelkreis erst, wenn sich ein eingeschwungener Zustand eingestellt hat.

## 4.3 Analyse der Regelstrecken Vor- und Nacherwärmung

Die Analyse der Regelstrecke Vorerwärmung erfolgt für das statische und dynamische Verhalten. Das statische Verhalten der Regelstrecke gibt Auskunft darüber, ob und inwiefern eine Nichtlinearität der Streckenkennlinie vorliegt. Wenn die Streckenkennlinie linear ist, handelt es sich um eine P-Strecke. Bei einer nichtlinearen Streckenkennlinie wird diese für den Arbeitspunkt linearisiert. Hieraus wird der Streckenparameter  $K_{PS}$  berechnet. Aus dem dynamischen Verhalten werden die Reglerparameter berechnet. Beide Analysen sind Grundlage für die Wahl des Reglers und dem Reglerentwurf. In den nachfolgenden Kapiteln wird das Vorgehen beschrieben und die Streckenkennlinien präsentiert und erläutert. Anschließend werden die Regler ausgewählt und entworfen.

### 4.3.1 Statisches Verhalten Vorerwärmung

Das statische Verhalten ist definiert als Wirkung von verschiedenen Stellgrößen auf die Regelgröße im Beharrungszustand. Die Streckenkennlinie für das statische Verhalten der Regelstrecke wird ermittelt, indem die Stellgröße geändert und abgewartet wird, bis sich ein Beharrungszustand einstellt. Der Wert der Regelgröße für den Beharrungszustand wird über die jeweilige Stellgröße aufgetragen. Die Regelgröße ist die Temperatur nach der Vorerwärmung. Das hieraus erstellte Diagramm wird als Streckenkennlinie bezeichnet. Für die Regelstrecke Vorerwärmung wird die Anlage im manuellen Betrieb in einen Referenzzustand eingestellt. Für den Referenzzustand wird die Außenluftklappe des Zuluftkanals und die Abluftklappen des Abluftkanals geöffnet. Wie im Pflichtenheft unter Kapitel 4.2 vorgegeben, wird der Zuluftventilator im Arbeitspunkt auf eine Drehzahl von 30 Hz eingestellt. Der Abluftventilator wird für den Arbeitspunkt auf eine Drehzahl von 27 Hz eingestellt. Alle anderen Anlagenkomponenten sind im manuellen Betrieb ausgeschaltet und auf 0% eingestellt.

Die Stellgröße ist für die Regelstrecke Vorerwärmung der Ventilhub, welcher zwischen 0-100% variiert wird. Der Ventilhub wird schrittweise geändert. Dadurch stellt sich ein bestimmter Wärmestrom ein, der an die Regelgröße übertragen wird. Die Regelgröße ist die Temperatur hinter dem Vorerwärmer. Die Streckenkennlinie wurde bei konstanten Störgrößen aufgenommen.

Zunächst werden beide Zubringerpumpen eingeschaltet und solange gewartet, bis die Vorlauftemperatur der Fernwärme bei einer konstanten Temperatur von 80°C liegt. Ist die Temperatur nach der Vorerwärmung gleich der Außentemperatur, liegt ein Beharrungszustand vor.

Die Streckenkennlinie wird bei einer Außentemperatur von 7,5 °C aufgenommen und ist in Abbildung 30 dargestellt. Ab einer Stellgröße von 60% Ventilhub wurde die Versuchsreihe abgebrochen, da eindeutig ein linearer Verlauf erkennbar ist.

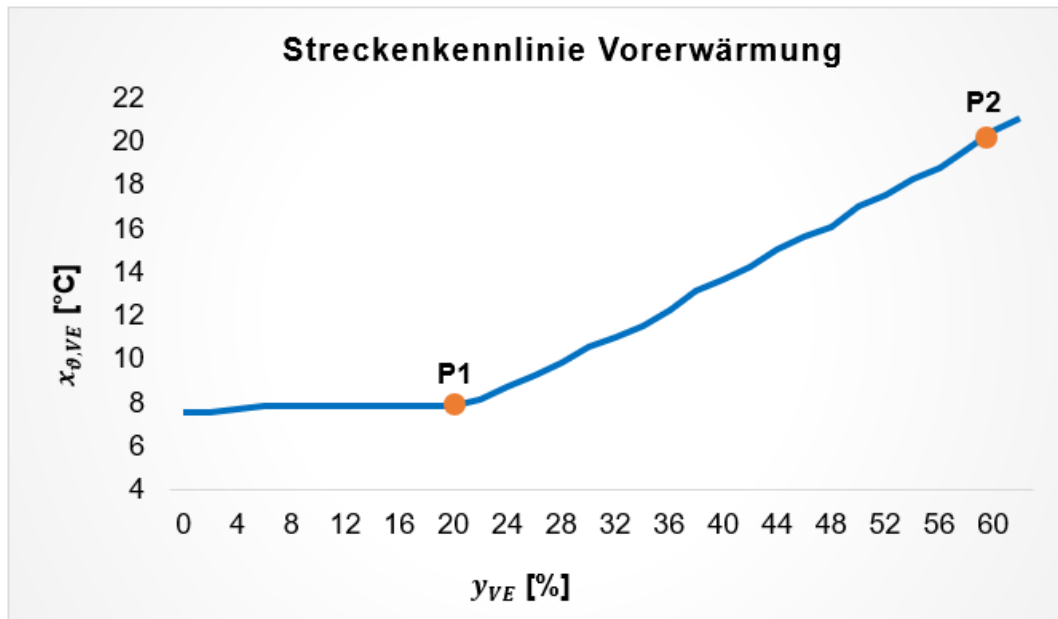


Abbildung 30 – Streckenkenlinie Vorerwärmung

Die Streckenkenlinie zeigt, dass sich die Regelgröße erst ab einem Ventilhub von 20% anfängt zu ändern. Aus der Streckenkenlinie wird der Proportionalbeiwert der Regelstrecke  $K_{PS}$  über das Steigungsdreieck mit den Punkten P1 und P2 ermittelt.

$$K_{PS} = \frac{x_{\vartheta,VE,2} - x_{\vartheta,VE,1}}{y_{VE,2} - y_{VE,1}} = \frac{(20,4 - 7,8)K}{(60 - 20)\%} = 0,315 \frac{K}{\%} \quad (24)$$

Mit der Kenntnis von  $K_{PS}$  wird der Regler so eingestellt, dass dieser das Ventil bei Bedarf um eine bestimmte Prozentzahl öffnet oder schließt.

Zum Reglerentwurf werden noch zwei weitere charakteristische Größen benötigt, welche aus dem dynamischen Verhalten der Regelstrecke ermittelt werden.

### 4.3.2 Dynamisches Verhalten der Vorerwärmung

Das dynamische Verhalten der Vorerwärmung wird experimentell ermittelt, um die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichszeit  $T_g$  zu berechnen. Diese Kennwerte sind mit  $K_{PS}$  die Basis des Reglerentwurfs. Analog zur Analyse des statischen Verhaltens wird die Anlage für das dynamische Verhalten ebenfalls in den stationären Referenzzustand eingestellt. Die Außentemperatur liegt während der Analyse des dynamischen Verhaltens bei ca. 5°C und bleibt konstant. Um das dynamische Verhalten zu analysieren wird das Ventil aus dem Beharrungszustand zum Zeitpunkt  $t_0$  sprungartig geöffnet. Die Höhe des Sprungs wird dabei auf den Arbeitspunkt der Regelgröße angepasst. Die Regelgröße ist die Temperatur nach der Vorerwärmung. Der Ventilhub ist vor dem Sprung auf 20% eingestellt und beträgt nach dem Sprung 35%, vgl. Abbildung 31a.

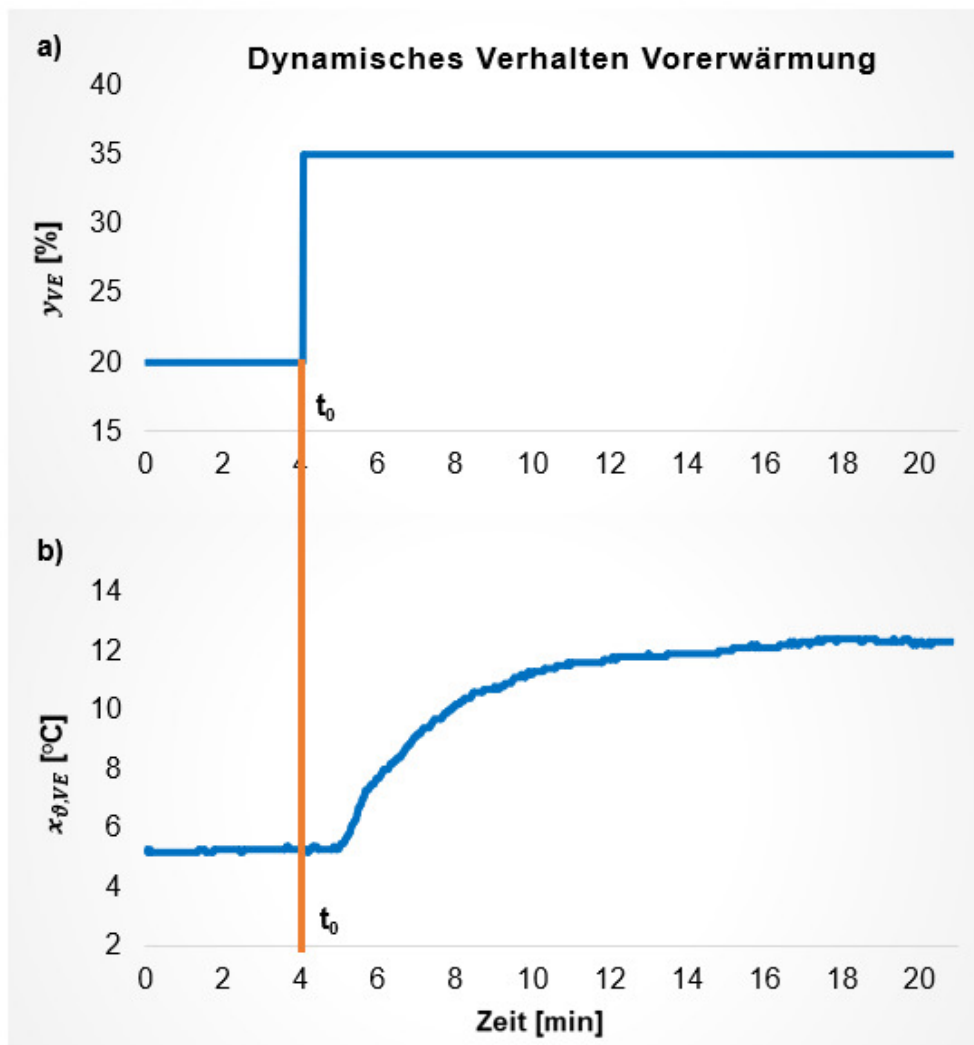


Abbildung 31 – Dynamisches Verhalten Vorerwärmung

In Abbildung 31b wird die Sprungantwort der Temperatur nach der Vorerwärmung gezeigt. Die Sprungantwort hat das Verhalten eines Verzögerungsgliedes höherer Ordnung mit Totzeit (P-Tn-Tt-Strecke).

Mit dem Wendetangentenverfahren werden die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichzeit  $T_g$  zu

$$T_u = 38s \quad (25)$$

$$T_g = 155s \quad (26)$$

berechnet, vgl. Anhang [A2]. Mit diesen charakteristischen Kennwerten wird die Regelbarkeit der Regelstrecke bewertet, um den passenden Regler auszuwählen. Der Schwierigkeitsgrad der Regelstrecke beträgt:

$$S = \frac{T_u}{T_g} = \frac{38}{155} \approx 0,245 \quad (27)$$

Es handelt sich um eine befriedigend regelbare Regelstrecke und es wird ein PI-Regler empfohlen [33].

### 4.3.3 Reglerentwurf für die Vorerwärmung

Werden Einstellregeln verwendet, ist darauf zu achten den Regler passend zum Anwendungsfall auszuwählen. Nachfolgend werden die Einstellregeln nach Samal für Regelstrecken im Anlagenbau verwendet [15]. Es wird ein kriechendes Verhalten der Regelgröße ausgewählt, da Schwingungen unerwünscht sind. Für den PI-Regler wird der Proportionalbeiwert  $K_{PR}$  und die Nachstellzeit  $T_N$  wie folgt berechnet:

$$K_{PR} = \frac{0,16 \cdot T_g}{K_{PS} \cdot T_u} = \frac{0,16 \cdot 155s}{0,315 \frac{K}{\%} \cdot 38s} \approx 2,0 \frac{\%}{K} \quad (28)$$

$$T_N = 0,51 \cdot T_g = 0,51 \cdot 155s \approx 79s \quad (29)$$

Für den Regelkreis der Vorerwärmung werden die zuvor berechneten Reglerparameter verwendet, in LabVIEW implementiert und getestet. Für einen optimalen Reglerentwurf sind die Reglerparameter zu tunen, vgl. Kapitel 6 Handlungsempfehlungen.

### 4.3.4 Statisches Verhalten der Nacherwärmung

Das statische Verhalten der Nacherwärmung wird für den gleichen Referenzzustand wie für die Vorerwärmung untersucht. Gestartet wird mit einem Ventilhub von 0% und schrittweise erhöht. Die Versuchsreihe wird bis zu einem Ventilhub von 80% durchgeführt, um die Anlagenkomponenten zu schonen. Die Stellgröße ist der Ventilhub und die Regelgröße ist die Zulufttemperatur. Während die Versuchsreihe durchgeführt wurde, betrug die Außentemperatur ca. 3°C. Die Streckenkennlinie der Regelstrecke Nacherwärmung wird in Abbildung 32 dargestellt.

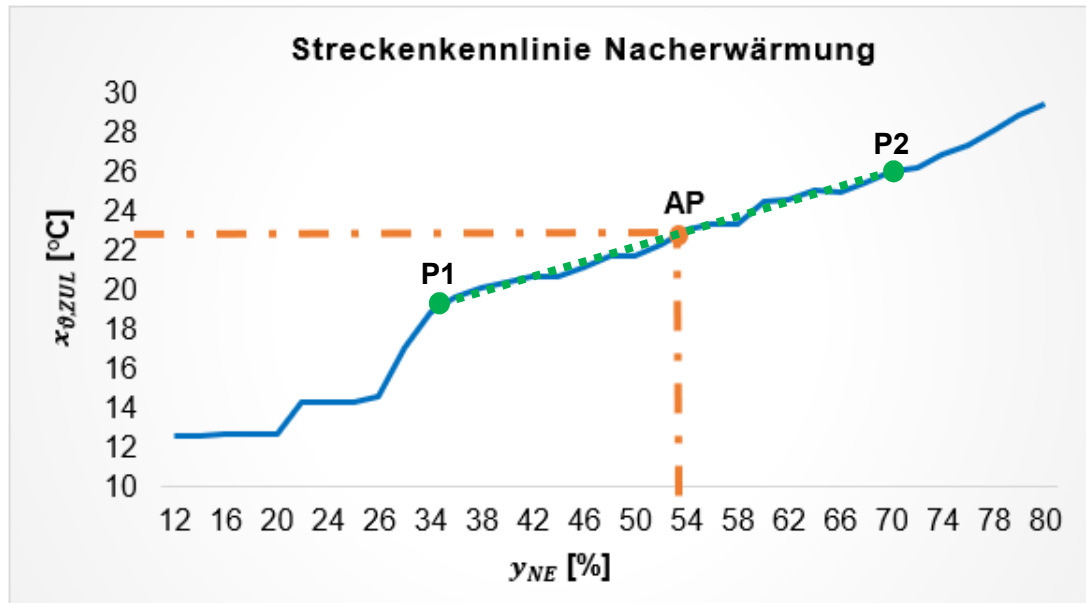


Abbildung 32 – Streckenkennlinie Nacherwärmung

Wie bei der Vorerwärmung liegt der Arbeitsbereich des Ventils der Nacherwärmung zwischen 20% – 100%. Der Arbeitspunkt (AP) der Zulufttemperatur liegt bei 23°C und einem Ventilhub von 53% für den Referenzzustand. Da die Streckenkennlinie nicht linear ist, wird um den Arbeitspunkt linearisiert. Der Proportionalbeiwert der Regelstrecke wird für den linearisierten Bereich zwischen den Punkten P1 und P2 berechnet, vgl. Abbildung 32.

$$K_{PS} = \frac{x_{\vartheta_{zul,2}} - x_{\vartheta_{zul,1}}}{y_{NE,2} - y_{NE,1}} = \frac{(26 - 18,9)K}{(70 - 34)\%} \approx 0,197 \frac{K}{\%} \quad (30)$$

### 4.3.5 Dynamisches Verhalten der Nacherwärmung

Das dynamische Verhalten der Nacherwärmung wird analog im Fall der Vorerwärmung ermittelt, um die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichszeit  $T_g$  zu ermitteln. Analog zur Analyse des statischen Verhaltens wird die Anlage für das dynamische Verhalten ebenfalls in den stationären Referenzzustand eingestellt. In Abbildung 33 wird der Eingangssprung und die Sprungantwort der Regelgröße gezeigt. Die Regelgröße ist die Zulufttemperatur. Um das dynamische Verhalten zu analysieren wird das Ventil aus dem Beharrungszustand zum Zeitpunkt  $t_0$  sprunghaft geöffnet. Der Ventilhub ist vor dem Sprung auf 30% eingestellt und beträgt nach dem Sprung 50%, vgl. Abbildung 33a. Die Regelgröße liegt vor der Analyse des dynamischen Verhaltens bei ca. 18,4°C, vgl. Abbildung 33b.

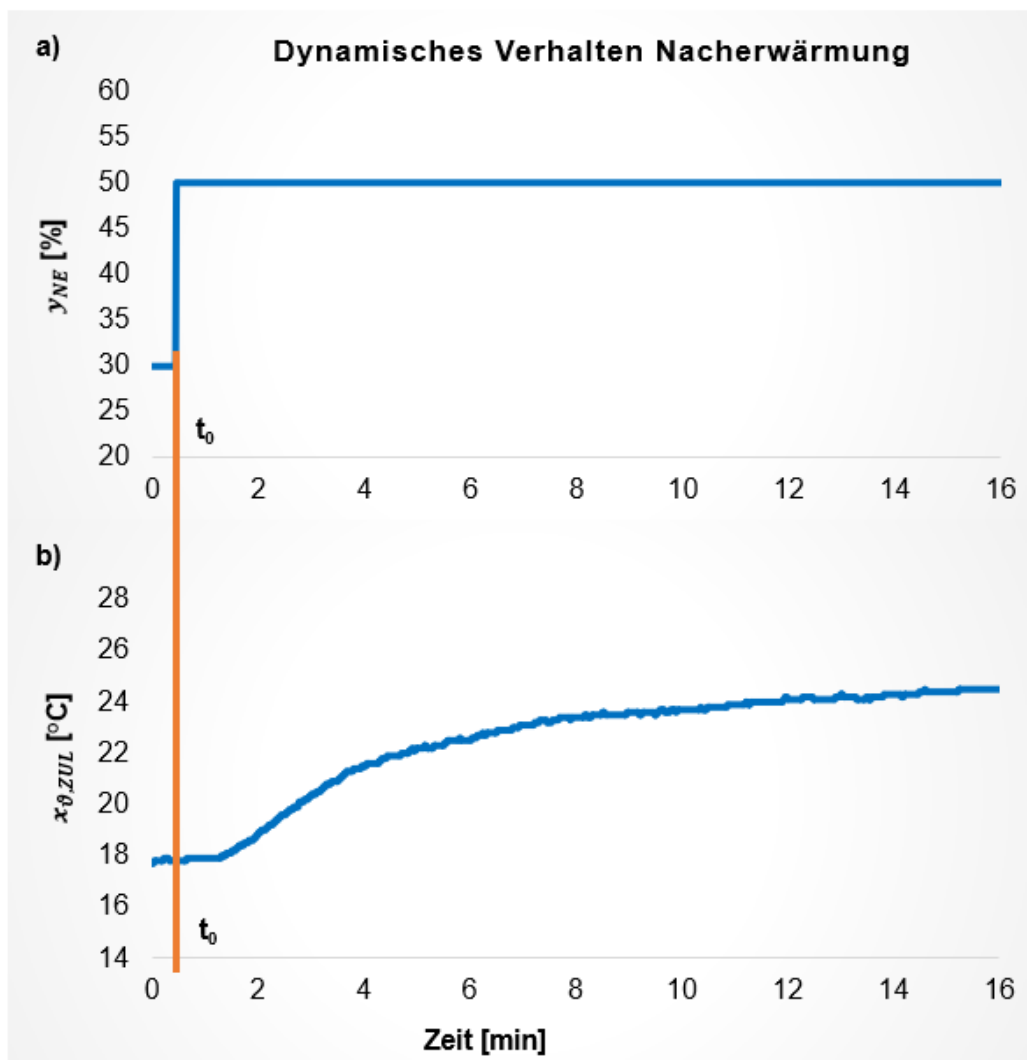


Abbildung 33 – Dynamisches Verhalten der Nacherwärmung

In Abbildung 33b wird die Sprungantwort der Nacherwärmung gezeigt. Die Sprungantwort hat analog zur Vorerwärmung den Verlauf eines Verzögerungsgliedes höherer Ordnung mit Totzeit (P-Tn-Tt-Strecke). Dies ist mit der Anzahl der Wendepunkte und dem charakteristischen Verlauf der Zulufttemperatur in Abbildung 33b begründet, vgl. Abbildung 8, Kapitel 2.2. Die Ursache hierfür liegt darin, dass der Temperatursensor der Zuluft weiter entfernt ist. Die durch die Nacherwärmung erwärmte Luft muss erst den Abschnitt des Zuluftkanals durchströmen, um den Zuluft-Temperatursensor zu erreichen, vgl. Abbildung 26.

Mit dem Wendetangentenverfahren werden die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichzeit  $T_g$  zu

$$T_u = 68 \text{ s} \quad (31)$$

$$T_g = 261 \text{ s} \quad (32)$$

berechnet, vgl. Anhang [A3]. Mit diesen charakteristischen Kennwerten wird die Regelbarkeit der Regelstrecke bewertet, um den passenden Regler auszuwählen. Der Schwierigkeitsgrad der Regelstrecke beträgt:

$$S = \frac{T_u}{T_g} = \frac{68}{261} \approx 0,26 \quad (33)$$

Es handelt sich um eine befriedigend regelbare Regelstrecke und es wird analog zur Vorerwärmung ein PI-Regler empfohlen [33].

