

Masterarbeit

Modellbildung und Reglerentwurf für einen Klimaanlage-Prüfstand

Martin Wipfler

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik
Technische Universität Graz

Betreuer
Dipl.-Ing. Dr.techn. Priv.-Doz. Robert Bauer

in Zusammenarbeit mit



Graz, 2011/2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 16.10.2012

Markus Wajtl

(Unterschrift)

Zusammenfassung

Gegenstand der hier vorgestellten Arbeit ist die Modellbildung sowie eine weiterführende Analyse von etwaigen Verbesserungspotentialen samt Regelungsentwurf für einen Klimaanlage-Prüfstand. Im Zuge der physikalischen Modellbildung wird das Teilsystem Verdampfer in einzelne Teilkomponenten aufgespaltet und entsprechende Modelle erstellt und verifiziert. In weiterer Folge soll ein Gesamtmodell entstehen, das es erlaubt, den ganzen Verdampfer-Teil mit sämtlichen Einflüssen und charakteristischen Begebenheiten zu simulieren. Um auch andere Konzepte in Betracht zu ziehen, wird zum Vergleich ein Luftkonditionierer modelliert und dahingehend untersucht, ob auch Komponenten der betrachteten Realisierung für den Klimaanlageprüfstand zum Einsatz kommen könnten.

Ziel der Arbeit ist es, ein möglichst umfassendes Simulationsmodell der Anlage zu erstellen, um anhand dieses Modells etwaige Verbesserungspotentiale hinsichtlich Regelung bzw. physikalischer Anordnung der einzelnen Teilkomponenten zu ermitteln. Zusätzlich sollen die einzelnen resultierenden Konzepte auch hinsichtlich Energieverbrauch und Wirkungsgrad verglichen werden. Die Erkenntnisse sollen Aufschlüsse für die Verbesserung und Weiterentwicklung des hier analysierten Prüfstands geben, sowie auch bei der Konstruktion ähnlicher Prüfstände einfließen.

Abstract

The topic of this work is the modelling of an air conditioning test rig. Additionally, the optimization potential is analyzed and subsequently a controller developed for the test rig. The evaporator-part is divided up into subsystems as part of the physical modelling process. The subsystems are modelled individually and the resulting models are verified against measured data. A good model to data fit can be observed. The resulting overall model allows simulation of the entire evaporator-part under various operating conditions. The work evaluates further concepts of air conditions systems for their suitability for the air conditioning test rig. Specifically, an air condition system for engine test benches is modelled.

The aim of the thesis is to provide an overall simulation model to investigate optimization potential in respect of control and physical configuration of the subsystems. In addition, the energy consumption and efficiency of the resulting concepts are compared. These results will provide information for the improvement and the further development of the analyzed test rig. The results of this work will also inform the construction of any similar test rigs in the future.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	VIII
Tabellenverzeichnis	XI
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Ziel und Gliederung der Arbeit	1
2. Aufbau des Prüfstands	3
2.1. Prüfling	3
2.1.1. Kälteprozess	3
2.2. Gesamtübersicht	5
2.3. Verdampfer-Teil	8
2.4. Gaskühler-Teil	11
2.5. Klimakammer	11
2.6. Solesystem	12
3. Modellbildung Verdampfer-Teil	14
3.1. Teilmodell Heizung	15
3.2. Teilmodell Kältereister	18
3.3. Teilmodell Solesystem	24
3.4. Teilmodell Vorheizung vor Befeuchtung	30
3.5. Teilmodell Befeuchtung	33
3.6. Teilmodell Luftschaft	37
3.7. Gesamtmodell	42
3.7.1. Aktuelles Regelungskonzept	44
4. Entwurf neuer Regelungskonzepte	47
4.1. Variante 1: Regelung Kältereister nur über Mischventil	47
4.2. Variante 2: Trennung der Regler für Entfeuchtung, Befeuchtung, Heizen und Kühlen	49
4.3. Variante 3: Überbefeuchtung und Regelung der Feuchte über Kältereister	51
4.4. Variante 4: Regelung der Feuchte auf Feuchte vor Kältereister	52
4.5. Variante 5: Störgrößenaufschaltung durch Prüfling	53

5. Untersuchung anderer Anordnungen	56
5.1. Anordnung 1: Tausch der Dampfbefeuchtung	56
5.2. Anordnung 2: Dampfbefeuchtung nach Kälteregister	57
5.3. Anordnung 3: Deaktivierung der Vorheizung bei Dampfbefeuchtung vor Kälteregister	58
5.4. Anordnung 4: Verzicht auf Bypass	59
6. Energetische Betrachtung der einzelnen Konzepte	62
7. Vergleichsweise Betrachtung eines Luftkonditionierers	64
7.1. Aufbau Luftkonditionierer	64
7.2. Modellbildung Luftkonditionierer	65
7.2.1. Umrechnung absolute in relative Luftfeuchte	65
7.2.2. Teilmodell Blower	66
7.2.3. Teilmodell Heizung	67
7.2.4. Teilmodell Kälteregister	70
7.2.5. Teilmodell Befeuchtung	71
7.2.6. Gesamtmodell	75
7.3. Vergleich möglicher Konzepte zur Verbesserung	75
7.3.1. aktuelles Regelungskonzept	75
7.3.2. Anordnung 1: Befeuchtung vor Kälteregister	77
7.3.3. Anordnung 2: Haupteinheit mit Kreislauf	79
7.3.4. Energetische Betrachtung der einzelnen Konzepte	82
8. Zusammenfassung	85
8.1. Fazit	85
8.2. Ausblick	86
A. Anhang	87
A.1. Mollier hx-Diagramm	87
A.2. MATLAB Funktion zum Einlesen von Messdaten	88
A.2.1. Einleitung	88
A.2.2. Über- und Rückgabeparameter	89
A.2.3. Struktur der Messdatendatei	90
A.2.4. Funktionsaufruf	91
A.2.5. Standardkonfiguration	93
A.2.6. Weiterverarbeitung eingelesener Daten	93
A.2.7. Fehlercodes	94
A.3. Koppelplan Verdampfer-Teil	95
A.4. Koppelplan Luftkonditionierer	96

Abkürzungsverzeichnis

SISO Single Input Single Output

MIMO Multiple Input Multiple Output

DGLn Differentialgleichungen

RK Regelkreis

FKR Flexibler Klimatisierungsprüfstand für R744

KS Kristl, Seibt und Co.

KFZ Kraftfahrzeuge

FCKW Fluorchlorkohlenwasserstoffe

FKW Fluorkohlenwasserstoffe

HFKW teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe

PKW Personenkraftwagen

inkl. inklusive

Gl. Gleichung

KR Kältereister

Abbildungsverzeichnis

2.1. Funktionsprinzip Kälteprozess	5
2.2. 3D-Modell des Prüfstands	6
2.3. Prüflingsaufnahme	7
2.4. Schema Verdampfer-Teil	8
2.5. Konditioniereinheit Verdampfer	9
2.6. Mollier hx-Diagramm Verdampfer	10
2.7. Schema Gaskühler-Teil	11
2.8. Schema Klimakammer	12
2.9. Schema Solesystem	12
3.1. Skizze Teilmodell Heizung	15
3.2. Verifikation Teilmodell Heizung: Temperatur Heizelement	17
3.3. Verifikation Teilmodell Heizung: Temperatur nach Heizelement	17
3.4. Skizze Teilmodell Kälteregister	18
3.5. Strömung durch ein zylindrisches Rohr	18
3.6. Symmetrische Ortsdiskretisierung	20
3.7. Bypassseffekt im hx-Diagramm	21
3.8. Verifikation Teilmodell Kälteregister: Rücklauftemperatur Sole	23
3.9. Verifikation Teilmodell Kälteregister: absolute Feuchte am Bypass	23
3.10. Verifikation Teilmodell Kälteregister: Temperatur nach Kälteregister	24
3.11. Skizze Teilmodell Sole	24
3.12. gleichprozentige Ventilkennlinien mit unterschiedlichen Werten für P_V	26
3.13. gleichprozentige Ventilkennlinie mit unterschiedlichen Werten für n	27
3.14. Vergleich lineare/gleichprozentige Ventilkennlinie	28
3.15. Verifikation Teilmodell Sole: Temperatur nach Mischventil	30
3.16. Verifikation Teilmodell Sole: Vorlauftemperatur	30
3.17. Skizze Teilmodell Vorheizung	31
3.18. Teilmodell Vorheizung vor Befeuchtung: Messwerte Temperaturanstieg Staudüse	31
3.19. Teilmodell Vorheizung: Temperatur Heizelement	32
3.20. Verifikation Teilmodell Vorheizung: Temperatur nach Vorheizung	32
3.21. Skizze Teilmodell Befeuchtung	33
3.22. Verifikation Teilmodell Befeuchtung: absolute Feuchte vor Prüfling	36
3.23. Verifikation Teilmodell Befeuchtung: Temperatur vor Prüfling	37
3.24. Skizze Teilmodell Luftschacht	37
3.25. Verifikation Teilmodell Luftschacht: Bypassstemperatur	41

3.26. Verifikation Teilmodell Luftschacht: Temperatur vor Prüfling	41
3.27. Verifikation Teilmodell Luftschacht: absolute Feuchte	42
3.28. Blockschaltbild des Gesamtsystems	43
3.29. Verifikation des Gesamtmodells anhand besonderen Betriebspunkten während des Betriebes	43
3.30. Aktuelles Regelungskonzept	44
4.1. Variante 1: Schema der Regelung	47
4.2. Vergleich Variante 1 mit originalem Konzept: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1	48
4.3. Vergleich Variante 1 mit originalem Konzept: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 7	49
4.4. Variante 2: Schema der Regelung	50
4.5. Vergleich Variante 2 mit Variante 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1 .	50
4.6. Vergleich Variante 2 mit Variante 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 7 .	51
4.7. Variante 3: Schema der Regelung	51
4.8. Vergleich Variante 3 mit Variante 2: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1 .	52
4.9. Variante 4: Schema der Regelung	53
4.10. Variante 5: Schema der Regelung	53
4.11. Test 6: Störung durch Prüfling	54
4.12. Vergleich Variante 5 mit Variante 4: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 6 .	54
5.1. Anordnung 1: Blockschaltbild	56
5.2. Vergleich Anordnung 1 mit Original und Variante 3: Temperatur- und Feuch- teverlauf Test 1	56
5.3. Anordnung 2: Blockschaltbild	57
5.4. Vergleich Anordnung 2 mit Anordnung 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1	58
5.5. Anordnung 3: Blockschaltbild	58
5.6. Anordnung 4: Blockschaltbild	59
5.7. Anordnung 4: Schema der Regelung	60
5.8. Vergleich Anordnung 4 mit Originalanordnung: Temperatur- und Feuchtever- lauf Test 7	61
7.1. Schema Luftkonditionierer	65
7.2. Volumenstrom und Temperaturerhöhung in Abhängigkeit des Gegendruckes . .	67
7.3. Verifikation Teilmodell Heizung Luftkonditionierer: Temperatur nach Heizung Haupteinheit	69
7.4. Verifikation Teilmodell Heizung Luftkonditionierer: Temperatur nach Sensorbox	69
7.5. Verifikation Teilmodell Kälteregister Luftkonditionierer: Temperatur nach Käl- teregister	71