### 4.3.6 Reglerentwurf für die Nacherwärmung

Der Reglerentwurf erfolgt wie bei der Vorerwärmung nach den empirisch ermittelten einstellregeln von Samal [15]. Es wird ebenfalls ein kriechendes Verhalten der Regelgröße ausgewählt. Für den PI-Regler wird der Proportionalbeiwert  $K_{PR}$  und die Nachstellzeit  $T_N$  wie folgt berechnet:

$$K_{PR} = \frac{0,16 \cdot T_g}{K_{PS} \cdot T_u} = \frac{0,16 \cdot 261 \text{ s}}{0,197 \frac{\text{K}}{\%} \cdot 68 \text{ s}} \approx 3,1 \frac{\%}{\text{K}} \quad (34)$$

$$T_N = 0,51 \cdot T_g = 0,51 \cdot 261 \text{ s} \approx 133 \text{ s} \quad (35)$$

Die Reglerparameter werden mit dem Regelkreis in LabVIEW implementiert und getestet.



## 4.4 Dynamisches Verhalten der Kühlung

Das statische Verhalten für die Kühlung kann nicht analysiert werden, da schon die minimale Verdichterleistung zu stark ist. Statt nur gekühlt würde bei höheren Leistungen bereits entfeuchtet werden. Stattdessen wird im Winter die Kühlung simuliert, indem die Vorerwärmung in Betrieb genommen wird. Die Ventilatoren um Zu- und Abluftkanal sind mit der Drehzahl des Arbeitspunktes eingestellt. Die Zubringerpumpe und die Pumpe im Vorerwärmer-Kreis sind eingeschaltet. Das Dreiwegeventilstellglied wird bei Außentemperaturen von  $7,2^{\circ}\text{C}$  auf eine Öffnung von 70% eingestellt. Nun stellt sich die Temperatur nach dem Vorerwärmer auf ca.  $31^{\circ}\text{C}$  im Beharrungszustand ein. Ausgehend von diesem Referenzzustand wird die Kältemaschine auf die minimale Verdichterleistung eingestellt. Der Verlauf der Sprungantwort als Temperatur nach der Kältemaschine ist in Abbildung 34 dargestellt. Der Beharrungszustand der Kühlung liegt bei einer Temperatur von  $9,5^{\circ}\text{C}$  für den beschriebenen Referenzzustand.

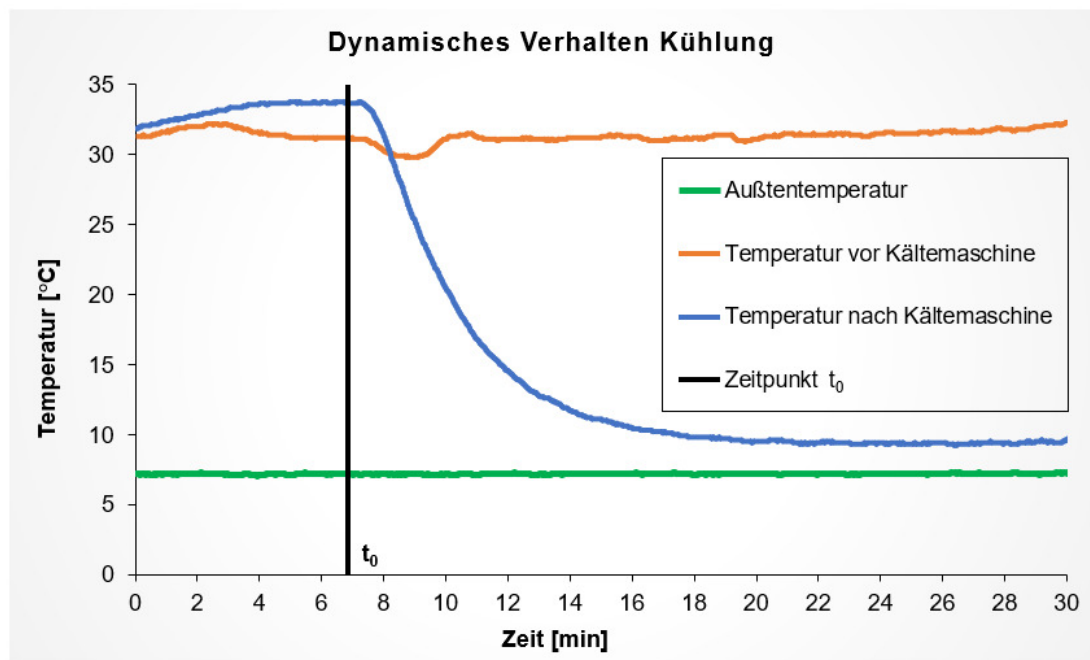


Abbildung 34 – Dynamisches Verhalten der Kühlung

## 4.5 Analyse der Regelstrecke Befeuchtung

Das statische und dynamische Verhalten der Befeuchtung wird ebenfalls im Arbeitspunkt analysiert. Zuvor wird der Befeuchter manuell am Gerät eingeschaltet. Zu Beginn der Messreihe beträgt die Temperatur in der Zuluft ca. 23°C und die absolute Feuchte liegt bei 4,3 g/kg.

### 4.5.1 Statisches Verhalten der Befeuchtung

Das statische Verhalten der Befeuchtung wird in Abbildung 35 dargestellt. Die Regelgröße als absolute Feuchte ist über die Stellgröße als Leistung des Dampfbefeuchters aufgetragen. Es handelt sich jeweils um die stationären Endwerte der absoluten Feuchte, bevor der Wasserbehälter aufgefüllt wird.

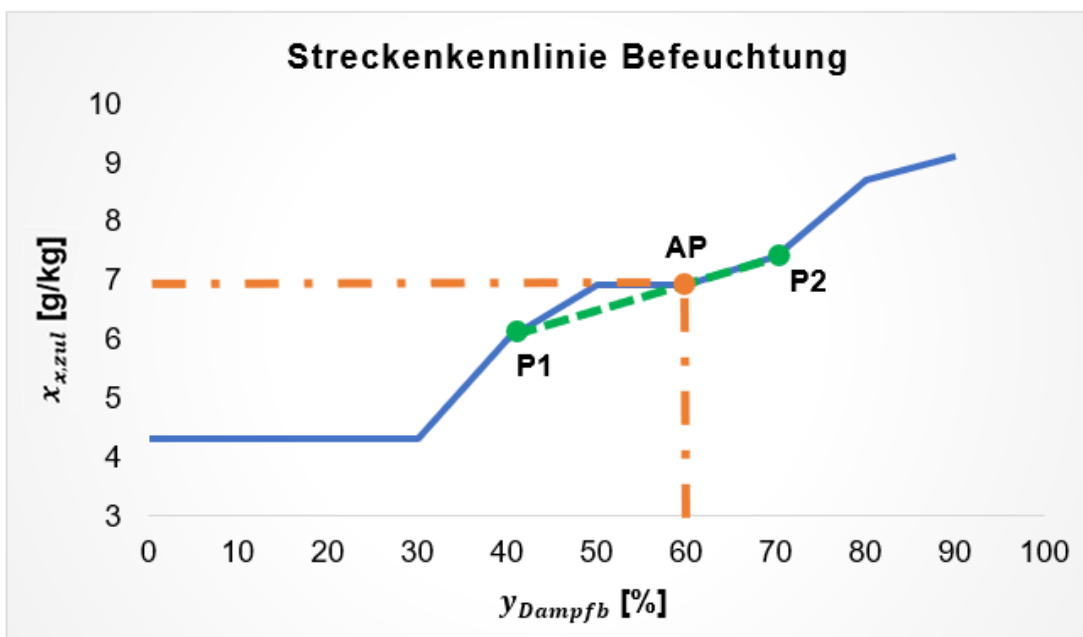


Abbildung 35 – statisches Verhalten der Befeuchtung

Der Arbeitspunkt (AP) der absoluten Feuchte liegt bei 7g/kg und einer Leistung des Dampfbefeuchters von 60% für den Referenzzustand. Da die Streckenkennlinie nicht linear ist, wird um den Arbeitspunkt linearisiert. Der Proportionalbeiwert der Regelstrecke wird für den linearisierten Bereich zwischen den Punkten P1 und P2 berechnet, vgl. Abbildung 35.

$$K_{PS} = \frac{x_{X,zul,2} - x_{X,zul,1}}{y_{Dampfb,2} - y_{Dampfb,1}} = \frac{(7,4 - 6) \frac{g}{kg}}{(70 - 40)\%} \approx 0,046 \frac{\frac{g}{kg}}{\%} \quad (36)$$

### 4.5.2 Dynamisches Verhalten der Regelstrecke

In Abbildung 36 wird der Eingangssprung und die Sprungantwort der absoluten Feuchte in der Zuluft gezeigt. Um das dynamische Verhalten zu analysieren wird die Leistung des Dampfbefeuchter aus dem Beharrungszustand zum Zeitpunkt  $t_0$  sprungartig erhöht.

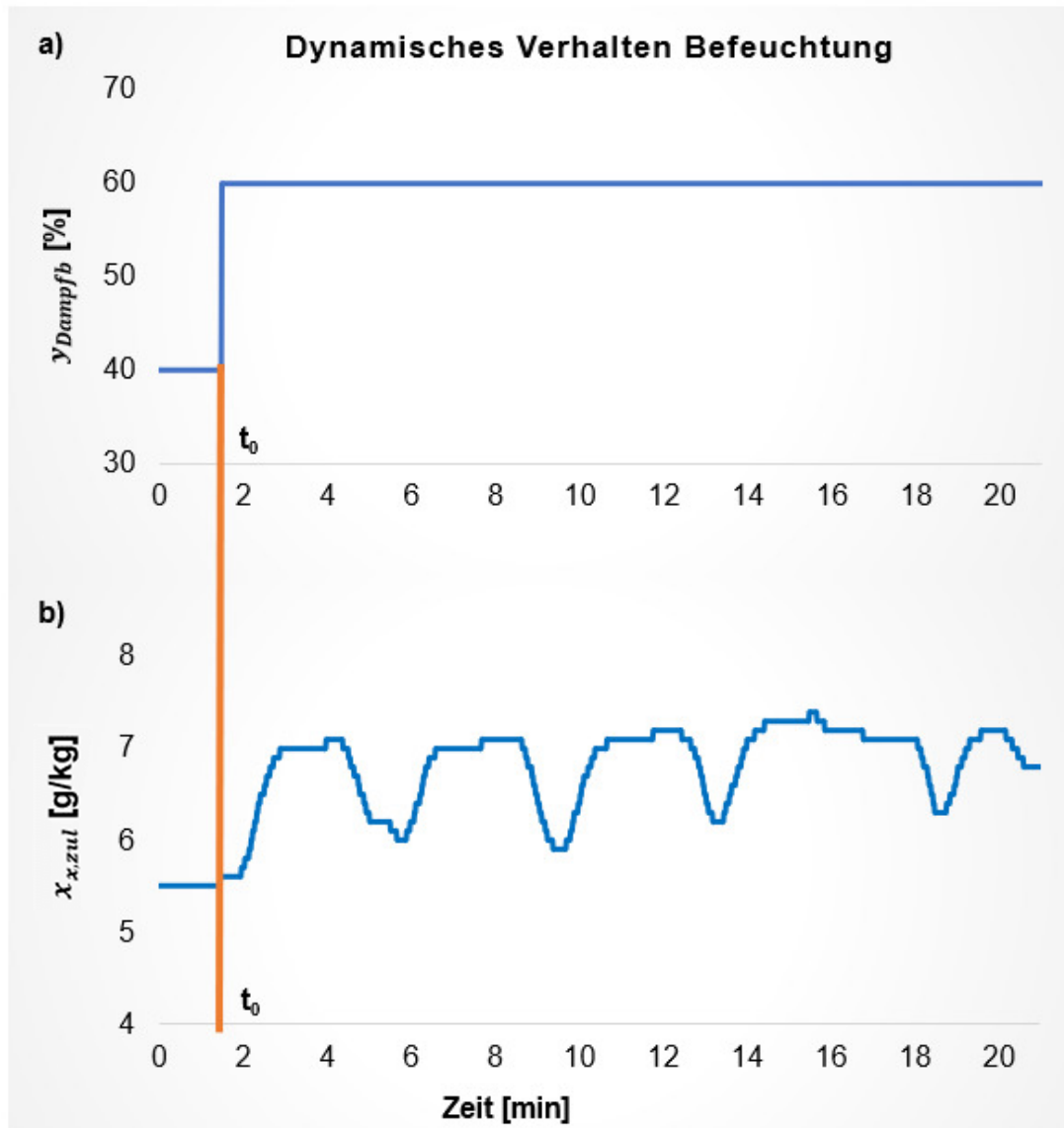


Abbildung 36 – dynamisches Verhalten der Befeuchtung

Die Leistung ist vor dem Sprung auf 40% eingestellt und beträgt nach dem Sprung 60%, vgl. Abbildung 36a. Die Regelgröße liegt vor dem Zeitpunkt  $t_0$  bei ca. 5,5 g/kg, vgl. Abbildung 36b. Die Sprungantwort hat den Verlauf eines Verzögerungsgliedes höherer Ordnung mit Totzeit (P-Tn-Tt-Strecke). Besonders auffällig ist, dass im weiteren zeitlichen Verlauf die absolute Feuchte nicht konstant auf 7 g/kg gehalten werden kann.

Grund hierfür ist, dass nach in der Regel ca. 2min der Wasserbehälter des Dampfbefeuchters aufgefüllt wird. Verbaut ist ein Dampfbefeuchter des Typs LEP18P der Firma VAPAC. Der in Abbildung 36 dargestellte Verlauf ist kennzeichnend für diesen Dampfbefeuchter und sollte nicht manipuliert werden [29].

Mit dem Wendetangentenverfahren werden die Verzugszeit  $T_u$  und die Ausgleichzeit  $T_g$  zu

$$T_u = 29 \text{ s} \quad (37)$$

$$T_g = 38 \text{ s} \quad (38)$$

berechnet, vgl. Anhang [A4]. Mit diesen charakteristischen Kennwerten wird die Regelbarkeit der Regelstrecke bewertet, um den passenden Regler auszuwählen. Der Schwierigkeitsgrad der Regelstrecke beträgt:

$$S = \frac{T_u}{T_g} = \frac{29}{38} \approx 0,76 \quad (39)$$

Es handelt sich um eine schwierig regelbare Regelstrecke. Entschieden wird sich für einen PI-Regler.

### 4.5.3 Reglerentwurf Befeuchtung

Der Reglerentwurf erfolgt nach den empirisch ermittelten Einstellregeln von Samal [15]. Es wird ebenfalls ein kriechendes Verhalten der Regelgröße ausgewählt. Für den PI-Regler wird der Proportionalbeiwert  $K_{PR}$  und die Nachstellzeit  $T_N$  wie folgt berechnet:

$$K_{PR} = \frac{0,16 \cdot T_g}{K_{PS} \cdot T_u} = \frac{0,16 \cdot 38 \text{ s}}{0,046 \frac{\frac{\text{g}}{\text{kg}}}{\%} \cdot 29 \text{ s}} \approx 4,5 \frac{\%}{\left(\frac{\text{g}}{\text{kg}}\right)} \quad (40)$$

$$T_N = 0,51 \cdot T_g = 0,51 \cdot 38 \text{ s} \approx 19,4 \text{ s} \quad (41)$$

Die Reglerparameter werden mit dem Regelkreis in LabVIEW implementiert und getestet.

Der Dampfbefeuchter kann die absolute Feuchte nicht über eine längere Zeitspanne auf einen konstanten Wert halten. Dies liegt an dem Abschlämmvorgang, um Ablagerungen zu verringern. Durch das Verdampfen wird dem System nur Dampf entnommen, Salze und Härtebildner bleiben jedoch im System. Demnach muss dem immer höher werdenden Konzentrationsgehalt entgegengewirkt werden, indem das Wasser abgeschlämmt wird. Auf diese Weise wird vermieden, dass beispielsweise Kalk abgelagert wird und das Material korrodiert.

## 5. Darstellung der Ergebnisse

Bevor die Regelkreise direkt an der VKA getestet werden, erfolgt zunächst eine Simulation in LabVIEW. Ziel ist es herauszufinden, ob die Regelung stabil für beliebige Sollwerte funktioniert. Außerdem können auf diese Weise die nach den Einstellregeln ermittelten Reglerparameter getestet werden. Nach dem Verfahren zur Systemidentifikation werden mathematische Modelle hergeleitet, welche das reale Verhalten der Regelstrecken nachbilden. Grundlage für die Systemidentifikation ist die Systemanalyse aus den vorigen Kapiteln. Eine Simulation der Kühlung ist nicht sinnvoll, da eine Steuerung implementiert wird. Aufgrund des sinusartigen Verlaufs der absoluten Feuchte, wird auf eine Simulation der Befeuchtung verzichtet. Die Entfeuchtung wird ebenfalls nicht simuliert, da das Systemverhalten nicht untersucht werden konnte. Grund hierfür ist, dass die absolute Außenluftfeuchte während dieser Arbeit nicht über 5 g/kg war. Optimal wären Werte über 10 g/kg, um die Außenluft zu entfeuchten.

### 5.1 Simulation des Regelkreises Vorerwärmung

Die Sprungantwort der Regelstrecke Vorerwärmung verhält sich wie ein P-Tn-Tt-System. Diese Regelstrecke wird durch die folgende Übertragungsfunktion approximiert [28].

$$G(s) = \frac{V}{1 + s \cdot T_g} \cdot e^{-s \cdot T_u} \quad (42)$$

Der Verstärkungsfaktor wird  $V$  als Verhältnis zwischen der Differenz aus dem stationären Endwert und dem Wert vor dem Sprung zur Differenz der Sprunghöhe berechnet.

$$V_{VE} = \frac{(12,3 - 5,3) \text{ } ^\circ\text{C}}{(35 - 20) \%} \approx 0,47 \frac{\text{K}}{\%} \quad (43)$$

Die in Kapitel 4.3.2 berechneten Werte führen zum folgenden Laplace-transformierten Übertragungsfunktionsmodell für die Regelstrecke der Vorerwärmung.

$$G_{VE}(s) = \frac{0,47 \frac{\text{K}}{\%}}{1 + s \cdot 155(s)} \cdot e^{-s \cdot 38(s)} \quad (44)$$

Es wird in LabVIEW eine Simulationsumgebung geschaffen, welche das Übertragungsfunktionsmodell enthält. Um das Modell zu verifizieren, werden gleiche Bedingungen wie bei der Analyse des dynamischen Verhaltens der Vorerwärmung eingestellt. Dem Modell wird also ein Sprung von 15% nach einer Simulationszeit von 245 Sekunden aufgeschaltet. In Abbildung 35 wird das Ergebnis der Simulation gezeigt. Als Simulationszeit wird die gleiche Zeit gewählt, in der das dynamische Verhalten der Vorerwärmung analysiert wurde.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die modellierte Sprungantwort nahezu exakt die reale Sprungantwort nachbildet. Damit ist das Modell verifiziert.

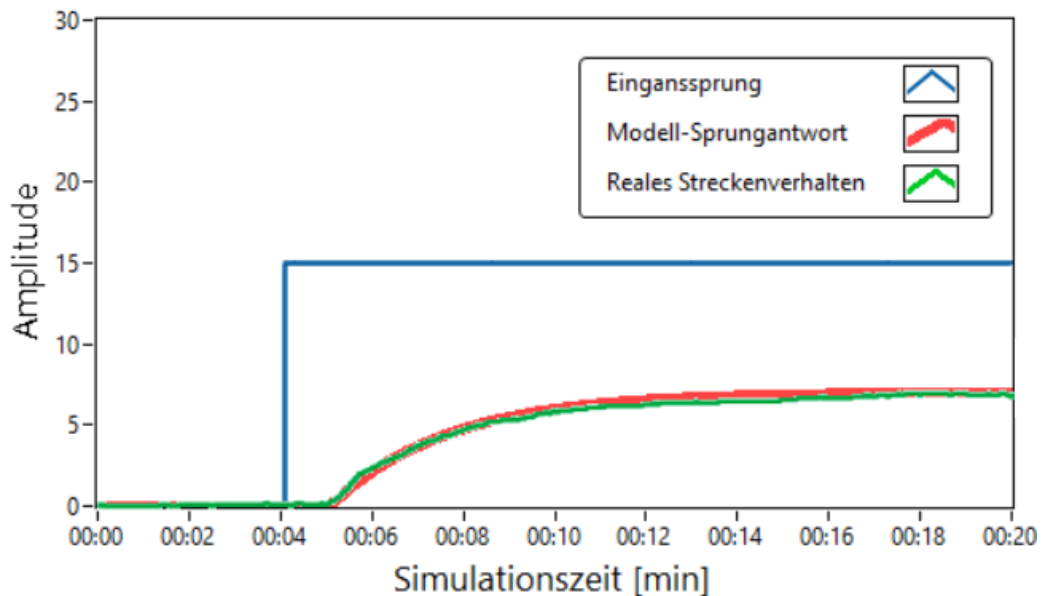


Abbildung 37 – Systemverifikation des Modells der Vorerwärmung

Als nächstes wird ein Regler implementiert und die Reglerparameter getestet. Außerdem werden unterschiedliche Sollwerte getestet. Damit bleibt dem Anwender überlassen welchen Sollwert er/sie einstellen möchte. Abbildung 36 zeigt die Simulation mit einem PI-Regler und den nach Samal ermittelten Reglerparametern. Der Programmcode ist im Anhang [A5] zu finden. Der Sollwert wird zunächst bei der vierten Minute um 5 Kelvin angehoben. Anschließend wird der Sollwert in der vierzehnten Minute um weitere 5 Kelvin angehoben.