7.6. Verifikation Teilmodell Befeuchtung Luftkonditionierer: absolute Feuchte nach Befeuchtung	74
7.7. Verifikation Teilmodell Befeuchtung Luftkonditionierer: Temperatur nach Befeuchtung	74
7.8. Blockschaltbild des Luftkonditionierers	75
7.9. aktuelles Regelungskonzept Luftkonditionierer	76
7.10. aktuelle Regelung Luftkonditionierer: Temperatur und Luftfeuchte Haupteinheit	77
7.11. Blockschaltbild des Luftkonditionierers Anordnung 1	78
7.12. Vergleich Original mit Anordnung 1 Luftkonditionierer: Temperatur Haupteinheit	78
7.13. Vergleich Original mit Anordnung 1 Luftkonditionierer: Luftfeuchte Haupteinheit	79
7.14. Blockschaltbild des Luftkonditionierers Anordnung 2	80
7.15. Anordnung 2 Luftkonditionierer: Temperatur und Luftfeuchte Haupteinheit . .	81
7.16. Leistungsbetrachtung: Test 2	82
7.17. Leistungsbetrachtung Luftkonditionierer Test 1	82
7.18. Leistungsbetrachtung Luftkonditionierer Test 2	83
A.1. Molier hx-Diagramm	88
A.2. Aufbau der Messdatendatei	90
A.3. Aufbau der Ausgabestruktur	93

Tabellenverzeichnis

3.1. Konstanten Modellierung Kältereiger	22
3.2. Konstanten Modellierung Luftschächte	39
3.3. Koeffizienten für Formel nach Wagner	39
3.4. Übersicht aktuelles Regelungskonzept Verdampfer	46
6.1. Energiebilanz in [kWh] und Kosten in [EUR] für verschiedene Tests	62
6.2. Kondensatanfall in [l] für verschiedene Tests	63
7.1. Energiebilanz in [kWh] und Kosten in [EUR] für verschiedene Anordnungen Luftkonditionierer	83
7.2. Kondensatanfall in [l] für verschiedene Anordnungen Luftkonditionierer	84

1. Einleitung

1.1. Motivation

Im heutigen Zeitalter verfügt beinahe jedes Auto über eine Klimaanlage. Diese spielt einerseits eine wesentliche Rolle für den Komfort und das Wohlbefinden der Insassen, rückt aber auch im Zuge der ständigen Bestrebungen den Treibstoffverbrauch und die Emissionen weiter zu senken immer stärker in den Fokus der Betrachtung. Immer wieder aufkommende Diskussionen hinsichtlich Umweltverträglichkeit einzelner Kältemittel machen Untersuchungen auf diesem Gebiet unerlässlich.

Um Weiterentwicklungen und Forschung dahingehend zu erleichtern, wurde von der Firma Kristl, Seibt & Co. ein Prüfstand zur Optimierung sämtlicher Teilkomponenten einer solchen Klimaanlage gebaut. Der im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Prüfstand ist schon seit geraumer Zeit in Betrieb, weist jedoch im Verdampfer-Teil leichte Schwächen auf, die im Rahmen dieser Arbeit analysiert werden sollen. Mit Hilfe der Modellbildung können neue Konzepte, sowohl in konzeptioneller als auch in regelungstechnischer Hinsicht, für die Optimierung des bestehenden Prüfstands, sowie für die Konstruktion ähnlicher Prüfstände untersucht werden.

1.2. Ziel und Gliederung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, ein möglichst umfassendes Modell des Verdampfer-Teils des Prüfstands zu erarbeiten und aufbauend auf diesem Schwachstellen und Optimierungspotentiale aufzuzeigen und verbesserte Konzepte zu erarbeiten.

Zu Beginn wird der Prüfling und der zugrundeliegende Kälteprozess, sowie dessen Teilkomponenten erklärt, um in weiterer Folge ein Verständnis für den Aufbau des Prüfstands und die Testumgebung zu gewinnen. Nach der Beschreibung der Anlageninfrastruktur und der einzelnen Teilkomponenten des Prüfstands wird auf die Modellierung des Verdampfer-Teils eingegangen. Im Laufe dieses Abschnitts werden zahlreiche Teilmodelle zur Beschreibung des Systems erarbeitet und anschließend mit Messdaten von der Anlage verglichen. Das aus der Zusammenschaltung resultierende Gesamtsystem muss in weiterer Folge mit den aktuell verwendeten Reglern verifiziert werden. Im Anschluss werden einige Konzepte zur regelungstechnischen Verbesserung präsentiert und hinsichtlich ihrer Einsetzbarkeit und Energieeffizienz verglichen.

Durch zusätzliche Betrachtung und Modellierung eines Luftkonditionierers, der im Grunde

dieselbe Aufgabe erfüllt wie der Verdampfer-Teil des Prüfstands, jedoch konzeptionell anders aufgebaut ist, wird anhand des gewonnenen Modells die hypothetische Möglichkeit eines anderen Aufbaus des Verdampfer-Teils bzw. des Austauschs einzelner Komponenten untersucht. Durch die modulare Modellbildung ist es recht einfach möglich, einzelne Teilmodelle auszutauschen und neue Konzepte zu analysieren. Im Gegenzug wird ebenfalls untersucht, ob sich bewährte Teile des Klimaanlageprüfstands für die Nutzung im Luftkonditionierer eignen würden und ob es möglich ist, den Wirkungsgrad des Konditionierers durch andere Anordnungen zu verbessern.

2. Aufbau des Prüfstands

Der im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Prüfstand wurde von der Firma Kristl, Seibt und Co. (KS) im Jahr 2007 ausgeliefert und dient zur Entwicklung von Klimaanlage für Kraftfahrzeuge (KFZ). Der Prüfstand kann den gesamten Klimakreislauf aufnehmen und erlaubt es somit die einzelnen Komponenten der Klimaanlage zu prüfen. Zu diesem Zweck können Fahrzyklen des KFZ vorgegeben werden und sämtliche Teilkomponenten des Systems nach Benutzervorgabe konditioniert bzw. betrieben werden. Um einen kurzen Überblick über die wesentlichen Komponenten einer Klimaanlage, und somit auch die zu prüfenden Elemente zu erhalten, wird im nachfolgenden Abschnitt auf den Prüfling an sich eingegangen.

2.1. Prüfling

Die Klimaanlage in KFZ spielt einerseits eine wesentliche Rolle für den Komfort und das Wohlbefinden der Insassen, rückt aber auch im Zuge ständiger Bestrebungen den Treibstoffverbrauch und die Emissionen weiter zu senken immer stärker in den Fokus der Betrachtung. Um das Gesamtsystem dahingehend zu optimieren, bedarf es ständiger Weiterentwicklung und Forschung. Nicht zuletzt durch die Diskussion über die Umweltverträglichkeit von Kältemitteln, die vormals vorrangig Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) waren, musste die Automobilindustrie reagieren und nach neuen alternativen Kältemitteln suchen. Der hier betrachtete Prüfstand ermöglicht es, das Gesamtsystem Klimaanlage unabhängig vom KFZ flexibel zu prüfen und weiterzuentwickeln und hilft somit die Entwicklungsarbeit auf diesem Gebiet enorm zu vereinfachen.

Das der Klimaanlage zugrundeliegende Funktionsprinzip ist der sog. Kälteprozess. Dieser beruht auf der Nutzung der Verdampfungswärme beim Aggregatzustandswechsel und der damit einhergehenden Energieaufnahme des Kühlmittels. Auf die genaue Funktionsweise und die einzelnen Teilkomponenten wird im nachfolgenden Kapitel genauer eingegangen.

2.1.1. Kälteprozess

Die Geschichte der Kältetechnik geht bis Mitte des 18. Jhd. zurück. William Cullen (1710-1790) war bereits damals in der Lage künstliches Eis mittels Evakuierung herzustellen. Er legte den Grundstein für den heutigen Prozess durch die Beschreibung der Kühlwirkung verdunstender Flüssigkeiten. Der heutige Kälteprozess beruht aber im Wesentlichen auf den Entdeckungen von Nicola Léonard Sardi Carnot (1796-1832). Dieser bildet mit seinem Entwurf einer idealen Wärmekraftmaschine und dem Carnotischen Kreisprozess die Grundlage

für den 2. Hauptsatz der Thermodynamik.¹ Der Carnot-Prozess gibt an, wie Wärme bei gegebenen Temperaturen am effizientesten in Arbeit umgewandelt werden kann. Eine in einem Kreisprozess arbeitende Maschine nimmt Wärme auf und gibt sie ab. Das Besondere am Carnot-Prozess ist aber, dass die Wärmeaufnahme und -abgabe bei konstanter Temperatur erfolgt. Der ganze Prozess läuft somit zwischen zwei Temperaturniveaus ab. Dieser idealisierte Kreisprozess besteht also im Wesentlichen aus zwei reversiblen isothermen Zustandsänderungen und zwei reversiblen adiabatn Zustandsänderungen.²

Bei Klimaanlage kommt der linksgängige Carnot-Prozess zur Anwendung. Der Kältemittelverdichter stellt hierbei das Kernstück des Kreisprozesses dar. Dieser dient zum Verdichten des gasförmigen Kältemittels und wird über einen Elektroantrieb oder wie im KFZ üblich, über einen Keilriemen vom Motor angetrieben. Das Kältemittel wird im Zuge der Verdichtung auf ein höheres Temperatur- und Druckniveau gebracht und gelangt in weiterer Folge zum Kondensator (auch Gaskühler genannt), wo es unter Abgabe von Wärme kondensiert. Die abgegebene Wärme wird über die Kühlluft abgeführt. Das Kältemittel ist nach dem Kondensator flüssig, weist aber immer noch ein hohes Druckniveau, das über dem Verdampfungsdruck des Kältemittels liegt, auf. Um diesen Druck abzubauen, wird das Kältemittel über eine Drossel entspannt. Diese kann als einfaches Kapillarrohr oder als geregeltes Expansionsventil ausgeführt sein. Nach der Entspannung kommt das Kältemittel zum Verdampfer, wo es unter Aufnahme von Wärme verdampft. Der Luft, die durch den als Wärmetauscher ausgeführten Verdampfer strömt, wird Wärme entzogen und es kommt zur Kühlwirkung. Die gekühlte Luft gelangt dann ins Fahrzeuginnere. Nach dem Verdampfer ist das Kältemittel wieder gasförmig, bei vergleichsweise niedrigem Druck, und gelangt erneut zum Verdichter, wo es wieder verdichtet wird. Um unterschiedliche Füllstandsniveaus und Schwankungen während des Betriebes auszugleichen und zu verhindern, dass Wasseranteile im Kältemittel im Kondensator frieren, sind meist zusätzlich ein Sammler und ein Trockner im Kreislauf vorgesehen. Der gesamte Prozess wird in Abbildung 2.1 dargestellt.

Wesentliche Kriterien für die Auswahl von geeigneten Kältemitteln stellen der Dampfdruck, die Verdampfungsenthalpie, sowie der Isentropenexponent dar. In der Anfangsphase der Kältetechnik kamen wegen ihrer guten Eigenschaften hauptsächlich FCKW zum Einsatz. Diese wurden aber wegen ihrer ozonzerstörenden Wirkung im Rahmen des Wiener Übereinkommens von 1985 und das Montrealer Protokolls von 1987 verboten. Heutzutage kommen als Kältemittel in derartigen Kälteprozessen vorwiegend Fluorkohlenwasserstoffe (FKW) und teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (HFKW), wie zum Beispiel R134a (Tetrafluorethan), sowie Ammoniak (NH_3), Kohlendioxid (CO_2) und Kohlenwasserstoffe zum Einsatz, wobei sich im Bereich der KFZ vor allem FKW und HFKW etabliert haben. Diese sind aber aufgrund ihrer negativen Auswirkungen hinsichtlich Treibhauseffekt immer wieder Gegenstand von Diskussionen mit dem Ziel ein Verbot derartiger Stoffe zu erreichen. Aus diesem Grund wird auch

¹Vgl. [14]

²Vgl. [10, S. 128]

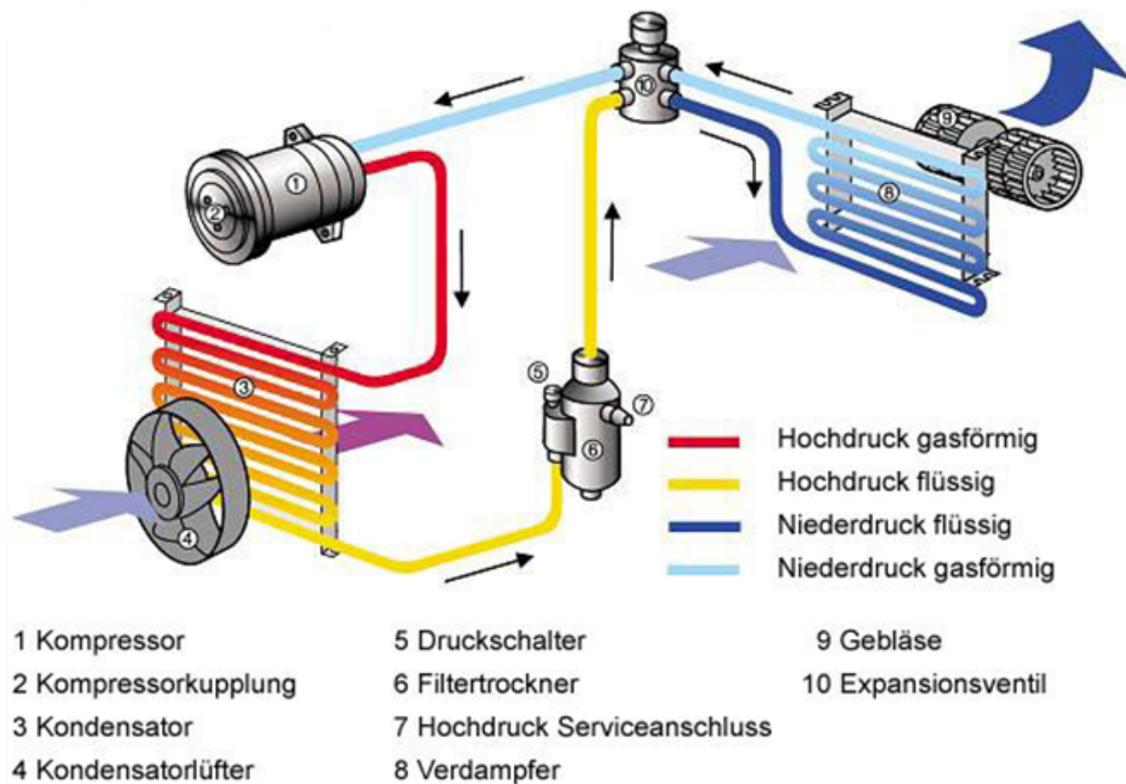


Abbildung 2.1.: Funktionsprinzip Kälteprozess³

bereits intensiv an Nachfolgern für die derzeit im Einsatz befindlichen Kältemittel geforscht. Anfangs wurde versucht umweltfreundliches CO₂, wie es häufig bei Großanlagen eingesetzt wird, auch in KFZ als Kältemittel einzusetzen. CO₂ hat jedoch den Nachteil, dass es einen hohen Dampfdruck bei vergleichsweise schlechtem Wärmeübergang aufweist und Bauteile des Kältekreislaufes somit für höhere Drücke dimensioniert werden müssten. Mittlerweile haben sich aber bereits andere Kältemittel etabliert (z.B. HFO 1234 yf), die die gesetzlichen Anforderungen ebenfalls erfüllen, aber vergleichsweise weniger Nachteile aufweisen.⁴

2.2. Gesamtübersicht

Der Prüfstand ermöglicht es, wie bereits eingangs erwähnt, sämtliche Hauptkomponenten des Prüflings (siehe Kapitel 2.1.1) durch das Anlegen bzw. Aufbringen definierter Umweltzustände an den jeweiligen Komponenten und die Messung der Zustandsänderungen im Klimakreislauf bzw. die Beeinflussung der Umweltzustände zu prüfen.

Zu diesem Zweck ist der Prüfstand so konstruiert, dass dieser den Motorraum samt Fahrtwind und die Fahrgastzelle des KFZ simulieren kann. Der Motorraum wird mittels Klimakammer, in der der Kältemittelverdichter aufgebaut ist und über einen Keilriemen angetrieben wird, simuliert. Es können -20 bis +120 [°C] vorgegeben werden. Der vom Fahrtwind durchströmte Kondensator des Prüflings wird im Gaskühler-Teil des Prüfstands angebracht. Dort wird

³Vgl. [15]

⁴Vgl. [12, S. 106 ff.]

dieser von Luft mit einem vorgebbaren Massenstrom von 600 bis 4200 [kg/h] und einer Temperatur von -20 bis +50 [°C] durchströmt und somit der Fahrtwind nachgebildet. Im dritten Teil des Prüfstands wird der Verdampfer des Prüflings getestet und von Luft mit einem vorgebbaren Massenstrom von 120 bis 720 [kg/h], einer Temperatur von -20 bis +50 [°C] und einer relativen Feuchte von 5 bis 60 [%] durchströmt. Dieser Teil des Prüfstands entspricht im Wesentlichen einer Fahrgastzellensimulation. Um die Auswirkungen der mit dem Prüfstand vorgegebenen Bedingungen auf den zu prüfenden Klimakreislauf messtechnisch zu erfassen, werden im Kältekreis zahlreiche Druck- und Temperatursensoren angebracht. Darüber hinaus wird der Massenstrom und Ölgehalt des Kältemittels aufgezeichnet. Über eine digitale Waage wird zudem laufend das Gewicht des Sammlers im Kältekreislauf gemessen, um so auch die Auswirkungen einzelner Betriebspunkte auf den Füllstand ermitteln zu können. Zur genauen Beurteilung der Vorgänge im Kältemittelverdichter wird zusätzlich zu den Drücken und Temperaturen im Inneren das auftretende Drehmoment über einen Messflansch gemessen. Weiters werden hochfrequente Druckpulsationen durch das Pumpen des Kompressors mittels Piezodruckaufnehmern aufgezeichnet. Abbildung 2.2 zeigt ein 3D-Modell des Prüfstands mit der Klimakammer und der zugehörigen Konditioniereinheit im Vordergrund. Rechts davon befindet sich der Gaskühler-Teil, der die konditionierte Luft von der Konditioniereinheit über