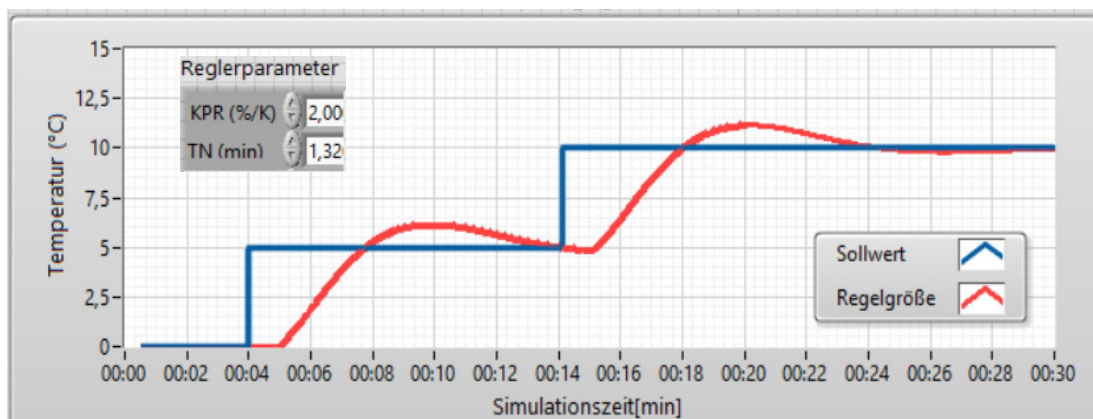


Abbildung 38 – Simulation der Regelung der Vorerwärmung

In Abbildung 36 wird gezeigt, dass die in Rot dargestellte Regelgröße den Sollwert ohne schwingen erreicht. Die experimentell ermittelten Reglerparameter werden für sehr gut befunden. Wird der Proportionalbeiwert  $K_{PR}$  deutlich erhöht führt dies zu einem instabilen Verhalten der Regelgröße. Eine zu kleine Nachstellzeit  $T_N$  führt ebenfalls zu einem instabilen Verhalten der Regelgröße. Beispiele dazu sind im Anhang [A6] zu finden.

## 5.2 Simulation des Regelkreises Nacherwärmung

Da der Verlauf der Sprungantwort der Nacherwärmung von der Sprungantwort der Vorerwärmung abweicht, führt eine Approximation nach Gleichung (36) zu nicht zufriedenstellenden Ergebnissen. Um die Regelstrecke der Nacherwärmung zu modellieren, wird das Verfahren der Zeitprozentkennwerte nach Schwarze angewendet [28]. Das reale Verhalten der Sprungantwort wird durch folgende Übertragungsfunktion der  $n$ -ten Ordnung nachgebildet:

$$G(s) = \frac{V}{(1 + s \cdot T)^n} \cdot e^{-s \cdot T_u} \quad (45)$$

Das Verfahren der Zeitprozentkennwerte ist für die Nacherwärmung detailliert im Anhang [A6] dokumentiert. Nachfolgend wird das Verfahren nur kurz zusammengefasst. Aus der Sprungantwort der Nacherwärmung werden Zeitprozentkennwerte ermittelt. Zeitprozentkennwerte sind Zeitpunkte, an denen die Sprungantwort bestimmte Prozentwerte des stationären Endwertes erreicht. Anschließend wird die Ordnung des Systemmodells ermittelt, indem Zeitprozentkennwert-Verhältnisse gebildet werden. Mit der Systemordnung  $n$  wird die Zeitkonstante  $T$  berechnet. Die in Anhang [A7] berechnete Zeitkonstante  $T$  und Systemordnung  $n$ , eingesetzt in Gleichung (39), führt zum folgenden Laplace-transformierten Übertragungsfunktionsmodell:

$$G_{NE}(s) = \frac{0,305 \frac{K}{\%}}{1 + 246(s) + 20172(s) \cdot s^2 + 551368(s) \cdot s^3} \cdot e^{-s \cdot 68(s)} \quad (46)$$

Die Sprungantwort der Regelstrecke Nacherwärmung wurde ermittelt, indem der Ventilhub von 30% auf 50% (also um 20%) vergrößert wurde.

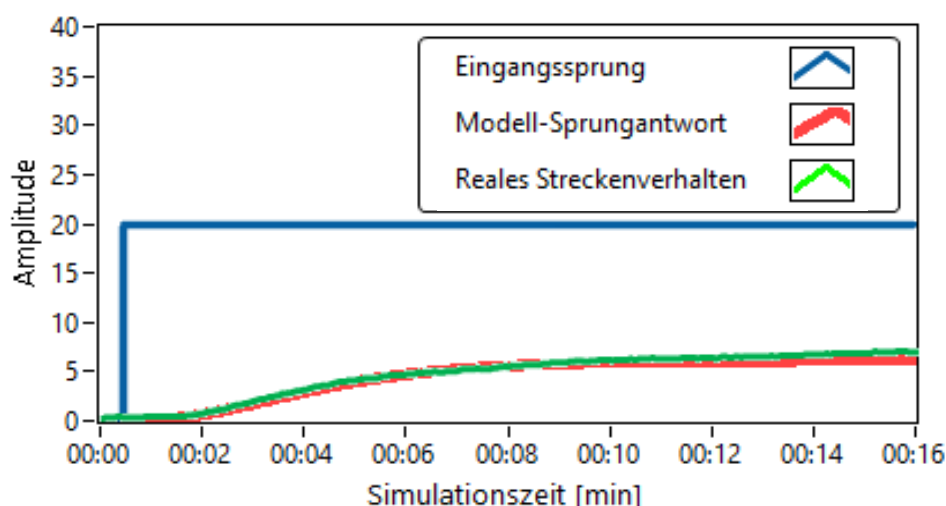


Abbildung 39 – Systemverifikation des Modells der Nacherwärmung

Dies führte zu einer Erwärmung der Regelgröße von  $18,4^{\circ}\text{C}$  auf  $24,5^{\circ}\text{C}$  (also  $6,1$  Kelvin). Demnach wird der Verstärkungsfaktor  $V$  analog nach Gleichung (37) zu  $0,305$   $\text{K}/\%$  berechnet.

Wie für die Simulation der Vorerwärmung wird in LabVIEW eine Simulationsumgebung geschaffen, in der die modellierte Übertragungspunktion implementiert wird. In Abbildung 37 wird das Ergebnis der Simulation gezeigt. Die modellierte Sprungantwort bildet sehr genau das reale Streckenverhalten nach. Demnach gilt das mathematische Modell der Übertragungsfunktion aus Gleichung (40) als verifiziert.

Anschließend wird ein PI-Regler implementiert. Es werden die aus Kapitel 4.3.6 nach Samal berechneten Reglerparameter verwendet. Analog zur Simulation der Vorerwärmung wird die Regelung für unterschiedliche Sollwerte getestet. Die Simulation der Regelung der Nacherwärmung wird in Abbildung 38 dargestellt.

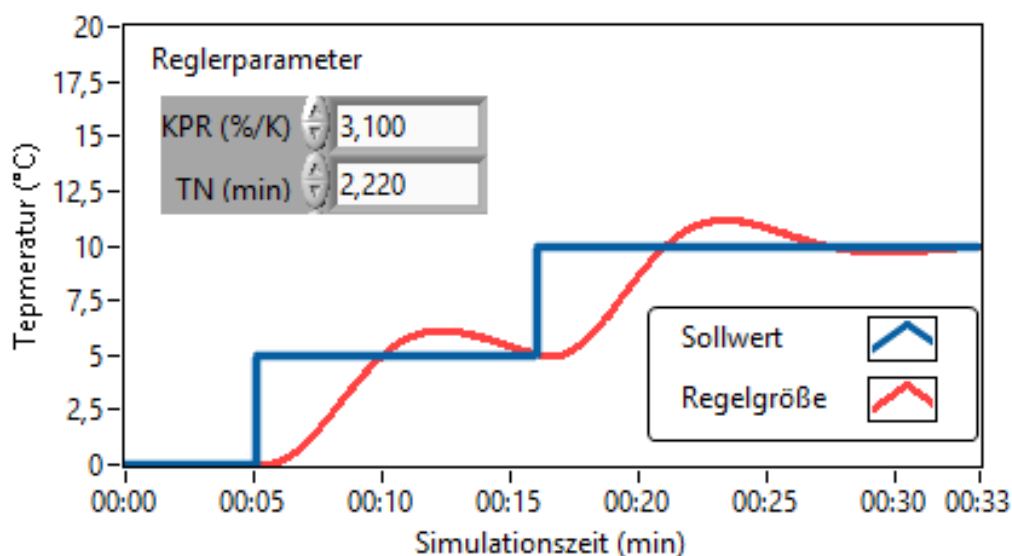


Abbildung 40 – Simulation der Regelung der Nacherwärmung

Auch hier liefern die experimentell ermittelten Reglerparameter sehr gute Ergebnisse und die Sollwerte werden ohne schwingen erreicht. Eine Variation der Reglerparameter führt ähnlich wie in Anhang [A6] für die Vorerwärmung gezeigt, zu einem instabilen Regelverhalten.

Die Regelkreise der Vor- und Nacherwärmung werden nachfolgend ins LabVIEW-Projekt der VKA implementiert und getestet.



### 5.3 Testen der Regelkreise an der VKA im Feldversuch

Während des Feldversuches herrscht folgender Außenluftzustand vor:

- Außentemperatur 10,4°C (Zuluft-Sollwert = 23°C)
- Absolute Außenluftfeuchte 3,7 g/kg (Zuluft-Sollwert = 7 g/kg)

Dieser Zustand wird in Bereich 1 des  $h_{1+x,x}$ -Diagramms eingeordnet und ist charakteristisch für den Winterbetrieb, vgl. Abbildung 27. Demnach werden gemäß dem Lasten- und Pflichtenheft die Zustandsänderungen Nacherwärmen und Befeuchten benötigt. Der Sollwert der Vorerwärmung wird um 2,5 Kelvin auf 12,5°C angehoben, sodass dieser Regelkreis ebenfalls im Feldversuch getestet werden kann.

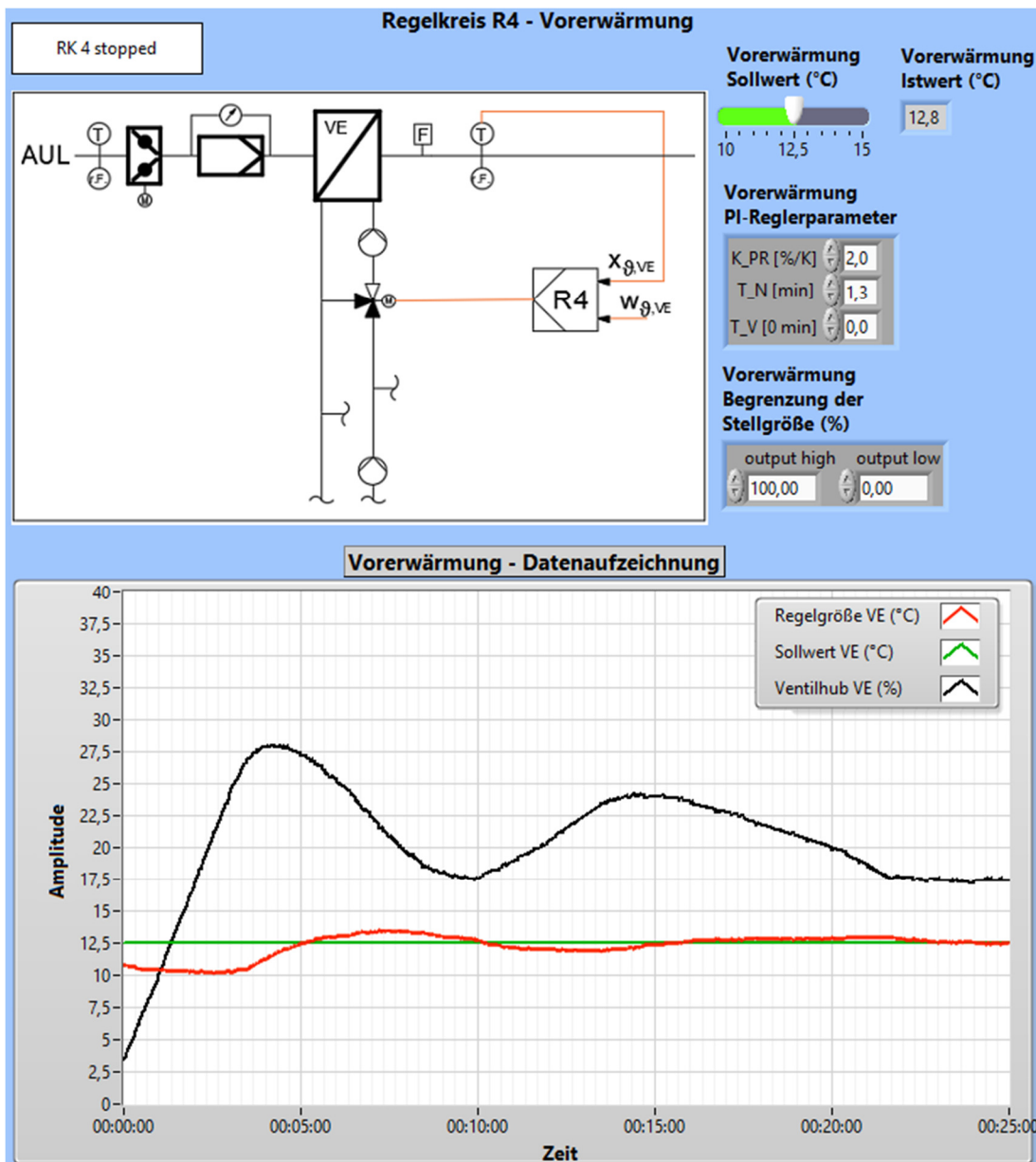


Abbildung 41 – Testen des Regelkreises Vorerwärmung

In den Abbildungen 41 und 42 wird der Feldversuch der Regelkreise Vor- und Nacherwärmung mit der Benutzeroberfläche in LabVIEW dargestellt.

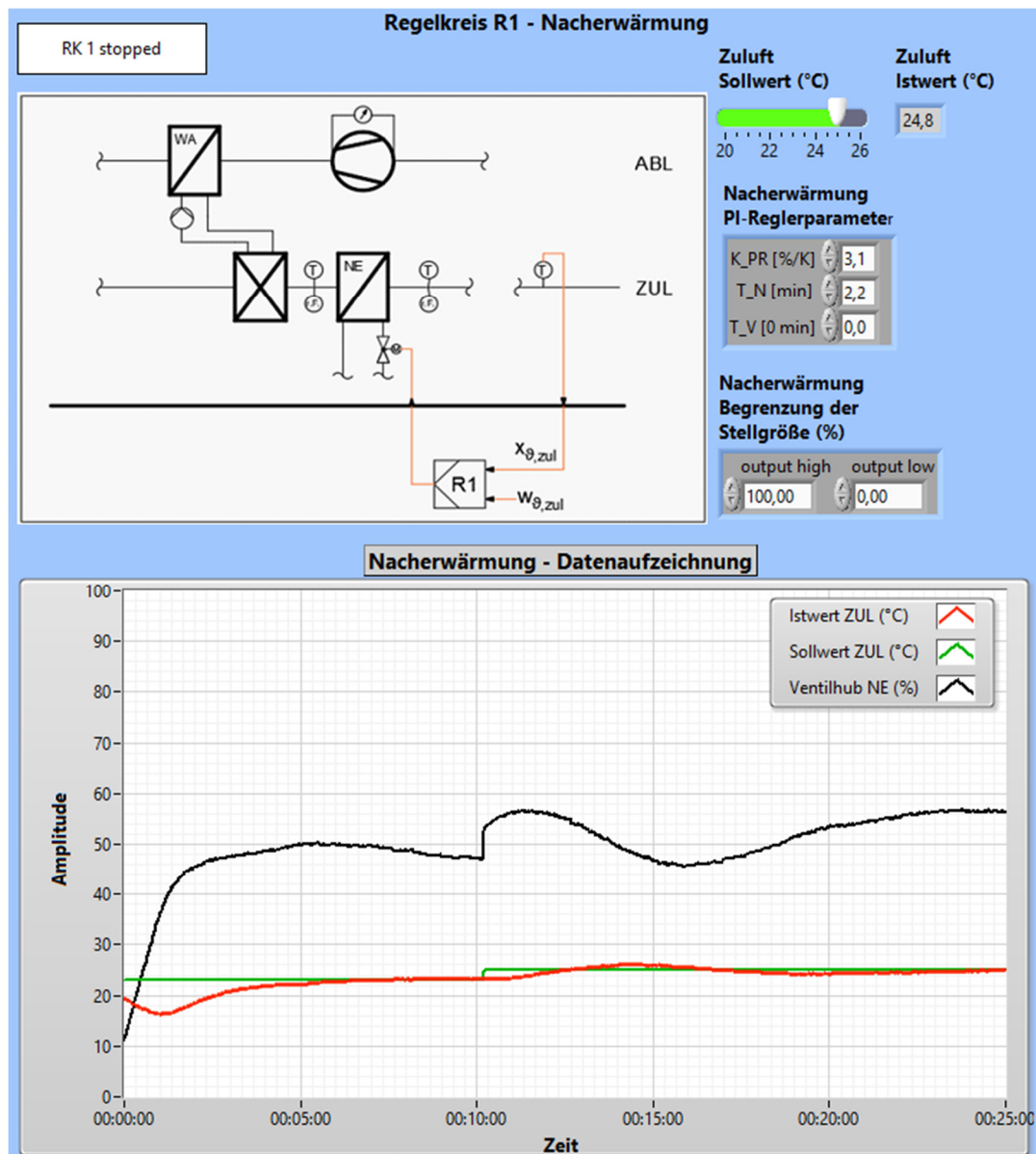


Abbildung 42 – Testen des Regelkreises Nacherwärmung

Der Anwender hat die Möglichkeit Sollwerte in bestimmten Grenzen einzustellen und erhält eine direkte Rückmeldung der Istwerte als Dezimalwert. Außerdem sind die Reglerparameter und die Begrenzung der Ventilhübe einstellbar. Ferner ist jeweils ein Ausschnitt des Verfahrensfließbildes mit dem Regelkreis dargestellt. Relevante Messwerte wie Sollwert, Istwert und Ventilhub werden über die Versuchszeit aufgezeichnet.

Gemäß den Datenaufzeichnungen in den Abbildungen 41 und 42 werden die Sollwerte zügig erreicht und es liegt eine stabile Regelung vor. Selbst bei anderen Betriebspunkten und Sollwertänderungen im Betrieb werden die Sollwerte zuverlässig erreicht.

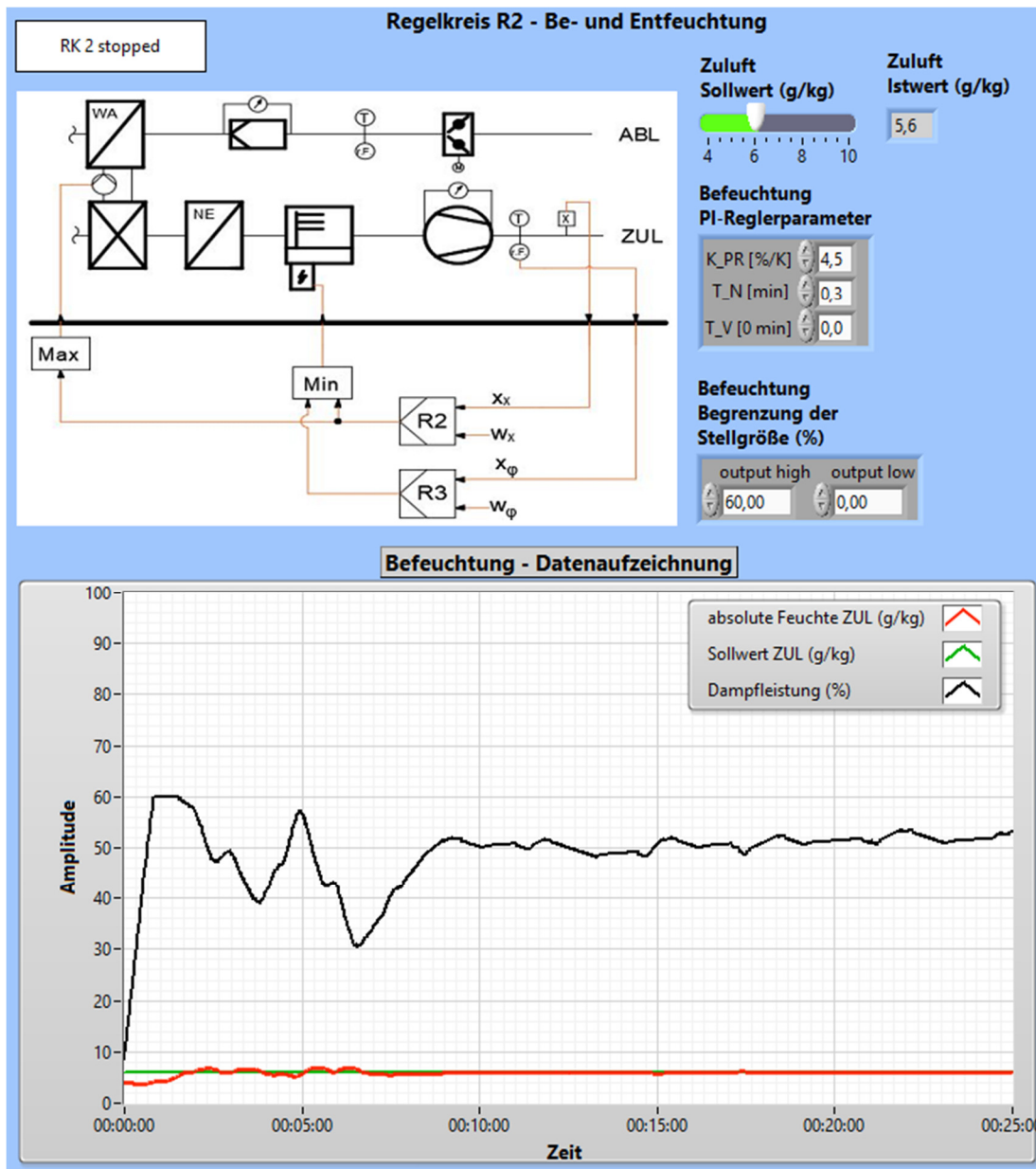


Abbildung 43 – Testen des Regelkreises Befeuchtung

In Abbildung 43 wird der Feldversuch der Befeuchtung mit der Benutzeroberfläche in LabVIEW dargestellt. Trotz des periodischen Verlaufs des dynamischen Verhaltens führt die Regelung zu guten Ergebnissen, siehe Datenaufzeichnung in Abbildung 43. Der Sollwert der absoluten Feuchte wurde für den Feldversuch auf 6 g/kg eingestellt. Nach einem kurzen Einschwingvorgang werden die 6 g/kg zuverlässig erreicht und es ergeben sich nur kleine Abweichungen bedingt durch das dynamische Verhalten des Dampfzufeuchters. Die Regelstrategie kann den Winterbetrieb an der VKA gemäß Lasten- und Pflichtenheft einwandfrei sicherstellen.