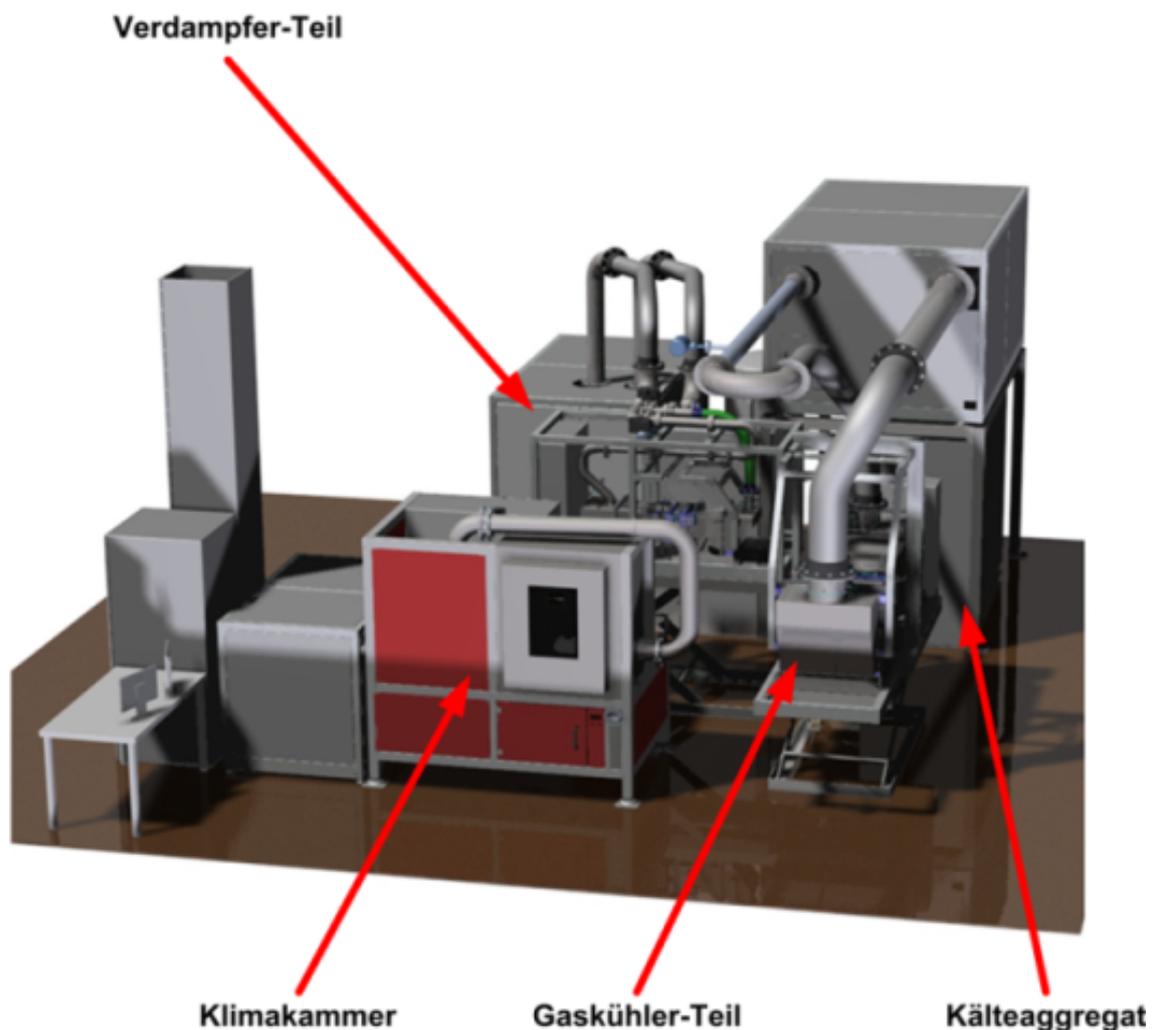


Abbildung 2.2.: 3D-Modell des Prüfstands

dem Kälteaggregat bezieht. Der Verdampfer-Teil samt Konditioniereinheit ist links hinter der Klimakammer angeordnet. Die Aufnahme des Prüflings und die Anordnung der Komponenten in den einzelnen Teilsystemen des Prüfstands wird in Abbildung 2.3 verdeutlicht. Hier wird bereits ersichtlich, dass der Kondensator und der Verdampfer des Prüflings zwischen zwei Messgittern mit jeweils 16 Pt100 Temperaturfühlern angebracht werden, um die örtliche Temperaturverteilung über die Wärmetauscher messen zu können. Für die Luftkonditionie-

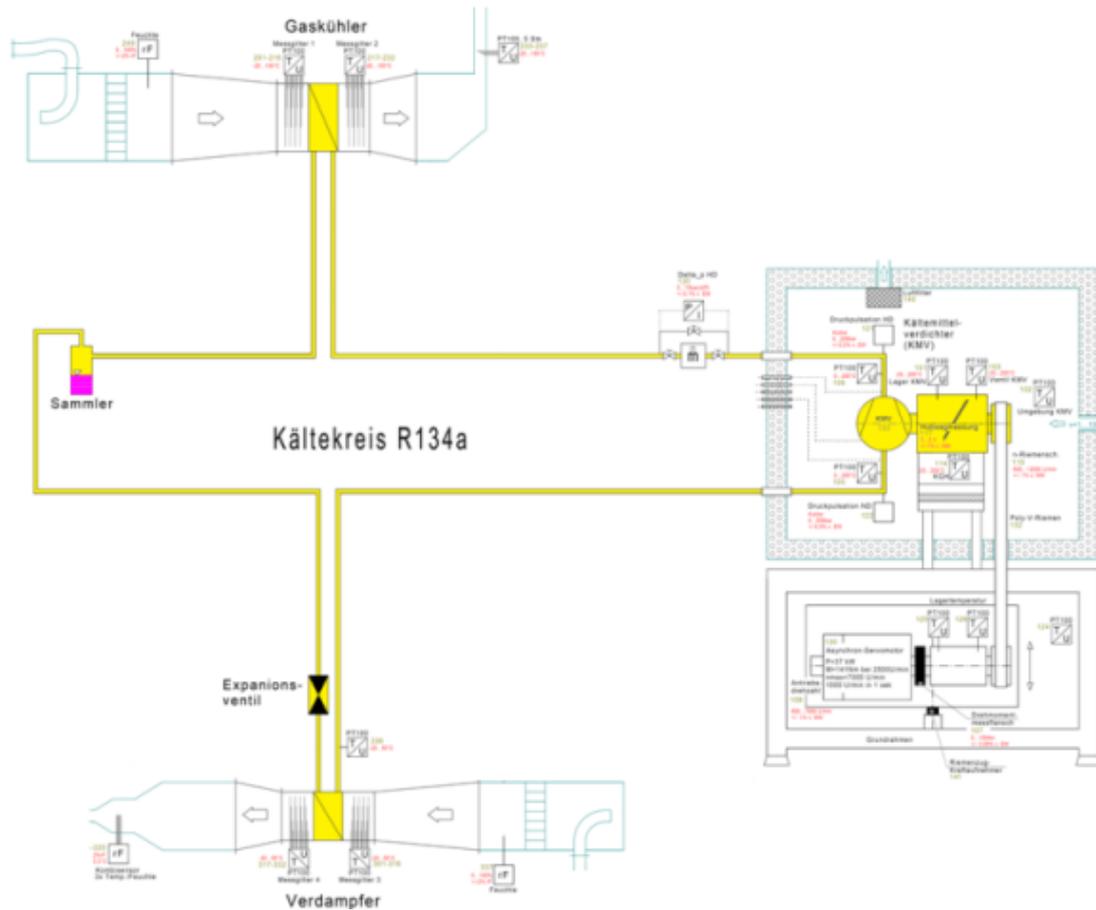


Abbildung 2.3.: Prüflingsaufnahme

rung vor den einzelnen Prüflingskomponenten ist es erforderlich, dass die Luft entsprechend gekühlt werden kann. Dazu verfügt der Prüfstand über eine eigene Kälteanlage samt großem Pufferspeicher. In diesem Pufferspeicher wird kalte Sole gespeichert, bei Bedarf entnommen und über das Solesystem an die Kühlregister in den einzelnen Anlagenteilen verteilt. Sinkt die Temperatur der Sole im Puffer unter einen definierten Schwellwert, so wird die Sole durch das Kälteaggregat gekühlt. Als Sole kommt ein Gemisch aus Glykol und Wasser zum Einsatz. Eine derartige Mischung hat den Vorteil, dass der Gefrierpunkt herabgesetzt wird und somit Temperaturen bis $-40\text{ [}^\circ\text{C]}$ erreicht werden können. Auf den genauen Aufbau der einzelnen Teilsysteme des Prüfstands wird im nachfolgenden Abschnitt im Detail eingegangen.