### Testen des Sommerbetriebs bei niedrigen Außentemperaturen

Die Temperatur vor der Kältemaschine wird manuell auf ca. 30°C geregelt, indem das Dreiwegeventilstellglied der Vorerwärmung auf 80% eingestellt wird. Für den Test wurde die Bedingung zum Einschalten der Kältemaschine angepasst. Die Kältemaschine wird automatisch eingeschaltet, sobald eine Temperatur vor der Kältemaschine größer als 27°C gemessen wird. In Abbildung 44 wird die LabVIEW-Oberfläche der Steuerungseinheit für die Kühlung gezeigt. Nachdem die Steuerung aktiviert wird, stellt sich die Temperatur nach der Kältemaschine auf konstant 7°C ein. Die auf 7°C gekühlte Luft wird durch die Regelung automatisch auf gewünschte Sollwerte nacherwärmt und befeuchtet. Letztere Zustandsänderungen sind im Anhang A8 aufgeführt.

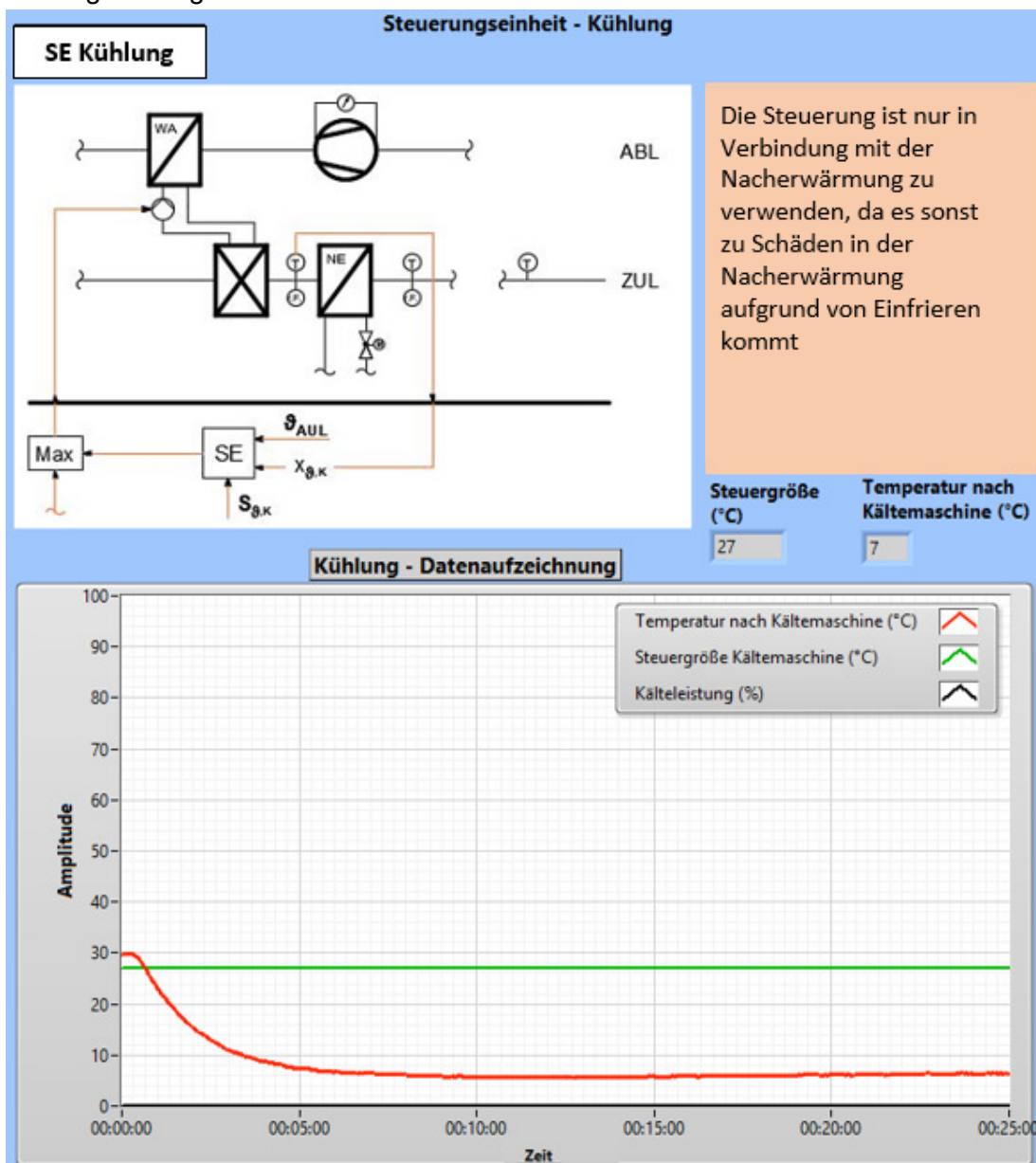


Abbildung 44 – Testen der Steuerungseinheit Kühlung im Feldversuch

## 6. Handlungsempfehlungen

Anhand der Gütekriterien wird bewertet, ob eine Regelung gut oder schlecht arbeitet. Das Hauptgütekriterium ist, dass die Regelgröße im Beharrungszustand dem Sollwert entspricht. Die Regeldifferenz soll demnach verschwinden. Für Regelstrecken mit einem hohen Schwierigkeitsgrad entspricht das Verhalten der Regelung nicht sofort den Gütekriterien. Die einfachste Methode die Regelung zu verbessern wird Tuning der Reglerparameter genannt. Das Tuning erfolgt experimentell, indem immer nur ein Reglerparameter nach dem anderen verändert wird. Aus dem jeweiligen Beharrungszustand werden die Sprungantwort und die Gütekriterien analysiert. Hierzu ist die Theorie aus Kapitel 2.2 notwendig, um zu wissen welcher Reglerparameter welche Auswirkungen auf die Sprungantwort hat. In Abbildung 39 wird der Ablauf gezeigt, wie das Tuning der Reglerparameter funktioniert.

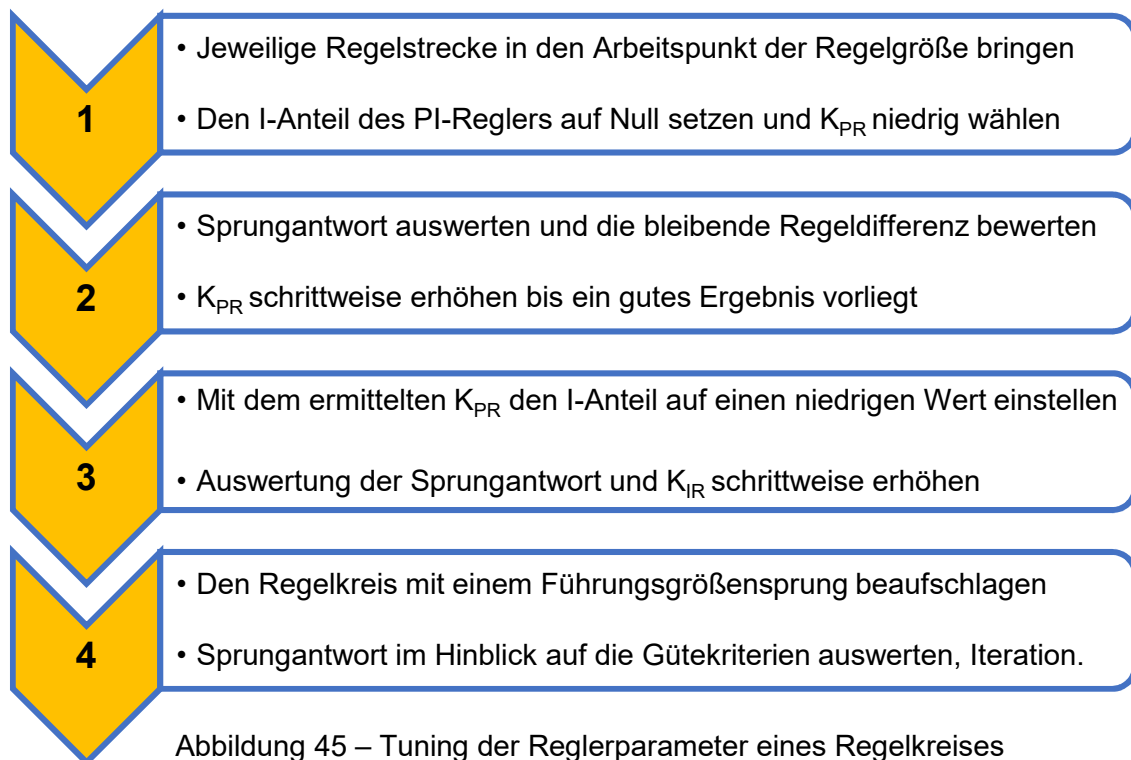


Abbildung 45 – Tuning der Reglerparameter eines Regelkreises

Für Punkt 2 ist anzumerken, dass bei sehr hohen  $K_{PR}$  die Schwingungsneigung steigt. Dies ist zu vermeiden, indem bei ersten Anzeichen einer schwingenden Sprungantwort,  $K_{PR}$  verkleinert wird. Hohe  $K_{PR}$ -Werte verkleinern jedoch die Regeldifferenz und die Anregelzeit [18]. Gute Ergebnisse liegen vor, sobald eine kleine Regeldifferenz bei niedriger Schwingung der Regelgröße vorliegt. Gleiches gilt für den I-Anteil. Außerdem ist zu beachten, dass bei zu hohem I-Anteil die Ausregelzeit zunimmt. Ist nach Auswertung der Sprungantwort die Überschwingweite zu stark ausgeprägt, muss der I-Anteil reduziert werden.

## 6.1 Untersuchung der Stabilität

Weist die Regelung während der Inbetriebnahme eine zufriedenstellende Regelgüte auf, kommt es nichtsdestotrotz im Laufe der Betriebszeit zu Instabilitäten. Dies ist eine direkte Folge durch Änderungen der statischen Kenngrößen sein. Damit stellt sich ein neuer Betriebspunkt ein, der vom Arbeitspunkt abweicht. Grund der Instabilität für den neuen Betriebspunkt ist eine nichtlineare Kennlinie der Regelstrecke. Ist der Übertragungsbeiwert der Strecke  $K_{PS}$  im neuen Betriebspunkt größer als zuvor, wird die kritische Kreisverstärkung  $V_O$  überschritten. Dies führt letztendlich zur Instabilität. Neue Betriebspunkte ändern nicht nur das statische, sondern auch das dynamische Verhalten des Regelkreises in Form von veränderten Totzeiten. Dies hat ebenfalls negative Auswirkungen auf die Stabilität. Beispielsweise wird ein neuer Betriebspunkt für die Ventilator Drehzahl gewählt. Dadurch ändert sich die Strömungsgeschwindigkeit der Luft. Folglich herrschen andere Verzugs- und Ausgleichzeiten, für die die eingestellten Reglerparameter nicht mehr gültig sind. Auch dies hat also zur Folge, dass der Regelkreis instabil wird. Nachdem also die Regelungsaufgabe für den jeweiligen Arbeitspunkt gelöst ist, stellt sich die Frage wie stabil die Regelung ist, wenn die Führungsgröße geändert wird. Hierzu ist die Stabilität der Regelkreise zu untersuchen. Vorausgesetzt ist eine detaillierte mathematische Beschreibung in Form von Differentialgleichungen der Übertragungsglieder.

Zunächst gilt es, den Frequenzgang des Regelkreises zu bestimmen. Der Frequenzgang ist definiert als Quotient des Ausgangssignals zum Eingangssignal für harmonische Schwingungen es linearen dynamischen Systems [33]. Die Ausgangsschwingung  $\underline{X}_a$  wird grafisch ermittelt, indem die Stellgröße sinusförmig geändert wird. Für den Regelkreis der Vorerwärmung folgt die Temperatur im Zuluftkanal der sinusförmigen Eingangsschwingung, jedoch phasenverschoben. Mathematisch werden die Schwingungen als Sinusfunktion mit den jeweiligen Amplituden dargestellt. Um den Frequenzgang unabhängig vom Zeitanteil darzustellen, werden die Schwingungsgleichungen durch eine e-Funktion mit komplexen Zahlen dargestellt, vgl. Eulergleichungen [25].

$$\underline{F}(j\omega) = \frac{\underline{X}_a}{\underline{X}_e} = \frac{\hat{X}_a \cdot e^{j(\omega t + \varphi)}}{\hat{X}_e \cdot e^{j\omega t}} = \frac{\hat{X}_a}{\hat{X}_e} e^{j\varphi(\omega)} \quad (47)$$

Der Frequenzgang wird ermittelt, indem die Differentialgleichung mit dem Ansatz nach Euler für ein Regelkreisglied aufgestellt wird. Liegt der Frequenzgang für ein Regelkreisglied vor, dann ist dieser in Real- und Imaginärteil aufzuteilen. Hierzu wird der Frequenzgang mit dem konjugierten komplexen Nenner erweitert. Durch das Aufteilen wird das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung in die Gaußsche Zahlenebene eingetragen. Diese Verbindung der Zeiger für alle Kreisfrequenzen  $\omega$  wird als Ortskurve bezeichnet. Das Amplitudenverhältnis als Betrag des Real- und Imaginärteils gibt die Zeigerlänge und der Phasenwinkel die Zeigerrichtung vor.

Der Frequenzgang für ein P-T<sub>1</sub>-Glied wird mathematisch durch Gleichung 48 beschrieben. Der rechte Term ist der Realteil und der linke Term der Imaginärteil.

$$\underline{F} = \frac{K_P}{1 + \omega^2 \cdot T_1^2} - j \frac{K_P \cdot \omega \cdot T_1}{1 + \omega^2 \cdot T_1^2} \quad (48)$$

Für die Zeigerrichtung gilt:

$$\varphi(\omega) = \arctan \frac{\operatorname{Im}(\underline{F})}{\operatorname{Re}(\underline{F})} \quad (49)$$

Für die Zeigerlänge gilt:

$$|\underline{F}| = \sqrt{\operatorname{Re}^2(\underline{F}) + \operatorname{Im}^2(\underline{F})} \quad (50)$$

Mit einer Wertetabelle für verschiedene Kreisfrequenzen werden jeweils der Real- und der Imaginärteil berechnet. Hierfür werden die Zeigerrichtung und -länge berechnet und in die Gaußsche Zahlenebene eingetragen. In Abbildung 46 wird die Ortskurve für das P-T<sub>1</sub>-Glied gezeigt.

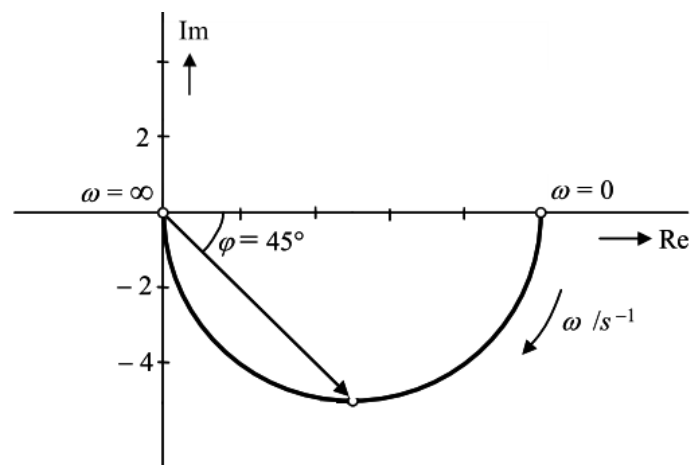


Abbildung 46 – Ortskurve für ein P-T<sub>1</sub>-Glied nach [14]

Frequenzgänge für verschiedene Regelkreisglieder sind aus der Literatur zu entnehmen. Mit diesen sind alle Gesamtfrequenzgänge für Regelstrecken höherer Ordnung abzuleiten und in einer Ortskurve darzustellen [33]. Der Gesamtfrequenzgang ergibt sich aus der Verschaltung der Übertragungsglieder der jeweiligen Regelkreise.

Um nun Aussagen über die Stabilität eines Regelkreises aus der Ortskurve abzuleiten, sind Stabilitätskriterien anzuwenden. Das Stabilitätskriterium von Nyquist besagt, dass der kritische Punkt immer links von der Ortskurve liegen muss. Der kritische Punkt ist durch den Realteil = -1 und den Imaginärteil = 0 für den Frequenzgang des offenen Regelkreises definiert.

Ist die Bedingung erfüllt, liegt ein stabiler Regelkreis vor. Der Frequenzgang des offenen Regelkreises ist das Produkt der Frequenzgänge der Regelstrecke und der Regeleinrichtung. In Abbildung 47 wird die Ortskurven für einen stabilen und einen instabilen Regelkreis eines beispielhaften P-T<sub>3</sub>-Regelkreises gezeigt.

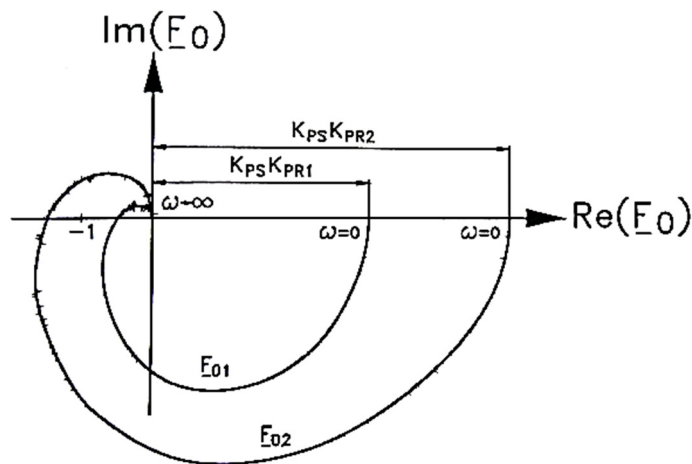


Abbildung 47 – Ortskurve für einen stabilen und instabilen Regelkreis [33]

In Folgearbeiten ist die Stabilität der Regelkreise zu prüfen. Dies kann auch anhand eines Bode-Diagramms geschehen.

## 6.2 Störgrößenaufschaltung

Bezugnehmend zum Kapitel 4 Entwicklung der Regelstrategie sind mehrere Störgrößen vorhanden. Die Störgrößen beeinflussen die Regelgüte im Negativen, da die Übertragungsglieder ein nichtlineares Verhalten haben. Eine oft genutzte Möglichkeit, um die Regelgüte zu verbessern, ist die Störgrößenaufschaltung. Die Voraussetzung damit die Methode angewendet werden kann ist, dass die Störgröße messbar ist. Die Störgröße wird auf die Führungsgröße oder auf die Stellgröße aufgeschaltet. Dies entspricht einer Steuerung, da es keine weitere Rückführung gibt [20]. Ziel ist es, dass veränderte Störgrößen die Regelung nicht mehr beeinflussen. Ein Beispiel-Regelkreis, an dem die Störgrößenaufschaltung angewendet werden kann, ist der Regelkreis der Vorerwärmung R4. Die Störgröße ist die Außenluft, da die Vorlauftemperatur der Fernwärme als konstant angenommen wird. In diesem Fall ist es sinnvoll, die Störgröße direkt auf die Stellgröße aufzuschalten. Verringert sich die Außentemperatur, führt dies durch die Störgrößenaufschaltung zu einem höheren Ventilhub. So wird der Wärmestrom an die zu konditionierende Luft erhöht, sobald eine kleinere Außentemperatur vorherrscht. Dies geschieht noch bevor die Regelung durch den Temperatursensor die Abweichung bemerkt und eine Stellgröße bildet. Der Vorteil gegenüber einer einfachen Regelung ist, dass die Regelung schneller bei einer veränderten Störgröße reagiert. Andernfalls würde sich die Störung im Regler aufgrund der Verzögerung in der Regelstrecke spät bemerkbar machen.



In Abbildung 48 wird der Wirkungsplan für den Regelkreis R4 mit einer Störgrößenaufschaltung für die relevante Störgröße Außenlufttemperatur  $T_0$  gezeigt.

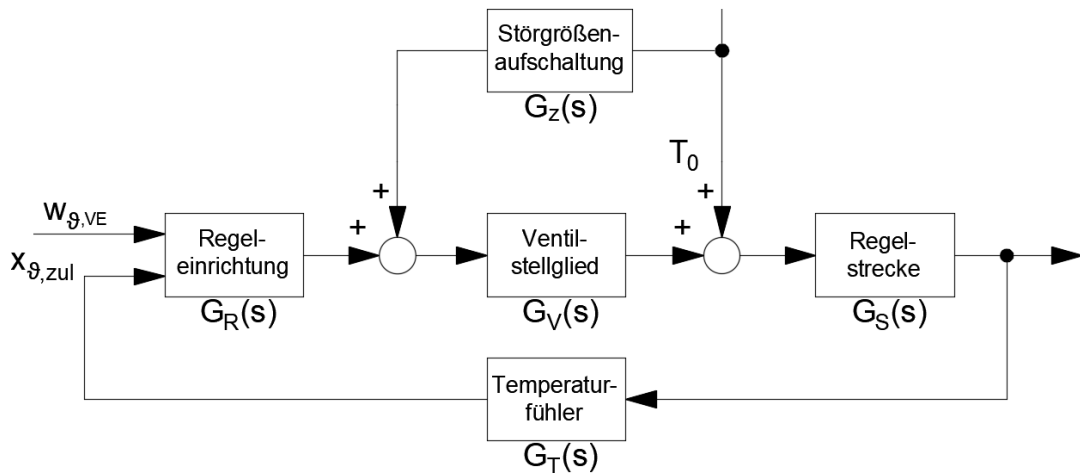


Abbildung 48 – Störgrößenaufschaltung für die Vorerwärmung nach [22]

Unter den Übertragungsgliedern ist jeweils das dazugehörige Formelzeichen der Laplace-Übertragungsfunktionen zu finden. Nachfolgend wird hergeleitet, wie die Übertragungsfunktion der Störgrößenaufschaltung  $G_Z(s)$  im Idealfall auszusehen hat. Hierbei nimmt die Übertragungsfunktion der Temperaturmessung  $G_T(s)$  den Wert 1 an. Ziel es, die Übertragungsfunktion der Störgrößenaufschaltung so zu ermitteln, dass die Störung kompensiert wird. Hierzu wird die Laplace-Störübertragungsfunktion  $F_Z(s)$  für den geschlossenen Regelkreis gebildet.

$$F_Z = \frac{Y(s)}{Z(s)} = \frac{G_S + G_Z \cdot G_V \cdot G_S}{1 + G_R \cdot G_V \cdot G_S} = \frac{G_S \cdot (1 + G_Z \cdot G_V)}{1 + G_R \cdot G_V \cdot G_S} \quad (51)$$

Damit die Wirkung der Störung kompensiert wird, muss die Störübertragungsfunktion zu Null gesetzt werden.

$$1 + G_Z \cdot G_V \stackrel{!}{=} 0 \quad (52)$$

Folglich muss die Übertragungsfunktion der Störgrößenaufschaltung im Idealfall der Übertragungsfunktion des invertierten Stellgliedes entsprechen.

$$G_Z = \frac{-1}{G_V} \quad (53)$$

Zusammenfassend lässt sich eine Störgrößenaufschaltung anwenden, wenn die relevante Störgröße messbar und nicht zu beeinflussen ist. Außerdem ist die Methode bei Regelstrecken mit großen Verzögerungen geeignet, da die Störgrößenaufschaltung schneller eingreift. Der Vorteil dieser Methode gegenüber einer Kaskadenregelung ist, dass die Störgrößenaufschaltung relativ einfach in eine bestehende Regelung implementiert werden kann. Des Weiteren findet anders als bei der Kaskadenregelung keine zusätzliche Rückkopplung statt, sodass die Stabilität eines Regelkreises nicht beeinflusst wird. Zuvor optimal eingestellte Reglerparameter müssen nicht verändert werden [21]. Die zuvor beschriebenen Handlungsempfehlungen sind im Rahmen weiterer Studienarbeiten für alle Regelkreise zu berücksichtigen.

## 7. Entwurf eines Laborversuches

Der Laborversuch wird in das bestehende Laborskript integriert. Im Laborskript wird der Versuchsstand beschrieben. Die Aufgaben der Versuchsvorbereitung müssen von den Studierenden im Vorfeld gelöst werden. Die Versuchsvorbereitung ist vom Laborführer vor Versuchsdurchführung zu testen.

### Versuchsvorbereitung

In einem Schulungsraum mit der Grundfläche von \_\_\_m<sup>2</sup> und einer Höhe von \_m befinden sich \_\_\_ Personen. Die Raumluft soll auf 25°C und einer relativen Feuchte von 40,5% gehalten werden. Die gesamte Wärmeabgabe beträgt nach der VDI 2078 für leichte bis nicht körperliche Tätigkeit 115W pro Person. Die trockene (sensible) Kühllast beträgt 75W pro Person. Innere Lasten durch Beleuchtung und technische Einrichtungen betragen 300W. Fehlende Angaben sind der beigefügten Tabelle zu entnehmen, siehe Anhang A9.

$$p = 101325 \text{ Pa} \quad c_{p,L} = 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad c_{p,D} = 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \Delta h_{v,0} = 2501 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\rho_{ZUL} = 1,2 \text{ kg/m}^3 \quad \dot{V}_{ges} = 90 \frac{\text{m}^2\text{s}}{\text{h}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{ZUL}} \Delta p_V}$$

1. Skizzieren Sie das Verfahrensbild einer Vollklimaanlage mit allen relevanten Komponenten ohne Umluftbeimischung, die aus zwei Kanälen besteht. Befeuchtet wird mit Satttdampf. Die Vorerwärmung ist mit einer Beimischregelung ausgeführt. Im Vorlauf der Nacherwärmung ist eine Mengenregelung verbaut. Der Antrieb der Stellglieder ist ein Elektromotor. Im Zuluftkanal ist der Verdampfer und im Abluftkanal der Kondensator der Kältemaschine. Benennen Sie die Luftarten an den Ein- und Austritten der Kanäle. Was ist kennzeichnend für eine Beimisch- und eine Mengenregelung hinsichtlich des Volumenstroms und der Vorlauftemperatur? Zeichnen Sie außerdem die relevanten Messstellen ein.

2. Zeichnen Sie das Behaglichkeitsfeld in das  $h_{1+x,x}$ -Diagramm ein. Markieren Sie den Zustand der Raumluft ebenfalls im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm.
3. Berechnen Sie vereinfacht die gesamte, die trockene (sensible) und die feuchte (latente) Kühllast.
4. Der Massenstrom der trockenen beträgt Luft  $\dot{m}_L = \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . Berechnen Sie die erforderliche absolute Zuluftfeuchte, um die Abfuhr der latenten Wärmelasten zu gewährleisten. Berechnen Sie außerdem den gesamten Volumenstrom der Zuluft und die Druckdifferenz am Zuluftventilator in Pascal. Prüfen Sie, ob die Luftumwälzzahl zwischen 3 und 8 pro Stunde liegt, damit eine gute Durchströmung gewährleistet wird.
5. Berechnen Sie die Zulufttemperatur anhand der Energiebilanz der trockenen Kühllast.

### Versuchsdurchführung

Starten Sie das LabVIEW-Projekt und wählen Sie unter Presets „Anlagenregelung“ aus. Warten Sie ca. 20min, bis sich ein Beharrungszustand einstellt. Anschließend starten Sie einen Regelkreis nach dem anderen und geben Sie die in der Vorbereitung berechneten Sollwerte der Zuluft in die Regelung ein. Nachdem sich hierfür ein Beharrungszustand einstellt, vervollständigen Sie die Tabelle (siehe Anhang A9) und markieren Sie die Zustandsänderungen im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm. Die Musterlösung ist ebenfalls im Anhang A9 zu finden.

## 8. Verfahrenstechnische Optimierung

Vorausgesetzt wird der Einbau einer Mischkammer mit Jalousieklappen, sodass der Zu- und Abluftkanal miteinander verbunden sind. Des Weiteren müssen die Zu- und Abluftkanäle mit einem Raum verbunden sein. Durch eine direkte Umluftbeimischung wird die Wirtschaftlichkeit deutlich verbessert. Der Zustand der Abluft ist dem gewünschten Zustand der Zuluft näher als der Zustand der Außenluft. Dem Zuluftvolumenstrom wird in der Mischluftkammer über motorbetriebene Luftklappen Abluft beigemischt. Die gemischte Luft durchströmt die Komponenten bis zur Zuluft und wird dem Raum zugeführt. In Abbildung 49 sind zwei Zustandsänderungen ausgehend vom Außenluftzustand AU zum Zuluftzustand ZU dargestellt.

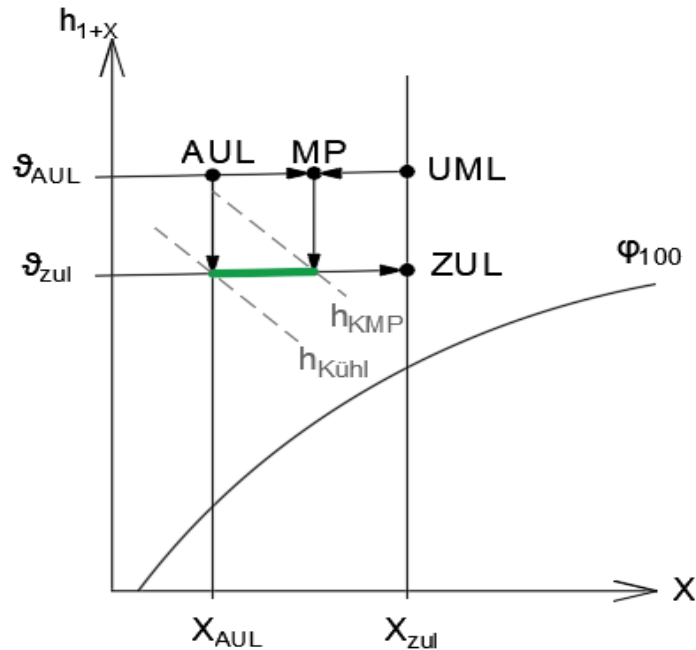


Abbildung 49 – Zustandsänderungen der Außenluft mit und ohne Umluftbeimischung nach [3]

Die Zustandsänderung mit Umluftbeimischung führt zunächst zum Mischpunkt MP. Anschließend wird die Luft auf die Temperatur  $\vartheta_{zul}$  gekühlt und auf den Punkt ZUL mit Dampf befeuchtet. Für das Erreichen des Punktes ZUL ausgehend vom Zustand AUL ist die Zustandsänderung mit Umluftbeimischung um die spezifische Enthalpiedifferenz  $h_{KMP} - h_{Kühl}$  (vgl. grün markierter Bereich in Abb. 8) energetisch günstiger als ohne Umluftbeimischung.

Andererseits ist die Umluftbeimischung energetisch ungünstig, wenn der Außenluftzustand gerade dem Zuluftzustand entspricht. Demnach müssen Entscheidungskriterien definiert werden, wann ein höherer Umluftanteil energetisch günstiger ist. Die optimale Lösung hängt von unterschiedlichen Voraussetzungen ab, sodass es für eine Klimaanlage mit Umluftbeimischung diverse firmenspezifische Lösungen gibt [3]. Im Rahmen dieser Abschlussarbeit wird das Konzept der Umluftbeimischung für eine Büroräumung entworfen. Für diesen Fall treten kaum Feuchtelasten auf [31]. Es befindet sich also ein fiktionaler Büroraum, der mit dem Zu- und Abluftkanal der VKA verbunden ist. Die absolute Zuluftfeuchte entspricht der absoluten Raumluftfeuchte und der absoluten Ab- und Umluftfeuchte. Mit dieser Vereinfachung wird zwischen den Fällen Heizen und Kühlen unterschieden. Der Fall Heizen liegt vor, wenn die Temperatur der Zuluft größer als die Raumtemperatur ist. Der Fall Kühlen liegt im umgekehrten Fall vor [31]. In welchen Fällen die Umluftbeimischung energetisch günstig ist, hängt vom Zustand AUL zum gewünschten Zustand ZUL ab. Um diese Problematik zu lösen, werden Grenzlinien im  $h_{1+x,x}$ -Diagramm definiert.

Im Kühlfall ohne Entfeuchtung und ohne Feuchtelasten können drei Grenzlinien definiert werden:

1. Die Grenzlinie  $X_{zul} = \text{konstant}$
2. Die Grenzlinie durch den Umluftzustand  $h_{UML} = \text{konstant}$
3. Die Grenzlinie mit der Steigung:

$$\left(\frac{\Delta h}{\Delta X}\right)_{AUL/UML} = \left(\frac{h_{UML} - h_{AUL}}{X_{UML} - X_{AUL}}\right) = 5352 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (54)$$

Gleichung (54) wird anhand Abbildung 49 hergeleitet. In Abbildung 50 ist ein gewählter Zuluftzustand ZUL in einem  $h_{1+x}$ -Diagramm markiert. Die Punkte AUL und UML werden so gewählt, dass diese auf der Steigung aus Gleichung (54) liegen. Außerdem liegt der Punkt UM für die Herleitung auf der Linie  $x_{ZU} = \text{konstant}$  und die Punkte AUL und ZUL auf der Prozesslinie des Dampfbeefeuchters. Damit wird der Punkt ZUL auf allen Punkten der Grenzlinie einschließlich der Punkte AUL und UML jeweils mit dem gleichen Energieaufwand erreicht [3].

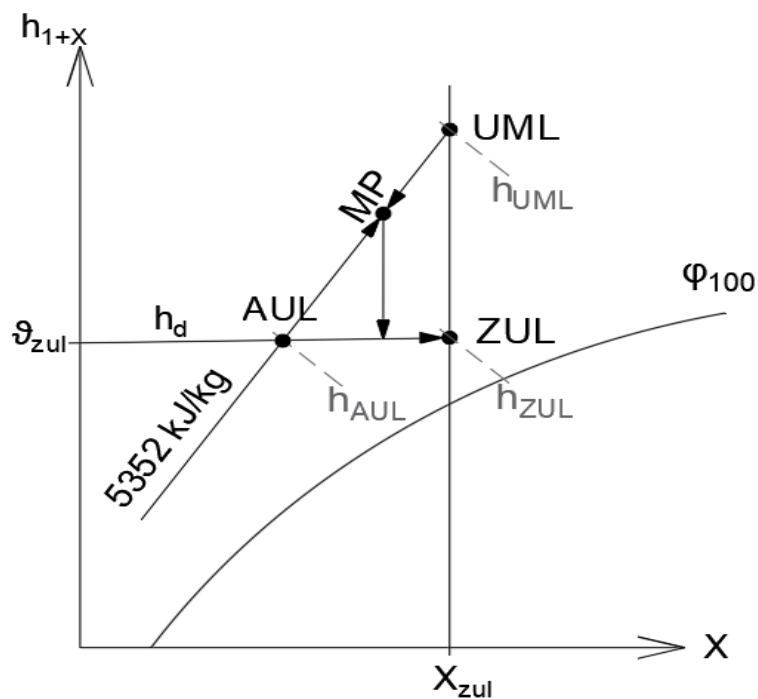


Abbildung 50 – Zustandsänderungen zur Herleitung der Grenzlinie mit 5352 kJ/kg nach [3]

Die Bedingungen führen zu folgenden Zusammenhängen:

$$h_{UML} - h_{AUL} = h_{ZUL} - h_{AUL} \quad (55)$$

$$h_{ZUL} - h_{AUL} = h_d \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) \quad (56)$$

Mit (56) in (55) folgt:

$$h_{UML} - h_{ZUL} = h_d \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) \quad (57)$$

Aus (56) folgt:

$$h_{ZUL} = h_d \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) + h_{AUL} \quad (58)$$

Mit (58) in (57) folgt:

$$h_{UML} - h_{AUL} = 2 \cdot h_d \cdot (X_{ZUL} - X_{AUL}) \quad (59)$$

Gleichung (59) umgeformt liefert Gleichung (54) mit der Enthalpie für Sattedampf von  $h_d = 2676 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ .

Mit den drei Grenzlinien wird das  $h_{1+x,x}$ -Diagramm in drei Felder eingeteilt. Dies wird in Abbildung 51 dargestellt.

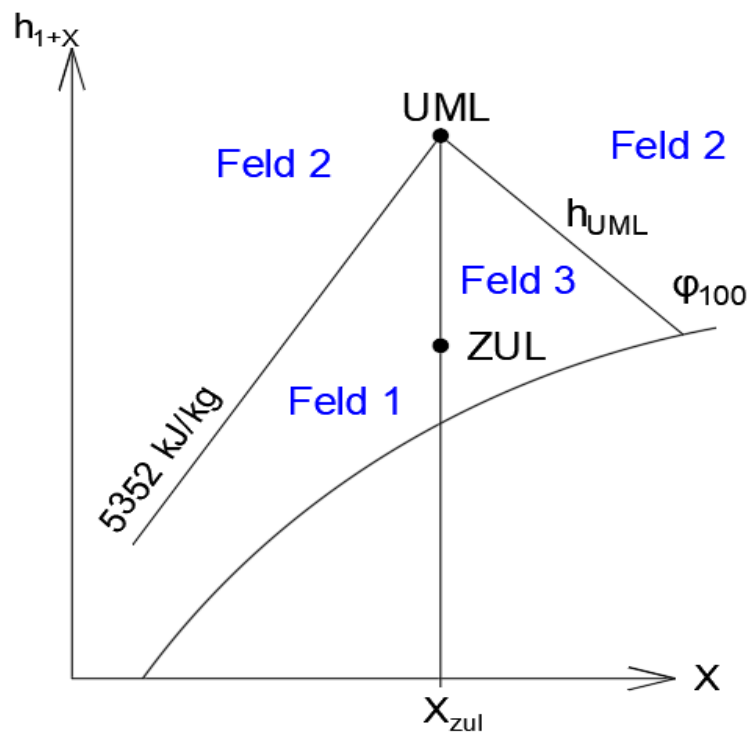


Abbildung 51 –  $h_{1+x,x}$ -Diagramm mit Feldeinteilung für den Kühlfall mit Umluftbeimischung nach [3]

Die Prozesslinie des Dampfbefeuchters ist in Abbildung 50 blau markiert. Befindet sich der Außenluftzustand im Feld 1 und unterhalb der Prozesslinie des Dampfbefeuchters, sollte der Mischpunkt auf dieser Linie liegen. Daraus ergibt sich der energetisch optimale Außenluftanteil, welcher entsprechend kleiner als 100% ist. Befindet sich der Außenluftzustand oberhalb der Prozesslinie des Dampfbefeuchters, so ist ein Außenluftanteil von 100% energetisch am günstigsten.

Für Außenluftzustände in Feld 2 ist insgesamt immer ein minimaler Außenluftanteil der energetisch günstigste. Für Außenluftzustände im Feld 3 hat sich der minimale Außenluftanteil als energetisch optimal herausgestellt [3]. Ein minimaler Außenluftanteil (entspricht maximalem Umluftanteil) kann definiert werden, um eine gewünschte Luftqualität zu gewährleisten.

Der Fall Kühlen tritt ein, wenn die Zulufttemperatur kleiner als die Umlufttemperatur ist. Um die beschriebene Regelstrategie für den minimalen bzw. maximalen Außenluft- und Umluftanteil für den Fall Kühlen anzuwenden, werden Bedingungen definiert. Diese Bedingungen teilen den Außenluftzustand in eins der drei Felder ein. In Tabelle 5 werden diese Bedingungen aufgelistet.

Feld	Bedingung 1	&	Bedingung 2	
Feld 1	$X_{AUL} < X_{zul}$	&	$\left(\frac{h_{UML} - h_{AUL}}{X_{UML} - X_{AUL}}\right) \leq 5352 \frac{kJ}{kg}$	( 60 )
Feld 2	$X_{AUL} < X_{zul}$	&	$\left(\frac{h_{UML} - h_{AUL}}{X_{UML} - X_{AUL}}\right) \geq 5352 \frac{kJ}{kg}$	( 61 )
oder	$X_{AUL} > X_{zul}$	&	$h_{AUL} > h_{UML}$	( 62 )
Feld 3	$X_{AUL} > X_{zul}$	&	$h_{AUL} < h_{UML}$	( 63 )

Tabelle 5 – Feldeinteilung der Außenluft zur Regelung des Umluftanteils nach [3]

Die Grenzlinie mit der Steigung von 5352 kJ/kg wurde hergeleitet, ohne das Verhältnis zwischen Heiz- und Kühlenergie energetisch zu bewerten. Beispielsweise kann für elektrisch erzeugten Dampf drei Mal so viel Primärenergie benötigt werden wie für eine elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschine [3]. Demnach müsste die Grenzlinie folgendermaßen angepasst werden:

$$\left(\frac{\Delta h}{\Delta X}\right)_n = h_d(1 + n) \quad ( 64 )$$

Mit  $n = 3$  folgt:

$$\left(\frac{\Delta h}{\Delta X}\right)_3 = 2767 \frac{kJ}{kg} (1 + 3) = 10704 \frac{kJ}{kg} \quad ( 65 )$$

Im Heizfall wird der Raum beheizt, also ist die Raumtemperatur kleiner als die Zulufttemperatur. Demnach ist auch die Temperatur der Umluft kleiner als die Zulufttemperatur. Außerdem sind im Heizfall die Außentemperaturen kleiner als die Raumtemperatur und damit auch kleiner als die Temperatur der Umluft.

Diese Randbedingungen werden in das  $h_{1+x}$ -Diagramm eingetragen und in Abbildung 52 dargestellt.

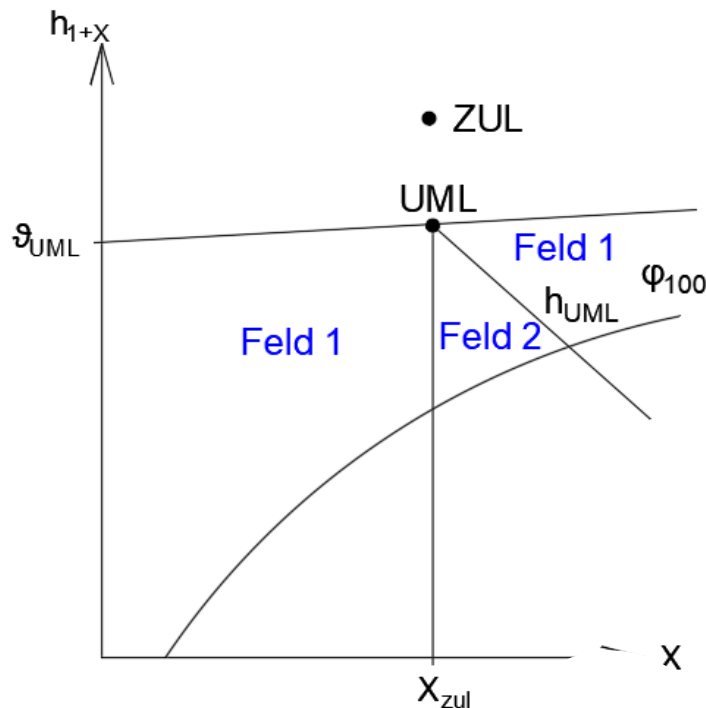


Abbildung 52 –  $h_{1+x}$ -Diagramm mit Feldeinteilung für den Heizfall mit Umluftbeimischung [31]

Abhängig von den Witterungsverhältnissen wird der Außenluftzustand entweder in eins der beiden Felder mit dem Namen Feld 1 oder in das Feld 2 eingetragen. Der Außenluftzustand wird in ein Feld eingeteilt und hiernach wird die Regelstrategie gewählt, mit der der Umluftanteil energieoptimal eingestellt wird.