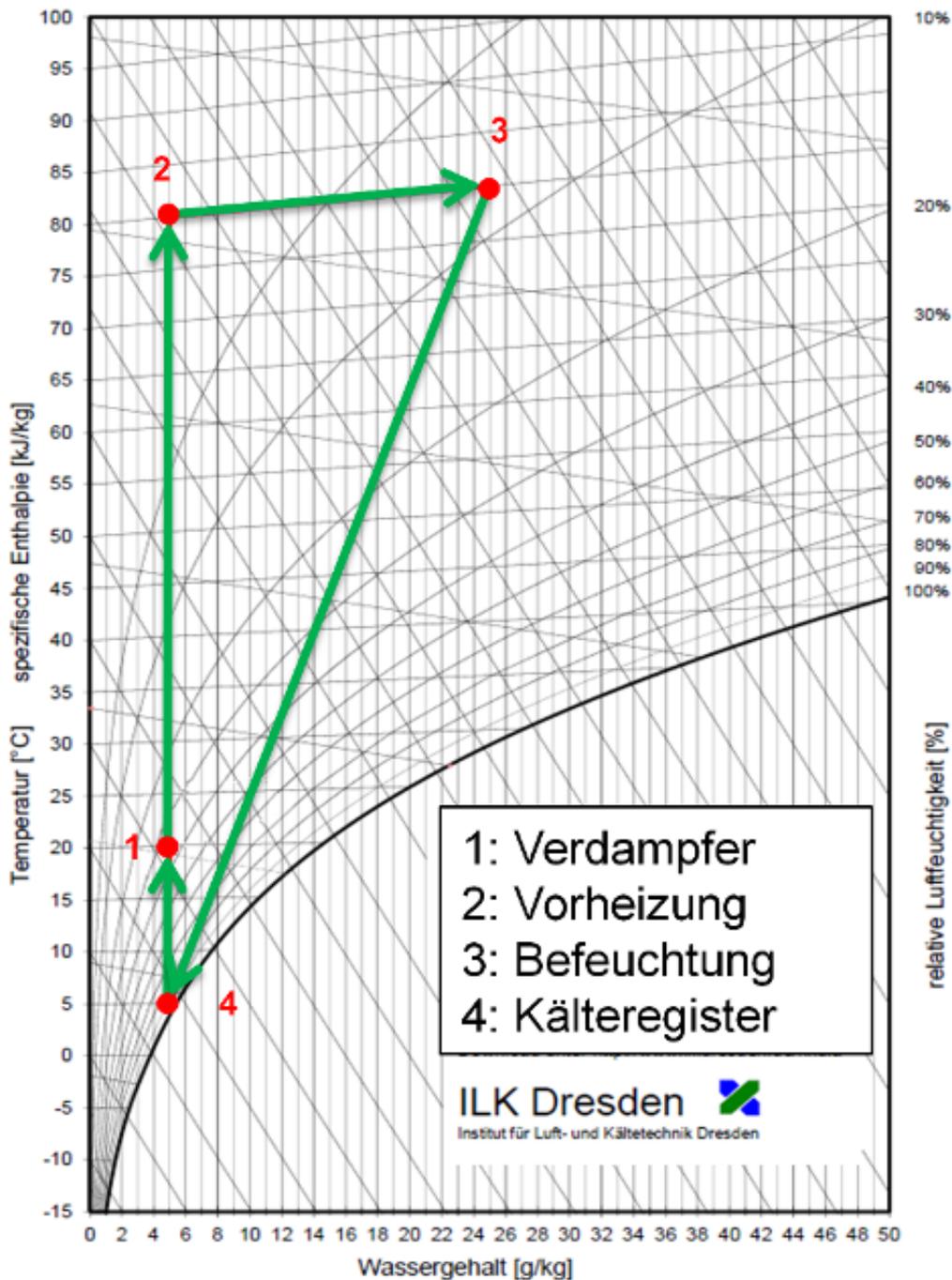


Abbildung 2.6.: Mollier h-x-Diagramm Verdampfer

absolute Feuchtegehalt ändert (Punkt 3). In der Realität wird sich die Temperatur durch das Einspritzen des heißen Dampfes ebenfalls geringfügig ändern. Da die Befeuchtung konstruktionsbedingt eher schlecht regelbar ist, wird eher stärker befeuchtet und die Sollfeuchte anschließend über die Entfeuchtung durch das Kältereister eingestellt. Zur Entfeuchtung auf den gewünschten Wert von 5 [g/kg] muss die Luft entsprechend gekühlt werden, um die überschüssige Feuchte auszukondensieren. Es ist ersichtlich, dass die Luft durch die Entfeuchtung bis auf 5 [°C] abgekühlt werden muss, um den Taupunkt und die richtige Feuchte zu erhalten (Punkt 4). Hierbei ist zu erwähnen, dass es bei einem idealisierten Wärmetauscher ausgehend von Punkt 3 zu einer Abkühlung senkrecht nach unten, bis zu einer Temperatur von ca. 28 [°C] kommen würde, ohne die Luft zu entfeuchten. Erst ab dieser Temperatur würde

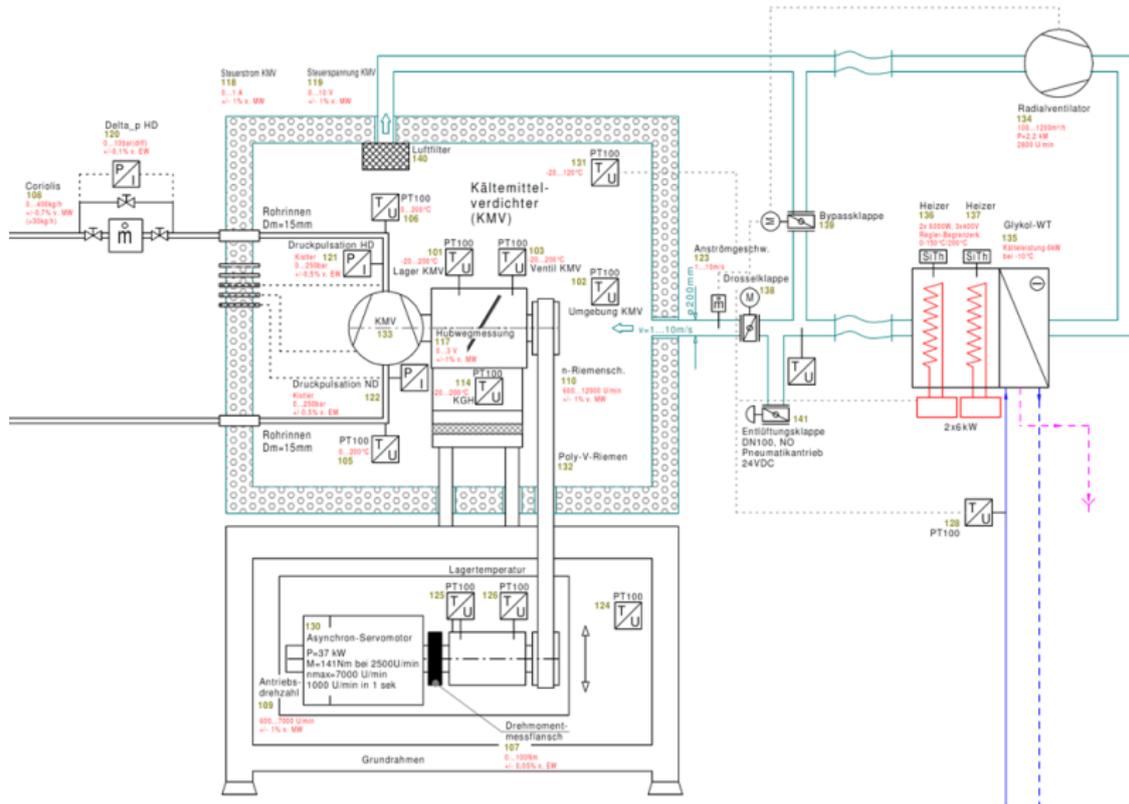


Abbildung 2.8.: Schema Klimakammer

2.6. Solesystem

Um die Kältereister in den einzelnen Anlagenteilen ausreichend mit kühler Sole versorgen zu können, verfügt die Anlage über ein Kälteaggregat und einen Pufferspeicher. Dieser wird auf einem konstanten Temperaturniveau gehalten und soll einerseits garantieren, dass immer genügend kalte Sole zur Verfügung steht und andererseits Schwingungen durch das Ein- und Ausschalten des Kälteaggregats dämpfen. Die Sole wird über ein Rohrsystem an die entsprechenden Kältereister verteilt. Zur Versorgung der einzelnen Kältereister gibt es einen Hauptkreis, in dem eine Pumpe dafür sorgt, dass die Sole ständig umgewälzt wird. Die jeweiligen Abgänge verfügen über eine weitere Pumpe und ein Dreiwegmischventil zur Mischung von Vorlauf und Rücklauf, um die gewünschte Temperatur am Kältereister einzustellen. Die Pumpe kann je nach Kühlanforderung mit variabler Drehzahl betrieben werden. Der gesamte Solekreis ist in Abbildung 2.9 dargestellt.

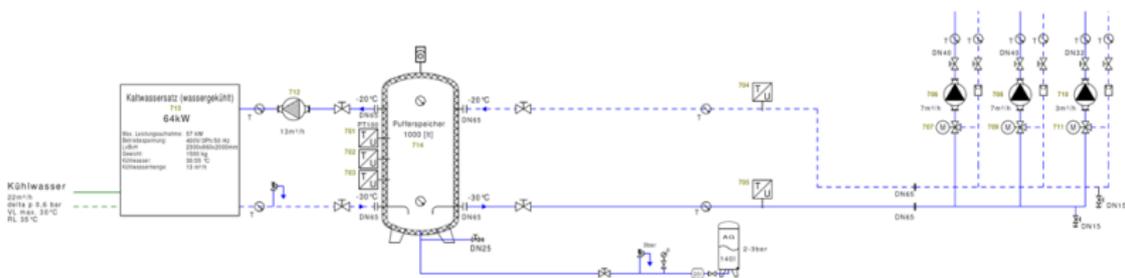


Abbildung 2.9.: Schema Solesystem

Der Solekreis verfügt zusätzlich über einen Ausgleichsbehälter, der den gesamten Solekreis auf einen definierten Vordruck von 2-3 [bar] bringt und den Druck bei unterschiedlichen Temperaturniveaus konstant hält. Der Nachteil des Einsatzes eines derartigen Sologemisches ist eine gegenüber reinem Wasser verringerte Wärmekapazität und somit größere erforderliche Volumenströme bei gleicher Kühlwirkung.

3. Modellbildung Verdampfer-Teil

Da sich im laufenden Betrieb vor allem der Verdampfer-Teil, bedingt durch die größere Komplexität durch die zusätzliche Befeuchtung und den abzudeckenden Temperaturbereich, hinsichtlich Regelgüte als nicht ganz optimal herausgestellt hat, wird im Rahmen dieser Arbeit in erster Linie auf die Modellierung und Optimierung dieses Anlagenteils eingegangen. Sollte für zusätzliche Untersuchungen bzw. Optimierungen der anderen Anlagenteile ebenfalls eine Modellbildung angedacht werden, so können die im Zuge dieser Arbeit erarbeiteten Teilm Modelle schnell auf andere Anlagenteile adaptiert und gewonnene Erkenntnisse weiterverwendet werden.

Ziel dieser regelungstechnischen Modellbildung ist es, möglichst einfache Modelle niedriger Ordnung zu generieren, die trotzdem die wesentlichen Eigenschaften des Systems abbilden. Im Gegensatz zu Modellierungen für Vorabberechnungen bei Neukonstruktionen oder gewissen Auslegungsfragen, kommt es bei der regelungstechnischen Modellbildung darauf an, Modelle möglichst einfach zu gestalten. Aus diesem Grund wird hier eine physikalische Modellbildung verfolgt. Diese bietet gegenüber einer experimentellen Modellbildung, die nach der Wahl einer bestimmten Modellklasse die Modellparameter mittels Optimierungsverfahren oder Neuronalen Netzen an die zur Verfügung stehenden Messdaten anpasst, den entscheidenden Vorteil, dass man durch die physikalischen Zusammenhänge Einblick in das System hat und dieses gegebenenfalls leicht modifizieren und wiederverwenden kann. Durch die Modellierung der physikalischen Zusammenhänge ist das resultierende System bei entsprechender Vorgehensweise einfacher aufgebaut und weist vergleichsweise niedrige Ordnungen auf.

Um auch die während des Betriebes aufgetretenen Effekte, die einerseits aus besonderen Betriebszuständen und andererseits aus bestimmten Reglereinstellungen resultierten, in die Modellierung miteinzubeziehen, wird nach der Erarbeitung der einzelnen Teilm Modelle das Gesamtsystem samt der aktuell verwendeten Regler simuliert. Die Simulation des geschlossenen Kreises hat den Vorteil, dass das Verhalten des Gesamtsystems modelliert wird und die Auswirkungen der Phasenverschiebung schnell anhand der auftretenden Instabilität beobachtet werden können. Da sich die Anlage schon seit geraumer Zeit in Betrieb befindet, existieren genügend Messdaten um auch die Teilm Modelle vorab im offenen Kreis zu verifizieren. Im nachfolgenden Abschnitt wird die Modellbildung der einzelnen Teilm Modelle erörtert.

3.1. Teilmodell Heizung

In diesem Teilmodell wird eine elektrische Heizpatrone, eingebaut in einem von Luft durchströmten Rohr, simuliert. Es wird die Erwärmung des Heizstabes durch den Wärmestrom resultierend aus der elektrischen Leistung sowie dem Wärmeübergang von dem Heizstab an die Luft berücksichtigt. Der Wärmeübergang erfolgt hierbei immer vom wärmeren zum kälteren Medium. Weiters wird berücksichtigt, dass die vorbeiströmende Luft nicht vollständig mit der Heizpatrone in Kontakt kommt, bzw. nicht die gesamte Luftmasse erwärmt werden kann (siehe Abbildung 3.1). Dieses Verhalten lässt sich letztendlich mittels PT1-Glied mit Durchgriff gut modellieren und kann mathematisch wie folgt ausgedrückt werden.

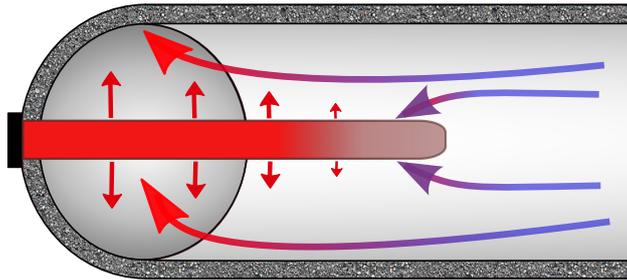


Abbildung 3.1.: Skizze Teilmodell Heizung

Allgemein gilt für den Wärmeübergang von einem Medium zum anderen

$$\dot{Q} = \alpha A(T_1 - T_2) \quad (3.1)$$

wobei α [W/(m²K)] den Wärmeübergangskoeffizient, A [m²] die Übergangsfläche und T_1 und T_2 die Temperaturen der beteiligten Medien darstellen. Der Übergang erfolgt hierbei immer vom wärmeren zum kälteren Medium. Die Temperaturänderung aufgrund des Wärmestromes und der spezifischen Wärmekapazität kann mittels

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}}{mc} \quad (3.2)$$

berechnet werden, wobei m [kg] die Masse des Mediums und c [J/(kgK)] die spezifische Wärmekapazität ist. Für das Heizelement ergibt sich aus diesen Zusammenhängen nachfolgendes Zustandsraummodell

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1x_1 + a_1u_1 + b_1u_2 \quad (3.3)$$

$$y_1 = c_1x_1 + (1 - c_1)u_1 \quad (3.4)$$

mit der Temperatur des Heizelementes T_H [°C] als Zustandsgröße x_1 , der Eingangstemperatur der Luft T_{in} [°C] und dem Wärmestrom durch die Heizleistung \dot{Q}_H [W] als Eingangsgrößen

und der Ausgangstemperatur T_{out} [°C] als Ausgangsgröße.

Für die Parameter a_1 , b_1 und c_1 gilt

$$a_1 = \frac{\alpha_m A_1}{m_H c_H} = \frac{1}{40} \quad b_1 = \frac{1}{m_H c_H} = \frac{1}{130} \quad c_1 = \frac{\alpha_m A_1}{\dot{m}_L(t) c_p(t)} \quad (3.5)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_m , der Fläche des Heizstabes A_1 , der Masse des Heizstabes m_H , der spezifischen Wärmekapazität c_H , dem aktuellen Massenstrom der Luft $\dot{m}_L(t)$ [kg/s] und der spezifischen Wärmekapazität der Luft $c_p(t)$. Im Rahmen der Optimierung des Modells durch den Vergleich mit Messdaten wird $\alpha_m A_1 = 60$ gewählt. Da die spezifische Wärmekapazität der Luft temperatur- und feuchteabhängig ist und die Anlage über ein weites Temperatur- und Feuchtespektrum betrieben wird, wird diese als zeitvariant angenommen und laufend aus der aktuellen Temperatur und Feuchte berechnet. Zur Ermittlung sind zwei Kennfelder hinterlegt, die die spezifischen Wärmekapazitäten von trockener Luft $c_{p,tr}$ und Wasserdampf $c_{p,WD}$ in Abhängigkeit der Temperatur beinhalten. Die Mischung erfolgt nach Gleichung (Gl.)¹

$$c_p = X * c_{p,WD} + (1 - X) * c_{p,tr}. \quad (3.6)$$

X entspricht hierbei der absoluten Feuchte in [kg/kg]. Je nach Feuchtegehalt werden die beiden Wärmekapazitäten gemischt und man erhält die Wärmekapazität für die entsprechende Temperatur und Feuchte.

Um die Qualität des erstellten Modells zu überprüfen, erfolgt ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messergebnissen der Anlage. In mehreren Versuchen werden die Temperaturen vor und nach dem Heizelement gemessen und die angelegten Stellgrößen aufgezeichnet. Die aufgenommenen Messwerte liegen in einem Textfile vor und müssen vorab in Matlab eingelesen werden. Zu diesem Zweck wird eine Matlab-Funktion erstellt, die es ermöglicht, sämtliche Textdateien inklusive Headerinformation einzulesen.² Anhand der Verifikation wird ersichtlich, dass das Modell die Realität recht gut abbildet und die Verläufe von gemessenen und simulierten Werten gut übereinstimmen (siehe Abbildung 3.2 und 3.3). Da es sich bei dieser Form der Modellbildung um eine regelungstechnische Modellbildung mit dem Ziel vereinfachte Modelle mit möglichst kleiner Ordnung zu erhalten handelt, liegt das Hauptaugenmerk vor allem auf den zeitlichen Verläufen der betrachteten Größen. Geringe Abweichungen der Absolutwerte werden somit gerne in Kauf genommen, da im weiteren Verlauf ohnehin eine Ausregelung durch die verwendeten Regler erfolgen sollte.

¹Vgl. [4, S.48]

²Für eine genauere Beschreibung der Matlab-Funktion wird auf Anhang A.2 verwiesen.

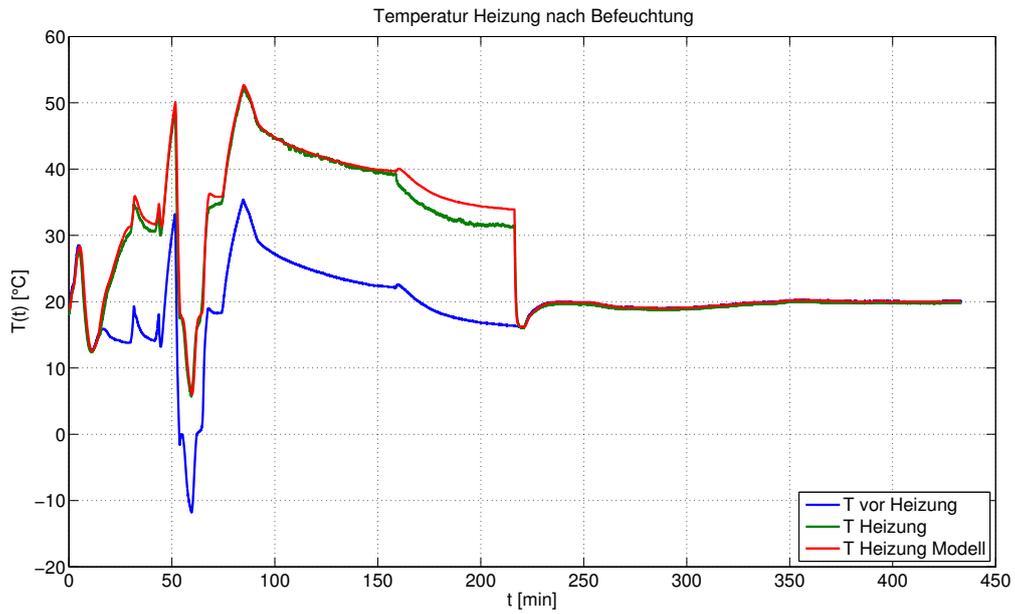


Abbildung 3.2.: Verifikation Teilmodell Heizung: Temperatur Heizelement

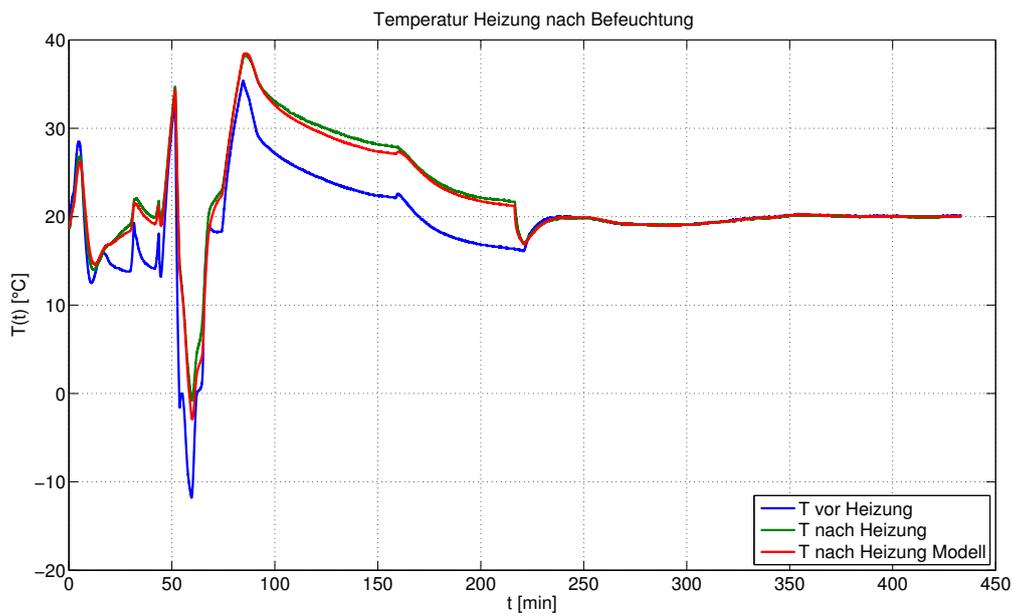


Abbildung 3.3.: Verifikation Teilmodell Heizung: Temperatur nach Heizelement

3.2. Teilmodell Kältereister

Bei dem in der Anlage verbauten Kältereister handelt es sich im Wesentlichen um einen Luft-Wasser Wärmetauscher, der mit Sole gespeist wird. Als Sole kommt ein Glykol-Wasser Gemisch zum Einsatz, um den Gefrierpunkt gegenüber normalem Wasser zu senken. Das Kältereister überträgt einen Wärmestrom von der Luftseite auf die Solesseite bzw. bei kälterer Luft von der Solesseite auf die Luftseite. Um die Austauschfläche für den Wärmeübergang möglichst groß zu machen, besteht die Luftseite aus einer Vielzahl an Aluminiumlamellen (siehe Abbildung 3.4).