Die Außenluft wird in Feld 2 eingeteilt, wenn die absolute Feuchte der Außenluft größer als die absolute Feuchte der Umluft ist. Außerdem muss die Enthalpie der Außenluft kleiner als die der Umluft sein. Für diesen Fall ist der Betrieb mit maximalem Außenluftanteil energetisch optimal. Wird die Außenluft in eins der beiden Felder mit dem Namen Feld 1 eingeteilt, so ist ein Betrieb der VKA mit maximalen Umluftanteil energetisch am günstigsten.

Mit Hilfe der zuvor beschriebenen Bedingungen wird das Verfahrensbild mit der Regelstrategie um eine Case-Struktur erweitert und in Abbildung 53 dargestellt. Hiermit werden die Jalousieklappen der Mischkammer und die Außenluftklappe für den Heiz- und Kühlfall angesteuert. Je nachdem in welches Feld die Außenluft eingeteilt wird, ergibt sich damit der energieoptimale Anteil an Umluft.

Sollen innere Feuchtelasten berücksichtigt werden führt dies zu deutlich mehr Feldern im  $h_{1+x}$ -Diagramm. Sobald die Anlage verfahrenstechnisch umgebaut werden soll, kann dies im Rahmen einer weiteren studentischen Arbeit untersucht werden.



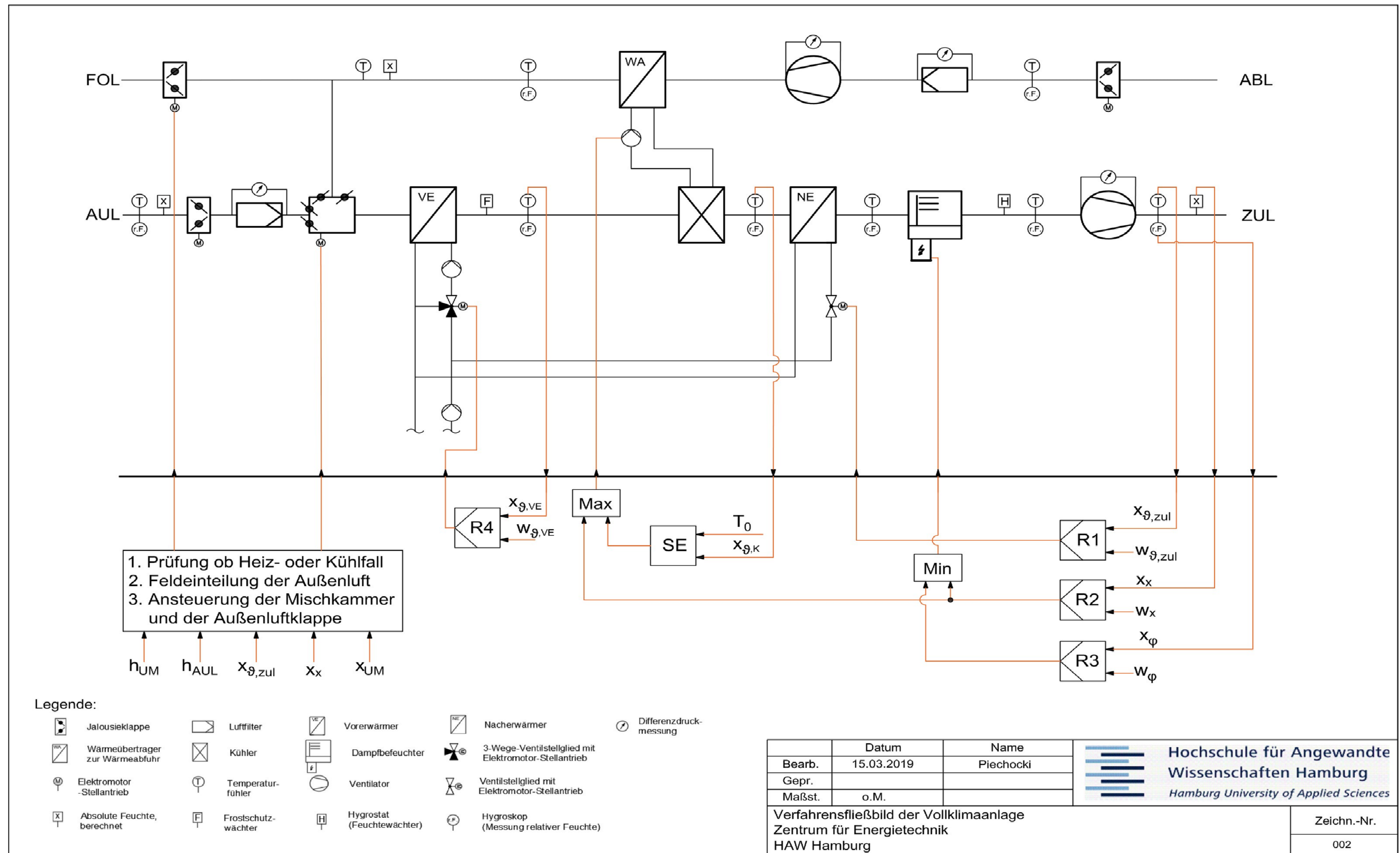


Abbildung 53 – Zulufffeuchte- und Temperaturregelung für die VKA mit Umluftbeimischung

## 9 Zusammenfassung

### 9.1 Fazit

Um die Regelstrategie zu entwickeln, wurden im Lastenheft genaue Anforderungen beschrieben und ein Arbeitspunkt für die Regelung definiert. Im Pflichtenheft wurden die einzelnen Regelkreise entworfen sowie die dazugehörigen Wirkungspläne dargestellt. Anhand der Wirkungspläne werden alle Übertragungsglieder mit den jeweiligen Störgrößen gezeigt. Bevor die Regelstrategie implementiert wurde, wurden alle Regelstrecken auf ihr statisches und dynamisches Verhalten untersucht. Reglerparameter wurden mit den Einstellregeln nach Samal berechnet. Durch die Änderung des vorigen Konzeptes hin zu einer Regelung mit der absoluten statt der relativen Feuchte als Regelgröße, konnte die Temperaturregelung und die Feuchteregelung voneinander entkoppelt werden. Dadurch erhöht sich die Stabilität der Regelung deutlich, da diese Regelkreise nicht mehr voneinander beeinflusst werden.

In der vorigen Anlagenregelung wurde die Nacherwärmung erst eingeschaltet, wenn das Ventil der Vorerwärmung zu 100 % geöffnet ist. In diesem Fall wird die Temperatur der Außenluft jedoch um über 20 Kelvin erhöht, sodass die Nacherwärmung nur bei sehr niedrigen Außentemperaturen in Betrieb war. Ein weiterer Nachteil dieser Regelstrategie war, dass nach einer Entfeuchtung ggf. die Temperatur der Luft nicht auf einen gewünschten Sollwert mit Hilfe der Nacherwärmung erhöht wird. Die Trennung in Vor- und Nacherwärmung ermöglichte es, zum einen den Regelbereich der Zulufttemperatur sinnvoll aufzuteilen und dadurch für eine erhöhte Stabilität zu sorgen. Zum anderen wird dadurch die Vorerwärmung unabhängig von der Nacherwärmung betrieben. Die Simulation der Vor- und Nacherwärmung zeigte, dass die experimentell ermittelten Reglerparameter zu guten Ergebnissen führen und größere Abweichungen zu einem schwingenden Verhalten der Regelgrößen führen.

Ein weiterer Kritikpunkt am vorigen Konzept ist die Auswahl der Kältemaschine. Die minimal einstellbare Leistung der Kältemaschine mit 0 % entspricht bereits 30 Hz am Frequenzumformer. Dadurch wird die Luft zu stark abgekühlt. Somit muss die Luft im Sommerbetrieb nacherwärmt werden, was energetisch und wirtschaftlich nicht sinnvoll ist. Aus diesem Grund wurde für die reine Kühlung eine Steuerung implementiert, welche die Leistung im Kühlfall auf 0 % einstellt. Zwecks Anlagensicherheit wurde programmiert, dass die Nacherwärmung immer eingeschaltet wird, sobald die Kältemaschine in Betrieb ist. Das verhindert ein Einfrieren des Nacherwärmers.

Was die Befeuchtung betrifft, so konnte gezeigt werden, dass der Befeuchter nicht gut für einen stationären Betrieb geeignet ist. Die automatische Abschlämmung im Dampfzylinder führt dazu, dass die absolute Feuchte einen schwingenden Verlauf hat. Die Abschlämmung sollte nicht deaktiviert werden, da der Dampfzylinder aufgrund eines hohen Verschleißes regelmäßig ausgetauscht werden müsste.

Die Leistung des Dampfbefeuchters auf 60% begrenzt, um das schwingende Verhalten nicht zu verstärken. Hiermit wurden selbst im längeren Anlagenbetrieb gute Ergebnisse erzielt. Eine Entfeuchtung konnte im Zeitraum dieser Arbeit aufgrund einer zu geringen absoluten Feuchte in der Außenluft nicht untersucht werden. Allerdings ist die Regelung modular aufgebaut, sodass dies ohne große Schwierigkeiten in einer zukünftigen Arbeit an der VKA analog zu den anderen Regelkreisen nachgeholt werden kann.

Um die Energieeffizienz zu erhöhen wurde eine direkte Umluftbeimischung vorgeschlagen und eine Regelstrategie für den Heiz- und Kühlfall vorgestellt. Je nach Außenluftzustand, wird die VKA mit minimalen oder maximalen Umluftanteil betrieben und so ein wirtschaftlicherer Betrieb sichergestellt.

Insgesamt ist es im Rahmen dieser Arbeit somit gelungen, eine Regelstrategie für eine Vollklimaanlage zu entwickeln sowie erfolgreich zu implementieren und für unterschiedliche Betriebspunkte zu testen. Es wurden stets sehr gute Ergebnisse erreicht, sodass mit der Regelung auch unterschiedliche Sollwerte im Rahmen von Laborübungen eingestellt und erreicht werden können. Ein neuer Laborversuch mit einer Variation der Versuchsparameter wurde für 12 Gruppen ausgearbeitet. Außerdem wurde eine übersichtliche Benutzeroberfläche erstellt, mit der die Reglerparameter und die Sollwerte eingestellt sowie relevante Größen mit Hilfe einer Datenaufzeichnung beobachtet werden können.

## 9.2 Ausblick

Für weitere Betrachtungen betreffend der Regelung VKA können die Reglerparameter getunt werden, um eine optimale Regelgüte zu erreichen. Ein Ablauf ist hierfür im Kapitel Handlungsempfehlungen erläutert. Außerdem wurde die Methode der Störgrößenaufschaltung vorgestellt, um Totzeiten zu minimieren. Die Handlungsempfehlungen und können in Folgearbeiten umgesetzt werden. Nach dem geplanten verfahrenstechnischen Umbau der VKA hinsichtlich einer direkten Umluftbeimischung kann die hierfür vorgestellte Regelstrategie implementiert werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] Schnabl D.: Optimierung der Vollklimaanlage am Zentrum für Energietechnik, Studienarbeit an der HAW Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2018
- [2] DIN EN ISO 7730: Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005, 06/2005
- [3] Fitzner, Hermann-Rietschel-Institut: Raumklimotechnik Band 2: Raumluf- und Raumkühltechnik, 16. Auflage, Springer-Verlag Berlin, ISBN 978-3-540-57011-0, 2008
- [4] Dentel, Dietrich: Thermische Behaglichkeit – Komfort in Gebäuden, [https://rom-umweltstiftung.de/wp-content/uploads/2006/02/Dokumentation\\_Thermische\\_Behaglichkeit.pdf](https://rom-umweltstiftung.de/wp-content/uploads/2006/02/Dokumentation_Thermische_Behaglichkeit.pdf), aufgerufen am 15.12.2018
- [5] Frischgesell, Heike: Energieeffizientes Gebäude, Vorlesungsskript, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Wintersemester 2017
- [6] Fitzner, Hermann-Rietschel-Institut: Raumklimotechnik Band 4: Physik des Gebäudes, 16. Auflage, Springer-Verlag Berlin, ISBN 978-3-540-57181-0, 2013
- [7] Thiel, Peter: Lüftungs- und Klimatechnik, Vorlesungsskript, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Sommersemester 2016
- [8] Schmidt, Achim: Technische Thermodynamik II, Vorlesungsskript, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2015
- [9] Hahne, Erich: Technische Thermodynamik Einführung und Anwendung, 5. Auflage, Oldenbourg Verlag München, 2011
- [10] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas, Springer-Verlag Berlin, ISBN 978-3-642-19980-6, 2013
- [11] Schumacher, Prof. Dr.-Ing Maurer: Grundlagen der Regelungstechnik, Institut für Regelungstechnik, Vorlesungsskript, Technische Universität Braunschweig, 2014
- [12] DIN 19226:1698-05: Regelungstechnik und Steuerungstechnik; Begriffe und Benennungen, 05/1968
- [13] DIN IEC 60050-351: Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch - Teil 351: Leittechnik (IEC 60050-351:2013), 09/2014
- [14] Zacher, Serge: Regelungstechnik für Ingenieure, 12. Auflage, Vieweg+Teubner, ISBN 978-3-8348-0018-3, 2008
- [15] Schneider, Wolfgang: Praktische Regelungstechnik, 3. Auflage, Vieweg+Teubner, ISBN 978-3-528-24662-4, 2008
- [16] [https://izw.baw.de/publikationen/mitteilungsblaetter/0/BAWMitteilungen\\_96\\_08\\_Schmitt-Heiderich.pdf](https://izw.baw.de/publikationen/mitteilungsblaetter/0/BAWMitteilungen_96_08_Schmitt-Heiderich.pdf), aufgerufen am 30.12.2018

- [17] Deutscher, Joachim: Zustandsregelung verteilt-parametrischer Systeme, Springer-Verlag Berlin, ISBN 978-3-642-19558-7, 2012
- [18] Oubbati: Einführung in die Robotik, Regelung, Institut für Neuroinformatik, Universität Ulm, Wintersemester 2012
- [19] Frischgesell, Heike; Brodersen, Jens; Wiegandt, Nestorius: Labor für Klimatechnik, Laborskript, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Wintersemester 2017
- [20] Feltes, Jean-Claude: Methoden der Regelungstechnik, Teil 3: Störgrößenaufschaltung, Hilfsgrößenaufschaltung, <http://staff.itam.lu/feljc/school/school.htm>, aufgerufen am 04.01.2019
- [21] Degunda, Niklaus: Regelungstechnik, Studiengang Systemtechnik, FHNW Hochschule für Technik 2012
- [22] Schumacher, W.: Erweiterte Methoden der Regelungstechnik, Institut für Regelungstechnik, Technische Universität Braunschweig, 2018
- [23] Balow, Jörg: Systeme der Gebäudeautomation. Ein Handbuch zum Planen, Errichten, Nutzen, 2. Auflage, ISBN: 9783922420262, VDE-Verlag, 2016
- [24] Siemens Building Technologies: Hydraulik in der Gebäudetechnik, [siemens.com/buildingtechnologies](http://siemens.com/buildingtechnologies), aufgerufen am 05.11.2018
- [25] De Vries, Andreas: Schwingungen und Komplexe Zahlen, FH Südwestfalen University of Applied Sciences, 2012
- [26] LKV Lufttechnische Komponenten Vertriebsgesellschaft GmbH, Prüfstand Vollklimaanlage, Dokumentation
- [27] Ziller, Falko: ILK Dresden, Institut für Luft- und Kältetechnik gemeinnützige Gesellschaft mbH, Prozessdarstellung im hx-Diagramm, <https://www.ilkdresden.de/projekt/mollier-hx-diagramm/>,
- [28] Ottens, Manfred: Praktische Verfahren zur experimentellen Systemidentifikation, Technische Fachhochschule Berlin, 2008
- [29] Klima-Systeme 2000 GmbH: Schriftverkehr mit Plasschaert, René
- [30] Klima-Systeme 2000 GmbH: <https://www.klima-systeme2000.de/download/handbuecher-montageanleitungen/3-technisches-handbuch-le-lep/file>, aufgerufen am 14.12.2019
- [31] S. Baumgarth; A. Karbach; D. Otto; G.-P. Schernus; W. Treusch: Digitale Regelung und Steuerung in der Versorgungstechnik (DDC - GA), 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 1995
- [32] <https://www.downloads.siemens.com/download-center/Download.aspx?pos=download&fct=getasset&id1=20806>, aufgerufen am 19.03.2019

- [32] VDI 2519: Vorgehensweise bei der Erstellung von Lasten-/Pflichtenheften, 2001
  
- [33] Arbeitskreis der Professoren für Gebäudeautomation und Energiesysteme: Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik, 8. Auflage, VDE-Verlag, 2017
  
- [34] Hamburger Luftmessnetz: <http://luft.hamburg.de/clp/meteorologie/clp1/>, aufgerufen am 05.12.2018
  
- [35] Dittmar, Rainer: Advanced Process Control: Advanced Process Control: PID-Basisregelungen, Vermaschte Regelungsstrukturen, Softsensoren, Model Predictive Control, De Gruyter Oldenbourg, 2017
  
- [36] E. Doering, H. Schedwill, M. Delhi: Grundlagen der Technischen Thermodynamik, 8. Auflage, Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-15147-8, 2016

# Anhang

## A1 Zusammenfassung des Programmablaufs der Regelkreise

### Regelkreis R1 – Nacherwärmung

- Kann über den Start-Button an- und abgewählt werden.
- Prüfen der Bedingung (2), ob  $x_{\vartheta,zul} < 23^{\circ}C$  ist.
- Prüfen der Bedingung (3), ob die Kältemaschine eingeschaltet ist.
  - o Ist Bedingung (2) oder (3) wahr, dann werden die Reglerparameter, der Sollwert und die Regelgröße in die Regeleinrichtung eingelesen.
  - o Anschließend erfolgt die Berechnung der Stellgröße  $y_{NE}$ .
  - o Die Stellgröße wird zwischen  $0\% < y_{NE} < 100\%$  begrenzt.
  - o Es folgt die Ausgabe der Stellgröße  $y_{NE}$  an den Steller, welcher letztendlich den Ventilhub einstellt.
  - o Die Regelgröße  $x_{\vartheta,zul}$  wird in die Regeleinrichtung zurückgeführt und damit der Regelkreis geschlossen.
  - o Sind die Bedingungen (2) und (3) falsch, wird die Stellgröße zu 0% berechnet.

### Regelkreis R4 – Vorerwärmung

- Kann über den Start-Button an- und abgewählt werden.
- Prüfen der Bedingung (1), ob  $\vartheta_{AUL} < 10^{\circ}C$  ist.
  - o Ist Bedingung (1) wahr, dann werden die Reglerparameter, der Sollwert und die Regelgröße in die Regeleinrichtung eingelesen.
  - o Anschließend erfolgt die Berechnung der Stellgröße  $y_{VE}$ .
  - o Die Stellgröße wird zwischen  $0\% < y_{VE} < 100\%$  begrenzt.
  - o Es folgt die Ausgabe der Stellgröße  $y_{VE}$  an den Steller, welcher letztendlich den Ventilhub einstellt.
  - o Die Regelgröße  $x_{\vartheta,VE}$  wird in die Regeleinrichtung zurückgeführt und damit der Regelkreis geschlossen.
  - o Ist die Bedingung (1) falsch, wird die Stellgröße zu 0% berechnet und die Pumpe im Vorerwärmer-Kreis wird ausgeschaltet.

## Steuerungseinheit Kühlung und Regelkreis R2 zur Entfeuchtung

Die Kältemaschine hat einen Aktor und zwei Stellgrößen können den Aktor ansteuern. Um zu entscheiden welche Stellgröße den Aktor ansteuern darf, wird dazwischen eine Maximalauswahl eingebunden. Die Eingänge der Maximalauswahl sind  $y_{Kühl}$  und  $y_{Entf}$ . Der Ausgang ist  $y_{Kälte}$ . Über die Case-Structure „max“ wird die Kältemaschine entweder zur reinen Kühlung mit 0% Leistung am Informationspunkt eingestellt oder die Kältemaschine wird zur Entfeuchtung genutzt. Im letzteren Fall wird eine Regelung genutzt. Die Steuerungseinheit und der Regelkreis 2 können über einen Start-Button an- und abgewählt werden.