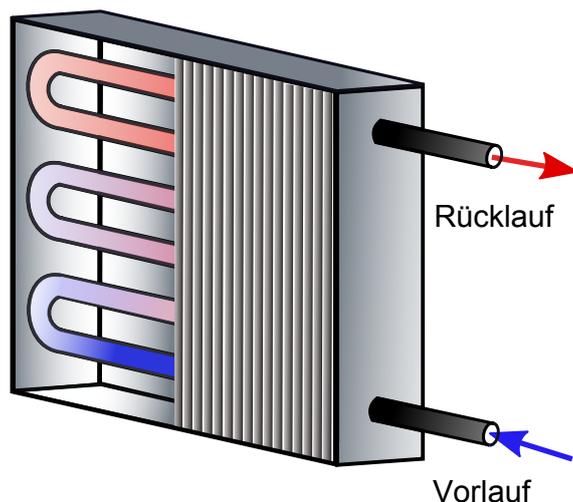


Abbildung 3.4.: Skizze Teilmodell Kältereister

Die örtliche Temperaturverteilung über das Kältereister ist jedoch nicht konstant. Die durchströmende Sole wird in Schlangen durch den Wärmetauscher geführt. Je größer der zurückgelegte Weg, umso wärmer wird die Sole und umso geringer ist die Kühlwirkung. In Folge dessen wird die Luft in diesen Bereichen schlechter gekühlt als nahe des Soleintritts. In der Modellbildung wird dies durch ein Modell mit verteilten Parametern berücksichtigt. Für die Modellierung wird auf ein in [3] erarbeitetes Modell zurückgegriffen. Hier wird von der Energiebilanz für ein Volumenelement (Abbildung 3.5) ausgegangen.

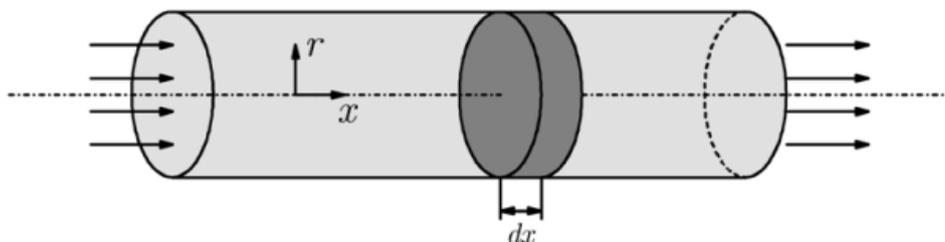


Abbildung 3.5.: Strömung durch ein zylindrisches Rohr³

Durch die turbulenten Strömungsverhältnisse können die radialen Abhängigkeiten der einzel-

³Vgl. [3]

nen Größen vernachlässigt werden und die Energiebilanz für das Volumenelement lautet

$$\frac{\partial u_v}{\partial t} + \frac{\partial s_h}{\partial x} + s_q = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (3.7)$$

mit der volumensbezogenen inneren Energiedichte u_v [J/m³], der Enthalpiestromdichte s_h [W/m²], der Wärmestromdichte s_q [W/m³] des Wärmestroms an die Umgebung und der Wärmeleitfähigkeit λ [W/m/K]. Alle diese Größen hängen von Druck p [Pa] und Temperatur T [K] ab, die ihrerseits von der axialen Position x [m] und der Zeit t [s] abhängen. Bei der Anwendung von Gl. (3.7) auf ein flüssiges Medium lässt sich diese durch die Annahme, dass Flüssigkeiten (praktisch) inkompressibel sind und die Dichte nur geringfügig von der Temperatur abhängig ist zu

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\dot{m}}{A} c_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{U \alpha_m \Delta T}{A} = 0 \quad (3.8)$$

vereinfachen. Hierbei entspricht A [m²] der Rohrquerschnittsfläche, \dot{m} dem Massenstrom in [kg/s], ρ [kg/m³] der Dichte, U [m] dem Rohrumfang. Weiters wird in dieser Vereinfachung die axiale Wärmeleitung vernachlässigt. Für die Anwendung auf ein gasförmiges Medium folgt aus Gl. (3.7) die vereinfachte Beschreibung der Temperatur in Abhängigkeit des Ortes

$$\frac{\dot{m}}{A} c_p \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{U \alpha_m \Delta T}{A} = 0. \quad (3.9)$$

Für einen Wärmetauscher mit flüssigem und gasförmigem Medium erhält man bei Berücksichtigung der Temperaturdifferenz ΔT und der vorzeichenrichtigen Massenströme das verkoppelte partielle Differentialgleichungssystem

$$\frac{\partial T_A}{\partial t} = a_A (T_B - T_A) - b_A \frac{\partial T_A}{\partial x} \quad (3.10)$$

$$0 = a_B (T_A - T_B) + b_B \frac{\partial T_B}{\partial x} \quad (3.11)$$

mit Index A für die Wasserseite und Index B für die Luftseite und den Abkürzungen

$$a_A = \frac{U \alpha_m}{\rho_A c_{p,A} A_A} \quad b_A = \frac{\dot{m}_A}{\rho_A A_A} \quad (3.12)$$

$$a_B = \frac{U \alpha_m}{\rho_B c_{p,B} A_B} \quad b_B = \frac{\dot{m}_B}{\rho_B A_B}. \quad (3.13)$$

Für eine detailliertere Beschreibung der Herleitung wird an dieser Stelle auf [3] verwiesen.

Nach [2] weist der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α_m eine näherungsweise reine Abhängigkeit vom Massenstrom auf.⁴ Es gilt

$$\alpha_m \approx \alpha_1 \dot{m}^{0.8}. \quad (3.14)$$

Wird weiters angenommen, dass die in den Rohrwänden gespeicherte Energie vernachlässigt werden kann, so gilt

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (3.15)$$

und für die Rohrwandtemperatur T_W folgt

$$T_W = \frac{\alpha_A T_A + \alpha_B T_B}{\alpha_A + \alpha_B}. \quad (3.16)$$

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient kann durch Einsetzen von Gl. (3.14) vereinfacht durch die Massenströme der beiden Medien ausgedrückt werden

$$\alpha_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_A \dot{m}_A^{0.8}} + \frac{1}{\alpha_B \dot{m}_B^{0.8}}}. \quad (3.17)$$

In weiterer Folge wird anstelle des infinitesimal kleinen Kontrollvolumens das i -te Kontrollvolumen ($i = 1, \dots, N$) mit der Dicke Δx betrachtet (siehe Abbildung 3.6). Wird zur näh-

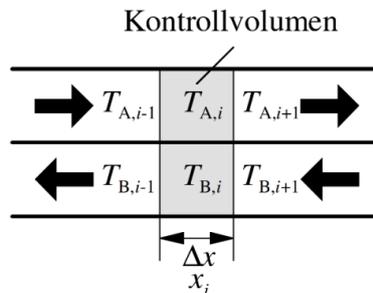


Abbildung 3.6.: Symmetrische Ortsdiskretisierung

rungsweisen Beschreibung

$$\frac{\partial T_{A,i}}{\partial x} \approx \frac{T_{A,i+1} - T_{A,i-1}}{2\Delta x} \quad \text{und} \quad \frac{\partial T_{B,i}}{\partial x} \approx \frac{T_{B,i+1} - T_{B,i-1}}{2\Delta x} \quad (3.18)$$

verwendet, so folgt für die Differentialgleichungen der symmetrischen Ortsdiskretisierung

$$\frac{dT_{A,i}}{dt} = a_A(T_{B,i} - T_{A,i}) - b_A \frac{T_{A,i+1} - T_{A,i-1}}{2\Delta x} \quad (3.19)$$

⁴[2, S. 109]

$$0 = a_B(T_{A,i} - T_{B,i}) + b_B \frac{T_{B,i+1} - T_{B,i-1}}{2\Delta x}. \quad (3.20)$$

Durch die Vorgabe von $T_{A,0}$ und $T_{B,N+1}$ und die Annahme $T_{A,N+1} = T_{A,N}$, sowie $T_{B,0} = T_{B,1}$ kann das System in Simulink simuliert werden.

Bei der Strömung der Luft durch das Kältereiger kommt es neben einer Abkühlung zusätzlich zu einer Entfeuchtung. Durch den Kontakt mit den kühlen Lamellen, deren Temperatur unter dem Taupunkt der Luft liegt, kondensiert ein Teil des Wasserdampfes auf der Kühlfläche und der Wasserdampfgehalt der Luft wird reduziert. Die absolute Feuchte sinkt, während die relative Luftfeuchte bedingt durch die Abkühlung steigt. Infolgedessen weist die Luft am Ausgang des Kältereigers einen geringeren Feuchtegehalt auf und Kondensat in Form von Wasser wird ausgeschieden. Die Entfeuchtung ist abhängig vom Eingangszustand der Luft und von der Temperatur der Kühlfläche. Bei der Bestimmung des Feuchtegehalts nach dem Kältereiger wird der sog. Bypassseffekt berücksichtigt (siehe Abbildung 3.7). Dieser