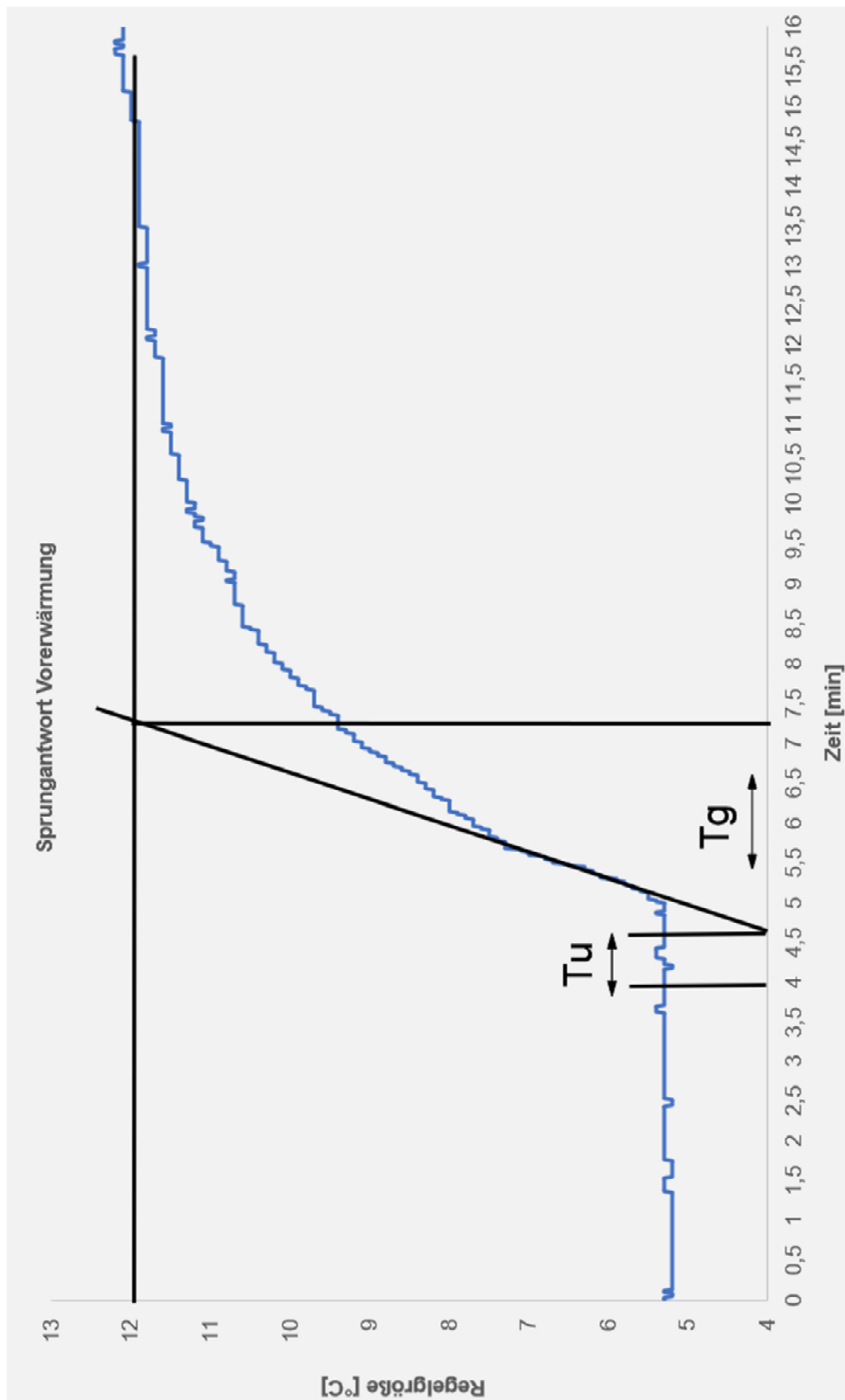
- Über die Case-Structure „max“ wird geprüft, ob der Außenluftzustand im Bereich 2 des  $h_{1,x}$ -Diagramms liegt. Dazu wird geprüft, ob die Bedingungen (4) und (6) wahr sind. Ist dies der Fall, wird die Kältemaschine zur reinen Kühlung mit 0% Leistung genutzt.
- Sind die Bedingungen (4) und (6) falsch, wird geprüft ob die Bedingungen (8) und (5) wahr sind. Ist dies der Fall, wird die Kältemaschine eingeschaltet. Die Leistung wird geregelt, um den Sollwert in der Zuluft an absoluter Feuchte zu erreichen.
- Ist die Bedingung (4) oder (5) oder (6) falsch, wird gemäß dem Programmablaufplan nichts ausgeführt.

## Regelkreis R2 zur Befeuchtung und Regelkreis R3 zur Begrenzung der maximalen relativen Feuchte

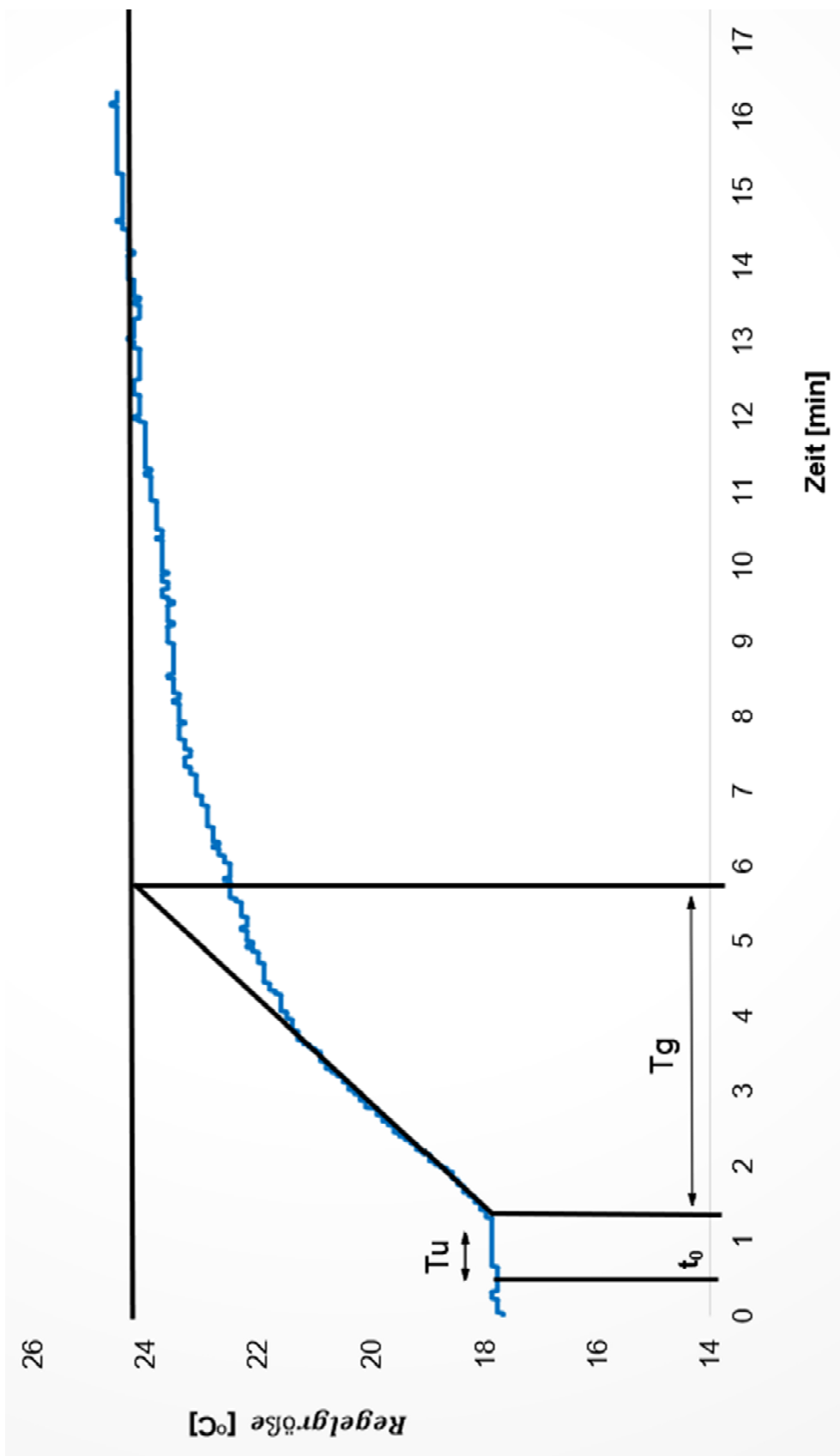
Beide Regelkreise können den Dampfbefeuchter ansteuern. Also wird über eine Case-Structure mit dem Namen „min“ programmiert. So wird entschieden, wann welcher Regelkreis den Dampfbefeuchter ansteuern darf.

- R2 und R3 Können jeweils über einen Start-Button an- und abgewählt werden
- Prüfen der Bedingung (6), ob  $x_{AUL} < 7 \frac{g}{kg}$  ist.
  - o Wenn Bedingung (6) wahr ist, wird der Dampfbefeuchter eingeschaltet und die Reglerparameter, der Sollwert und die Regelgröße eingelesen.
  - o Berechnung der Stellgröße  $y_{Bef}$
  - o Begrenzung der Stellgröße auf  $0\% < y_{Bef} < 60\%$
  - o Ausgabe der Stellgröße  $y_{Bef}$  an den Dampfbefeuchter
  - o Rückführung der Regelgröße  $x_{x,zul}$
  - o Falls die Bedingung falsch ist, wird der Dampfbefeuchter ausgeschaltet und die Leistung auf 0% eingestellt.
- Ansonsten Prüfen der Bedingung, ob  $x_{\varphi,zul} \geq 95\%$  ist.
  - o Falls die Bedingung wahr ist, wird  $y_{Bef}$  zu 30% gesetzt
  - o So wird sichergestellt, dass kein flüssiges Wasser im Zuluftkanal ausscheidet. Sobald die relative Feuchte kleiner als 95 ist, wird die Befeuchtung wieder geregelt.

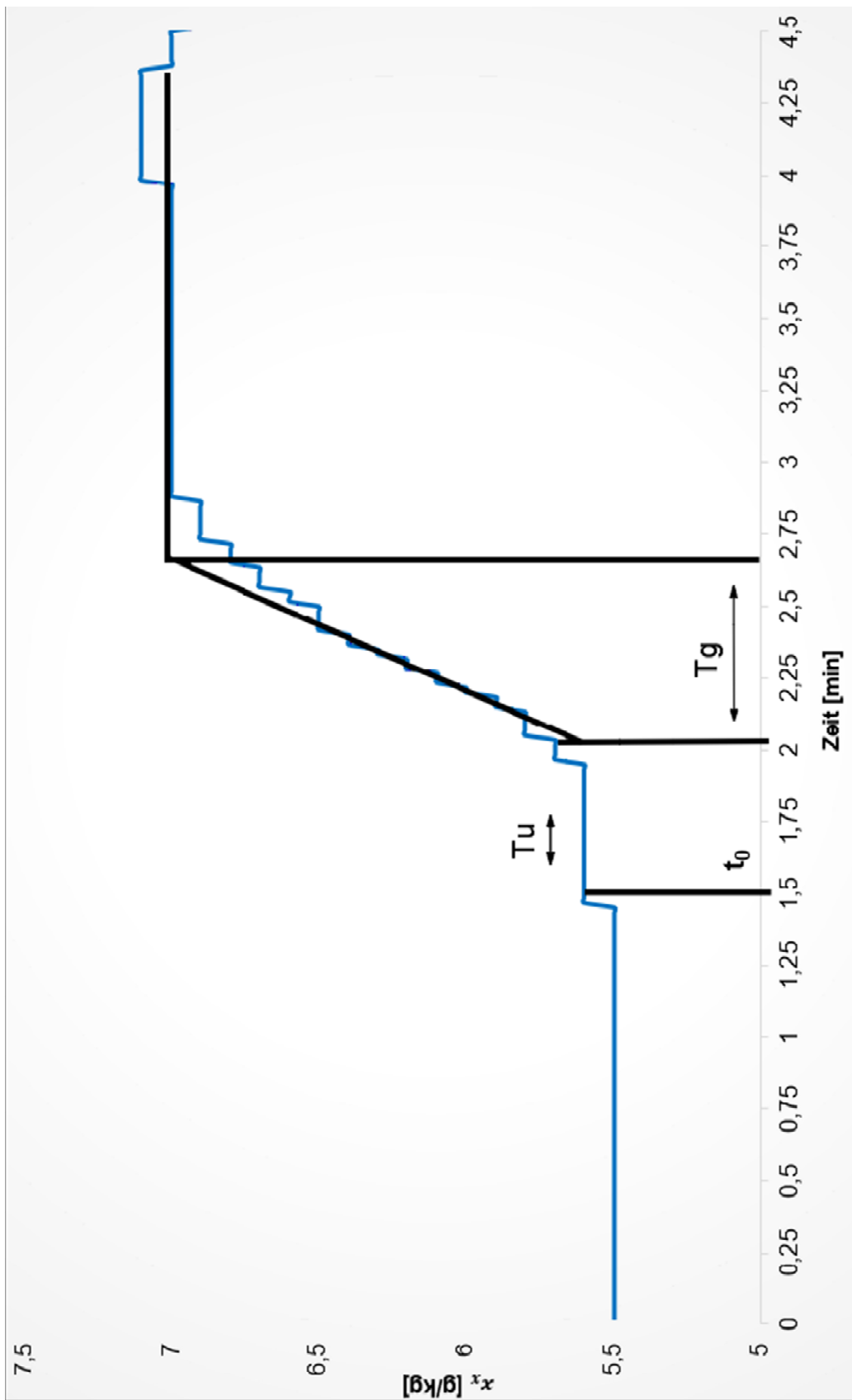


**A2 Wendetangentenverfahren für die Regelstrecke Vorerwärmung**

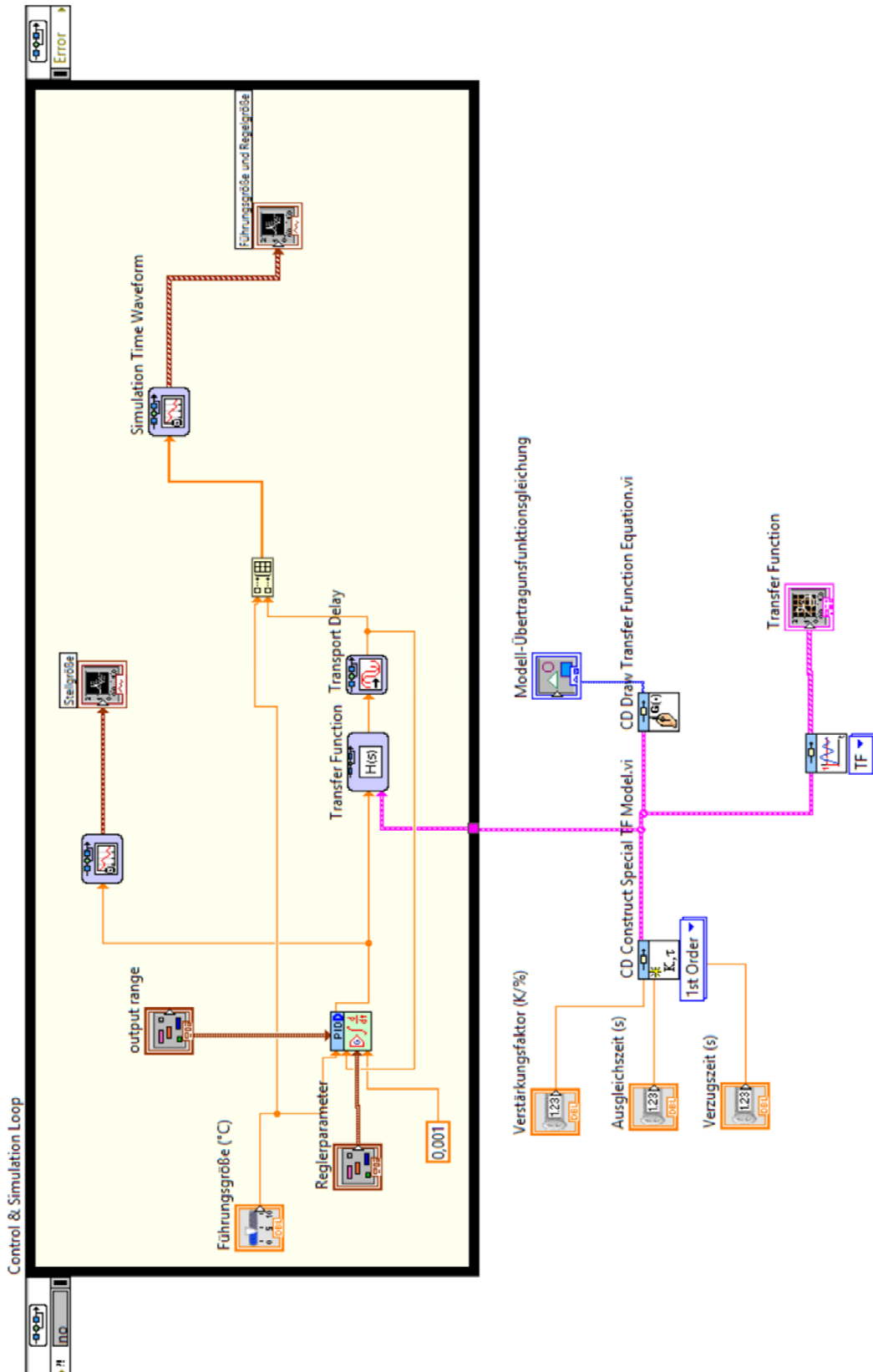
## A3 Wendetangentenverfahren für die Regelstrecke Nacherwärmung



## A4 Wendetangentenverfahren für die Regelstrecke Befeuchtung



## A5 Simulation der Vorerwärmung

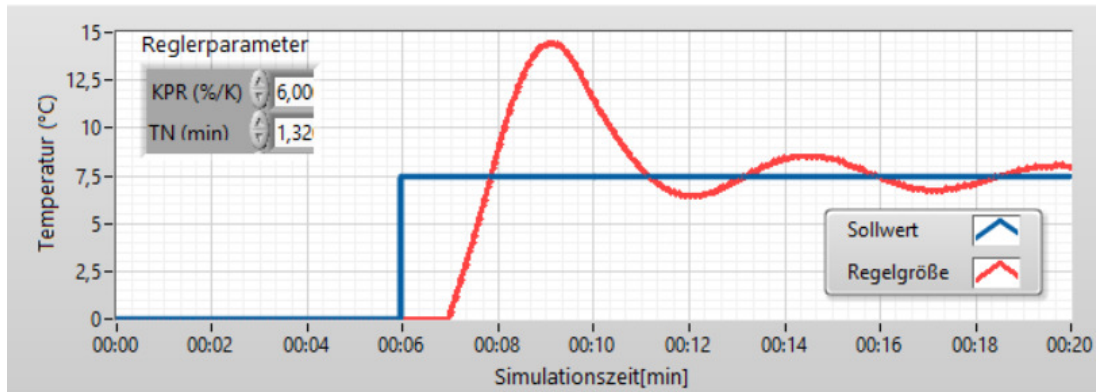


## A6 Variation der Reglerparameter für die Vorerwärmung

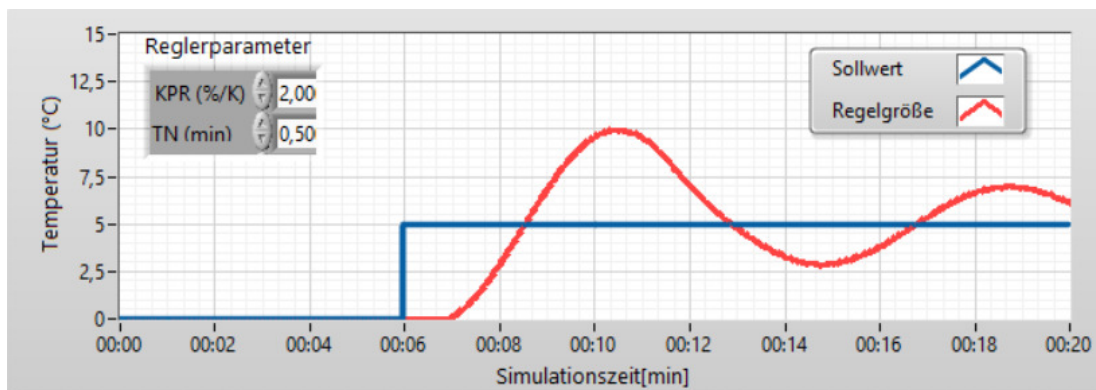
Nachfolgend werden die Reglerparameter für die Vorerwärmung variiert, um die in der Theorie erwähnten Aussagen zu beweisen. Ausgangssituation sind die folgenden Reglerparameter:

- $K_{PR} = 2 \text{ %/K}$
- $T_N = 1,32 \text{ min}$

Nachfolgende Abbildung zeigt nur eine Erhöhung von  $K_{PR}$ . Ein zu groß gewähltes  $K_{PR}$  führt zu einem instabilen Verhalten der Regelgröße und der Regelkreis neigt zum Schwingen.



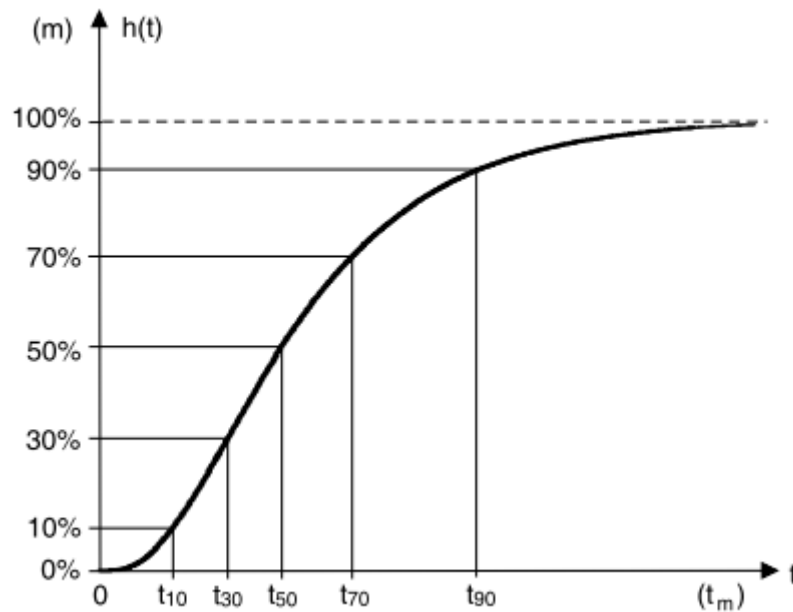
Nun wird  $K_{PR}$  konstant gehalten und die Nachstellzeit auf 0,5min eingestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass eine zu kleine Nachstellzeit ebenfalls eine Schwingung der Regelgröße verursacht.



Instabilitäten sind zu vermeiden, um die Anlagenkomponenten zu schonen. Das Schwingen der Regelgröße ist durch ein häufiges öffnen und schließend des Ventilhubes begründet.

## A7 Verfahren der Zeitprozentkennwerte zur Simulation der Nacherwärmung

Grundlage für das Verfahren der Zeitprozentkennwerte ist die Datei „Dynamisches Verhalten der Nacherwärmung.csv“. Hier sind alle Messwerte enthalten, die für die Sprungantwort registriert wurden. Die nachfolgende Abbildung zeigt die Zeitprozentkennwerte einer Sprungantwort.



Für den Fall der Nacherwärmung wurden folgende Zeitprozentkennwerte ermittelt. Anschließend werden die Verhältnisse der Zeitprozentkennwerte berechnet.

$$t_{10} = 77s \qquad \frac{t_{10}}{t_{90}} = \frac{77s}{609s} = 0,126$$

$$t_{30} = 133s \qquad \frac{t_{10}}{t_{30}} = \frac{77s}{133s} = 0,579$$

$$t_{50} = 189s \qquad \frac{t_{10}}{t_{50}} = \frac{77s}{189s} = 0,407$$

$$t_{70} = 306s \qquad \frac{t_{10}}{t_{70}} = \frac{77s}{306s} = 0,252$$

$$t_{90} = 609s \qquad \frac{t_{30}}{t_{70}} = \frac{133s}{306s} = 0,435$$

$$\frac{t_{30}}{t_{50}} = \frac{133s}{189s} = 0,704$$

Zur Abschätzung der Systemordnung wird die nachfolgende Tabelle nach Schwarze verwendet. Die rot markierten Werte der Tabelle sind die jeweils am naheliegendsten Werte zu den berechneten Zeitprozentkennwert-Verhältnissen der Sprungantwort der Nacherwärmung.

n	$t_{10}/t_{90}$	$t_{10}/t_{70}$	$t_{10}/t_{50}$	$t_{10}/t_{30}$	$t_{30}/t_{70}$	$t_{30}/t_{50}$
1	0,05	0,09	0,15	0,30	0,30	0,52
2	0,14	0,22	0,32	0,48	0,45	0,65
3	0,21	0,31	0,41	0,58	0,53	0,72
4	0,26	0,37	0,48	0,63	0,58	0,75
5	0,30	0,42	0,52	0,67	0,62	0,78
6	0,34	0,45	0,56	0,70	0,65	0,80
7	0,37	0,48	0,58	0,72	0,67	0,81
8	0,40	0,51	0,61	0,74	0,69	0,82
9	0,42	0,53	0,63	0,75	0,70	0,83
10	0,44	0,55	0,65	0,76	0,71	0,84

Die Systemordnung von  $n = 3$  kommt am häufigsten vor, sodass diese gewählt wird. Mit der Ordnung von  $n = 3$  werden aus der folgenden Tabelle die Zeitkonstanten abgeleitet.

n	$t_{10}/T$	$t_{30}/T$	$t_{50}/T$	$t_{70}/T$	$t_{90}/T$
1	0,11	0,36	0,69	1,20	2,30
2	0,53	1,10	1,68	2,44	3,89
3	1,10	1,91	2,67	3,62	5,32
4	1,74	2,76	3,67	4,76	6,68
5	2,43	3,63	4,67	5,89	7,99
6	3,15	4,52	5,67	7,01	9,27
7	3,89	5,41	6,67	8,11	10,5
8	4,66	6,31	7,67	9,21	11,8
9	5,43	7,22	8,67	10,3	13,0
10	6,22	8,13	9,67	11,4	14,2

$$T = \frac{t_{10}}{1,10} = 70s \quad T = \frac{t_{30}}{1,91} = 69,63s \quad T = \frac{t_{50}}{2,67} = 70,78s$$

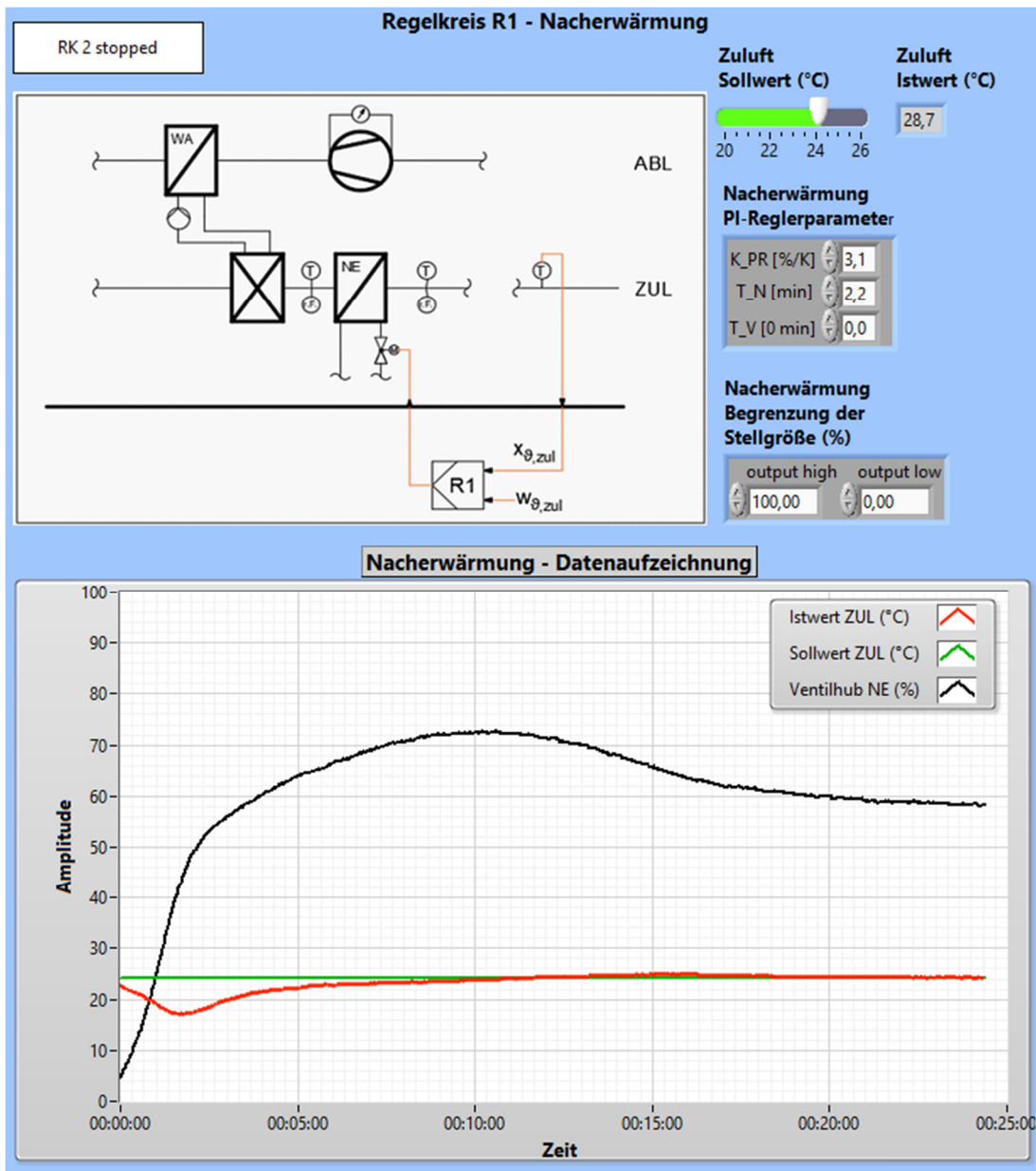
$$T = \frac{t_{70}}{3,62} = 84,53s \quad T = \frac{t_{90}}{5,32} = 114,47s$$

Aus den Zeitkonstanten wird das arithmetische Mittel berechnet, welchen letztendlich die Zeitkonstante darstellt, die in dem Modell der Übertragungsfunktion genutzt wird.

$$\bar{T} = 82s$$

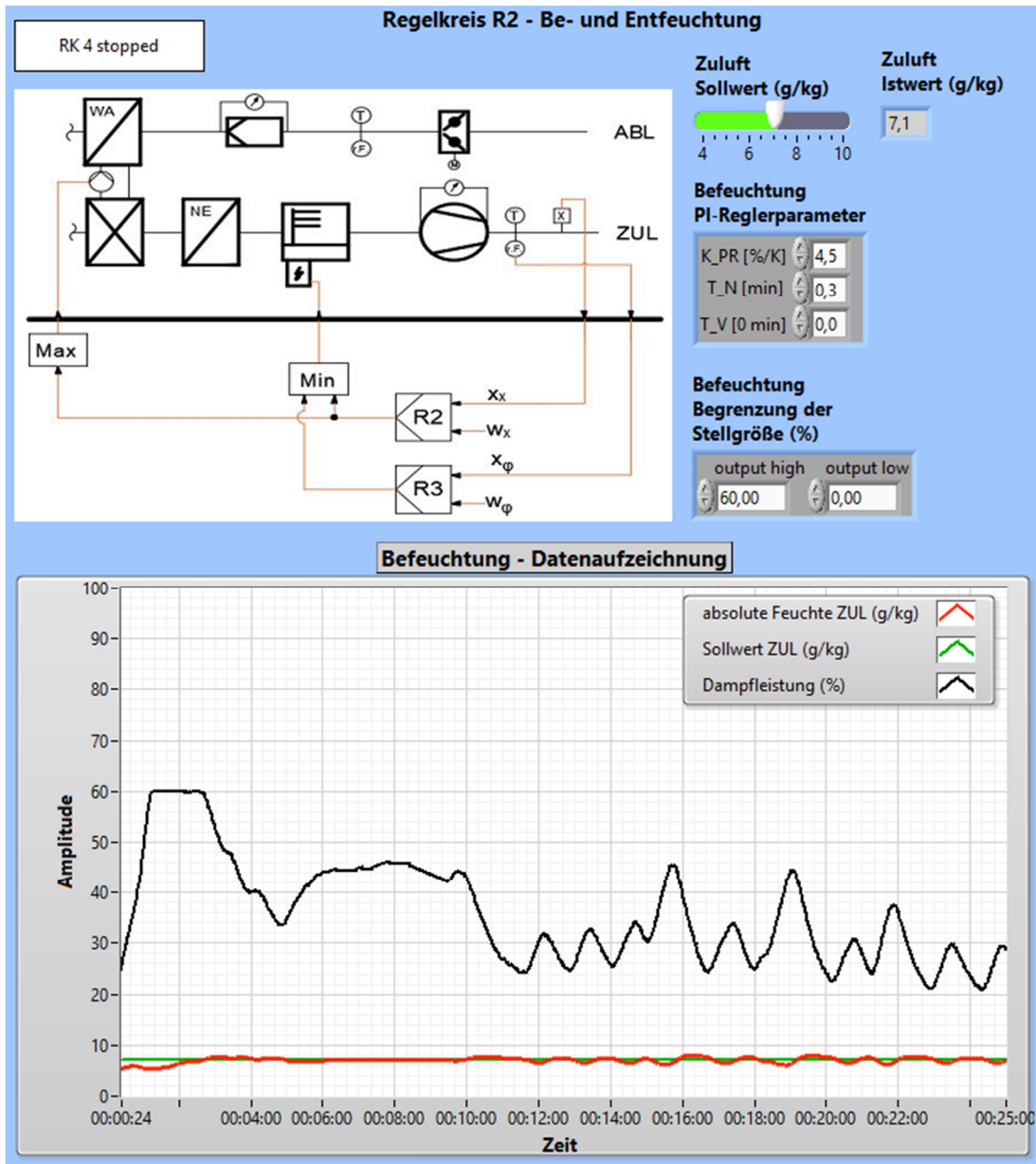
## A8 Sommerbetrieb Nacherwärmung und Befeuchtung

Nacherwärmung im manuell eingestellten Sommerbetrieb mit der Solltemperatur in Höhe von 24°C in der Zuluft.





Befeuchtung im manuell eingestellten Sommerbetrieb auf den Sollwert von 7 g/kg absolute Feuchte in der Zuluft.

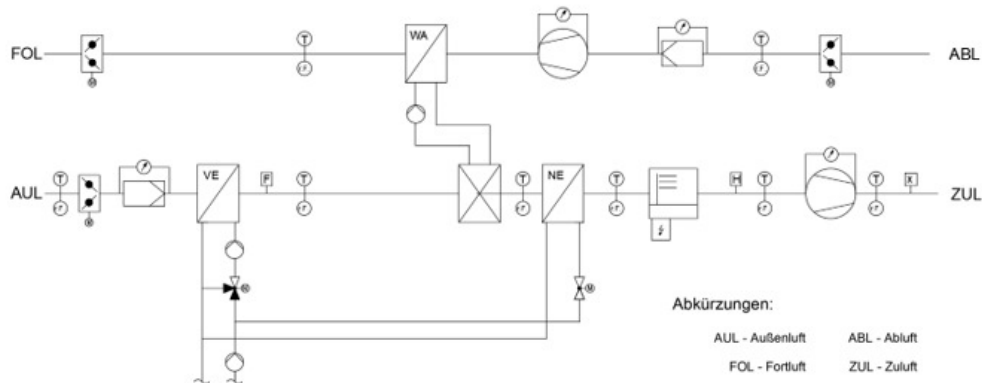


## A9 Laborversuch – Musterlösung

1.

Beimischregelung: konstanter Volumenstrom, variable Temperatur

Mengenregelung: variabler Volumenstrom, konstante Temperatur

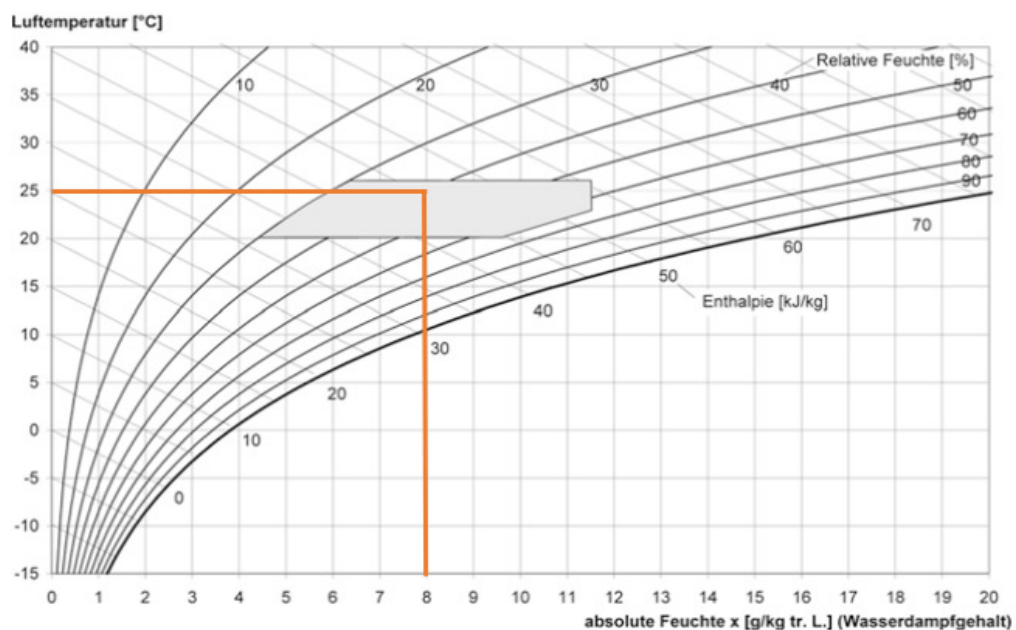


Abkürzungen:

AUL - Außenluft      ABL - Abluft  
FOL - Fortluft      ZUL - Zuluft

	Jalousieklappe		Luftfilter		Vorerwärmer
	Wärmeübertrager zur Wärmeabfuhr		Kühler		Dampfbefeuchter
	Elektromotor-Stellantrieb		Temperaturfühler		Ventilator
	Absolute Feuchte, berechnet		Frostschutzwächter		Hygrostat (Feuchtwächter)
	Nacherwärmer		Differenzdruckmessung		Ventilstellglied mit Elektromotor-Stellantrieb
	3-Wege-Ventilstellglied mit Elektromotor-Stellantrieb		Hygroskop (Messung relativer Feuchte)		

2.



3.

Gesamte Kühllast:

$$\dot{Q}_{K,ges} = 115 \frac{W}{Pers} \cdot 17 Pers + 300W = 2255W$$

Trockene (sensible) Kühllast:

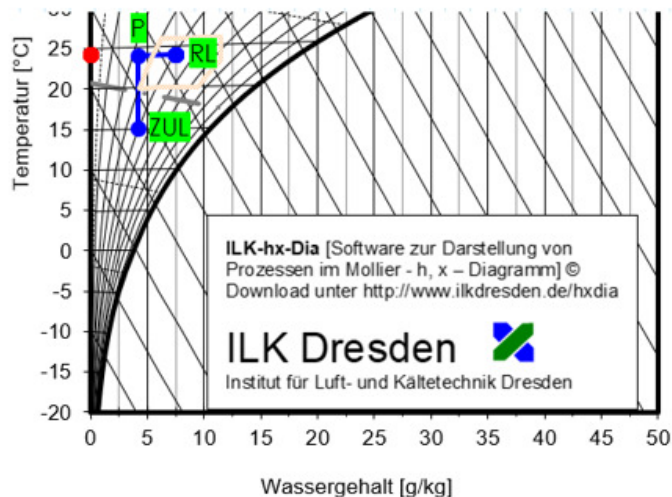
$$\dot{Q}_{K,tr} = 75 \frac{W}{Pers} \cdot 17 Pers + 300W = 1575W$$

Feuchte (sensible) Kühllast:

$$\dot{Q}_{K,f} = \dot{Q}_{K,ges} - \dot{Q}_{K,tr} = (2255 - 1575)W = 680W$$

4.

Trockene (sensible) Kühllasten führen zu einer reinen Erwärmung der Zuluft auf die Temperatur im Raum. Trockene Kühllasten sind schematisch in der Zustandsänderung zwischen Punkt ZUL (Zuluft) und Punkt P dargestellt. Feuchte (latente) Kühllasten sind zwischen Punkt P und Punkt RL (Raumluft) dargestellt.



Energiebilanz feuchte Kühllasten allgemein:

$$\dot{Q}_{K,f} = \dot{m}_L \cdot (h_{RL} - h_P)$$

Mit der Enthalpie (allgemein) im ungesättigten Bereich:

$$h_{1+X} = c_{P,L} \cdot \vartheta + X \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{P,D} \cdot \vartheta)$$

und den Randbedingungen:

$$X_P = X_{ZUL}$$

$$\vartheta_P = \vartheta_{RL}$$

$$\dot{m}_L = \text{konstant}$$

folgt die Energiebilanz für feuchte Kühllasten:

$$\dot{Q}_{K,f} = \dot{m}_L \cdot (X_{RL} - X_{ZUL}) \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{p,D} \cdot \vartheta_{RL})$$

$$\dot{m}_L = 0,51426 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$X_{RL} = 0,008 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \quad (\text{abgelesen aus dem } h, x - \text{Diagramm})$$

Umgeformt nach  $X_{ZUL}$ :

$$X_{ZUL} = \frac{-\dot{Q}_{K,f}}{(\Delta h_{v,0} + c_{p,D} \cdot \vartheta_{RL}) \cdot \dot{m}_L} + X_{RL} = \frac{-0,68 \text{ kW}}{\left(2501 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} + 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 25^\circ\text{C}\right) \cdot 0,51426 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 0,008 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$X_{ZUL} \approx 7,5 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Berechnung des gesamten Volumenstroms in der Zuluft

$$\dot{m}_{ges} = \dot{m}_L \cdot (1 + X_{ZUL}) = 0,51426 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(1 + 0,0075 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right) = 0,51811 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{V}_{ges} = \frac{\dot{m}_{ges}}{\rho_{ZUL}} \cdot 3600 = \frac{0,51811 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \cdot 3600 = 1554,33 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Berechnung der Druckdifferenz am Zuluftventilator

$$\Delta p_V = 0,5 \cdot 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(\frac{1554,33 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{90 \frac{\text{m}^2 \text{s}}{\text{h}}}\right)^2 \approx 179 \text{ Pa}$$

Berechnung der Luftumwälzzahl

$$LU = \frac{\dot{V}_{ges}}{V_{Raum}} = \frac{1554,33 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{100 \text{ m}^2 \cdot 4 \text{ m}} = 3,88 \frac{1}{\text{h}}$$

## 5.

Energiebilanz trockenen Kühllasten allgemein:

$$\dot{Q}_{K,tr} = \dot{m}_L \cdot (h_P - h_{ZUL})$$

Mit der Enthalpie (allgemein) im ungesättigten Bereich:

$$h_{1+X} = c_{p,L} \cdot \vartheta + X \cdot (\Delta h_{v,0} + c_{p,D} \cdot \vartheta)$$

und den Randbedingungen:

$$X_P = X_{ZUL}$$

$$\vartheta_P = \vartheta_{RL}$$

$$\dot{m}_L = \text{konstant}$$

folgt die Energiebilanz für trockenen Kühllasten:

$$\dot{Q}_{K,tr} = \dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + c_{p,D} \cdot X_{ZUL}) \cdot (T_{RL} - T_{ZUL})$$

Umgeformt nach der Zulufttemperatur:

$$\vartheta_{ZUL} = \vartheta_{RL} - \frac{\dot{Q}_{K,tr}}{\dot{m}_L \cdot (c_{p,L} + c_{p,D} \cdot X_{ZUL})} = 25 - \frac{1,575 \text{ kW}}{0,51426 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \left(1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} + 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,0075 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}\right)} = 22^\circ\text{C}$$

Die berechnete Zulufttemperatur und absolute Feuchte sind die Sollwerte, die in der Anlagenregelung einzustellen sind.

Nachdem sich ein Beharrungszustand eingestellt hat, sind die Messdaten in die nachfolgende Tabelle einzutragen. Messwerte direkt nach der Befeuchtung sind nicht einzutragen, da aufgrund der Position und der Ausbreitung des Sattdampfes eine nicht brauchbare Messung erfolgt.

Anschließend sind die Zustände in ein  $h_{1+x,x}$ -Diagramm einzutragen.

Messdatenerfassung im Beharrungszustand

	Außenluft	Vorerwärmung	Kältemaschine	Nacherwärmung	Befeuchtung	Zuluft
Temperatur (°C)						
Absolute Feuchte g/kg						

Für unterschiedliche Laborgruppen werden Versuchsparameter variiert:

Variation der Versuchsparameter

Gruppe	Massenstrom trockene Luft [kg/s]	Personen- anzahl [-]	Grundfläch e [m²]	Raumhöhe [m]
G1-B1	0,51426	17	100	4
G1-B2	0,43455	39	100	3,5
G2-B1	0,51101	50	100	3
G2-B2	0,51101	12	80	4
G3-B1	0,49105	17	110	5
G3-B2	0,65861	5	90	4
G4-B1	0,48732	17	100	4
G4-B2	0,48732	33	100	4
G5-B1	0,48955	25	100	4
G5-B2	0,48955	15	100	5
G6-B1	0,43256	35	110	4
G6-B2	0,46378	3	45	4
G7-B1	0,55316	55	100	4
G7-B2	0,45252	15	100	4
G8-B1	0,46281	26	106	4
G8-B2	0,46281	11	99	3
G9-B1	0,52265	39	111	4
G9-B2	0,51426	14	95	4
G10-B1	0,53514	20	100	5
G10-B2	0,53514	9	90	4
G11-B1	0,54898	17	100	3
G11-B2	0,55691	8	100	5
G12-B1	0,45914	15	105	4
G12-B2	0,55691	3	95	4