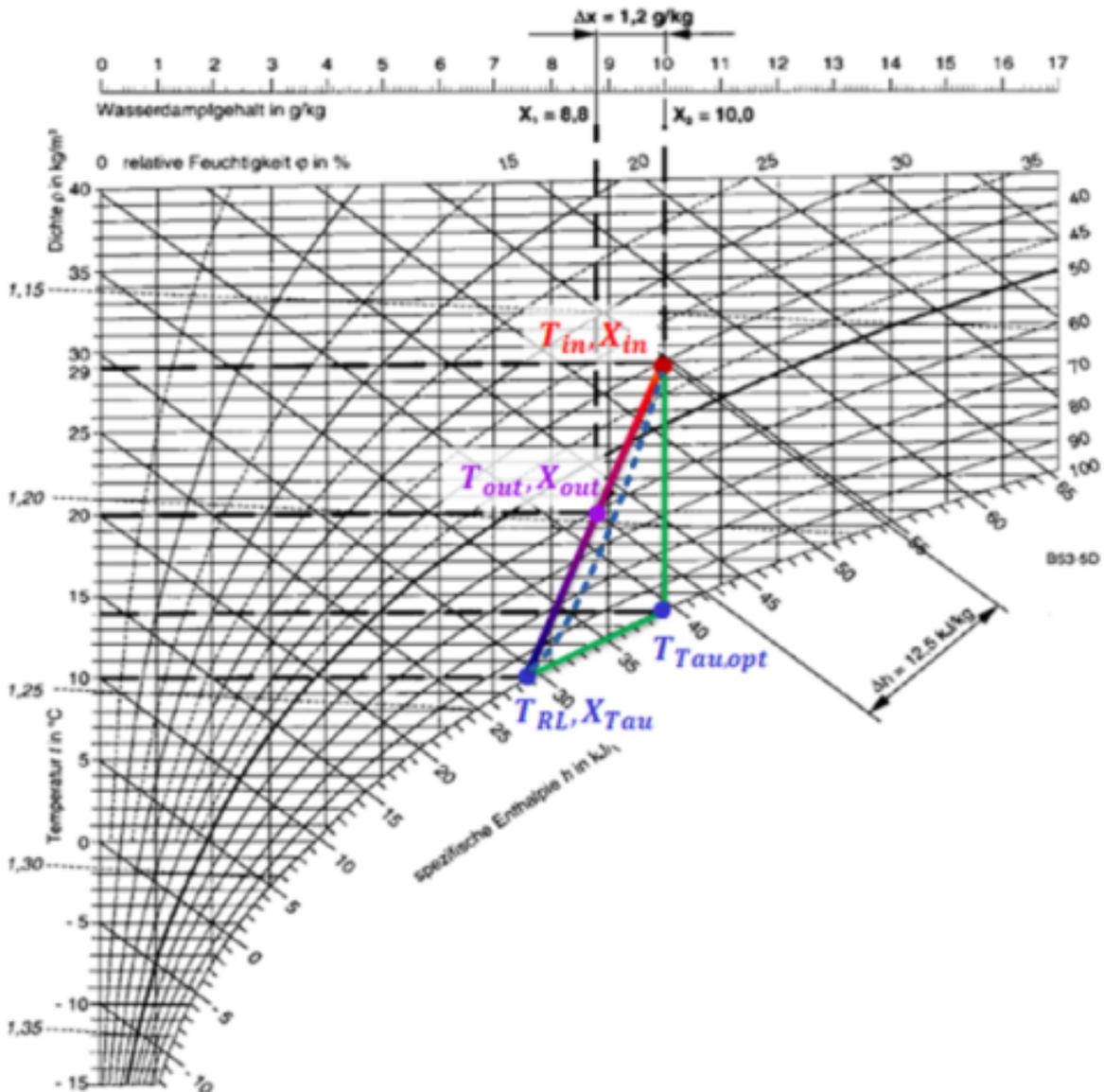


Abbildung 3.7.: Bypassseffekt im hx-Diagramm

berücksichtigt den Umstand, dass nur jener Wasserdampf ausgeschieden wird, der mit den Kühllamellen in direkten thermischen Kontakt kommt. Der andere Teil der Luft, die sog. Bypassluft, verlässt den Kühler praktisch unverändert. Die Luft am Kühleraustritt ist also eine Mischung aus ungesättigter warmer Luft und gesättigter kalter Luft, so dass die Zustandsänderung im hx-Diagramm entlang einer leicht gekrümmten Kurve verläuft. Die Krümmung ist hierbei von der Anzahl der Rohrreihen und den Lamellenabständen abhängig. Umso größer die Anzahl an Rohrreihen und umso dichter die Lamellen, umso flacher wird die Kurve⁵. Für die Modellierung wird diese Kurve durch eine Gerade genähert. In Abbildung 3.7 ist neben dem realen Verlauf (blau) und der genäherten Gerade zusätzlich der ideale Verlauf der Entfeuchtung eingezeichnet. Bei einem idealen Kältereister würde die ganze Luft mit den Kühlrippen in Kontakt kommen und gleichmäßig gekühlt werden. Die Temperatur sinkt bis an die Sättigungskennlinie ab, ohne Feuchte auszuscheiden. Die Entfeuchtung verläuft dann entlang der Sättigungslinie. Bei einem realen Kältereister wird je nach Kühlleistung mehr oder weniger Kondensat ausgeschieden. Die absolute Luftfeuchte am Austritt X_{out} [g/kg] ergibt sich aus der Auswertung der Geradengleichung des genäherten Verlaufs an der Stelle der mittleren Kühlflächentemperatur. Für die Steigung der Gerade k gilt

$$k = \frac{X_{in} - X_{Tau}(T_{RL})}{T_{in} - T_{RL}} \quad (3.21)$$

mit der Lufttemperatur T_{in} [°C] und -feuchte X_{in} [g/kg] vor dem Kältereister und der Feuchte am Taupunkt in Abhängigkeit der Rippentemperatur $X_{Tau}(T_{RL})$ [g/kg]. Als mittlere Lamellentemperatur wird für die Modellierung vereinfachender Weise die Rücklauftemperatur der Sole T_{RL} [°C] herangezogen. Für die Feuchte am Ausgang in Abhängigkeit der Lufttemperatur nach dem Kältereister T_{out} [°C] folgt

$$X_{out} = k(T_{out} - T_{RL}) + X_{Tau}(T_{RL}). \quad (3.22)$$

Im Laufe der Modellbildung haben sich die Werte in Tabelle 3.1 für die Modellkonstanten

Tabelle 3.1.: Konstanten Modellierung Kältereister

Konstante	Wert	Einheit
Länge	1,28	[m]
Anzahl Segmente	100	[.]
Wärmeübergangskoeffizient Sole	6,5	[W/m ² /K]
Wärmeübergangskoeffizient Luft	6,5	[W/m ² /K]
Rohrumfang	130	[m]
Wärmekapazität Sole	3000	[J/kg/K]
Wärmekapazität Luft	1000	[J/kg/K]
Rohrquerschnitt Sole	0,01	[m ²]
Dichte Sole	1100	[kg/m ³]

⁵[19, S. 24]

als sinnvoll erwiesen. Die Parameter wurden so lange angepasst, bis die Ergebnisse der Simulation mit den Messwerten gut übereinstimmen und das Modell die gleiche Reaktion auf Stellgrößenänderungen aufweist. Anhand des Vergleichs der Ergebnisse der Modellbildung mit den gemessenen Werten (Abbildungen 3.8, 3.9 und 3.10) wird ersichtlich, dass die zeitlichen Verläufe der einzelnen Größen sehr gut übereinstimmen. Die Temperatur nach dem Kältereister liegt in der Simulation nur leicht unter den gemessenen Werten (siehe Abbildung 3.10). In Folge dieser leichten Abweichung liegt auch der modellierte Feuchtwert etwas unter jenem der Messung. Die auftretenden Abweichungen sind aber durchaus vertretbar und sollten durch die Regelung ausgeglichen werden.

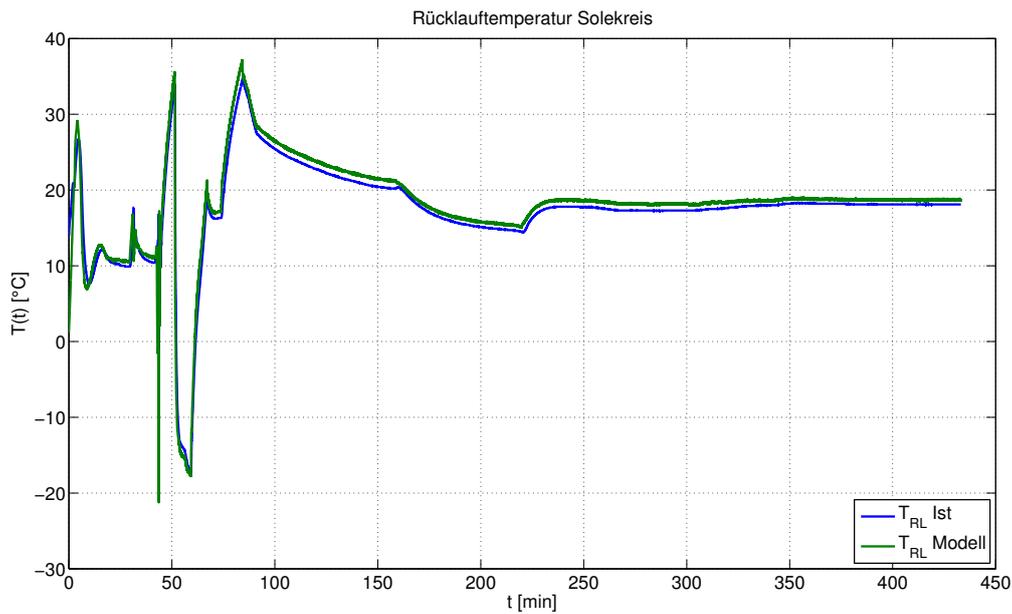


Abbildung 3.8.: Verifikation Teilmodell Kältereister: Rücklauftemperatur Sole

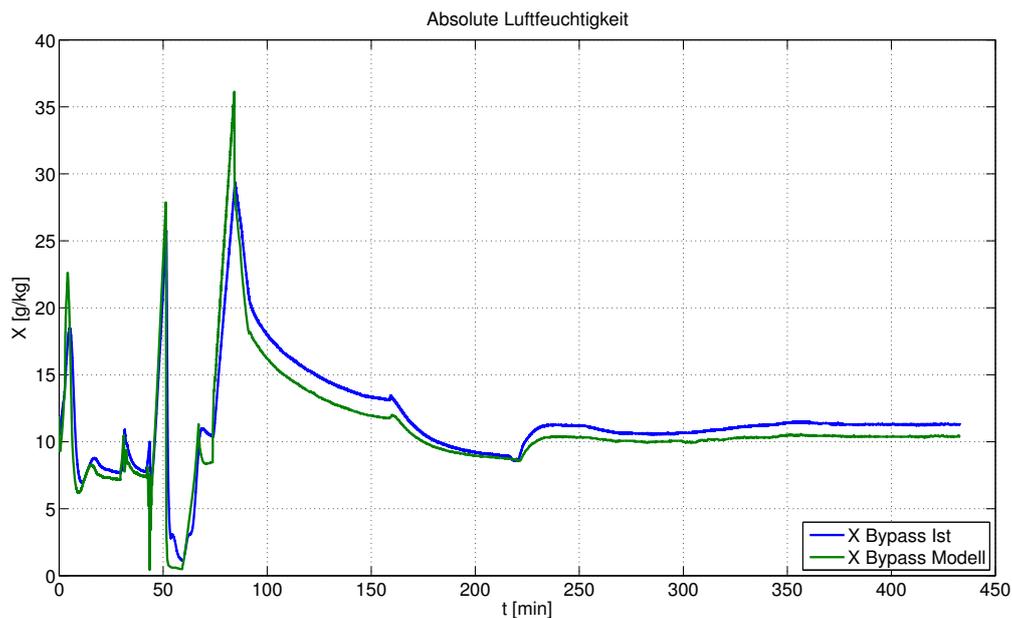


Abbildung 3.9.: Verifikation Teilmodell Kältereister: absolute Feuchte am Bypass

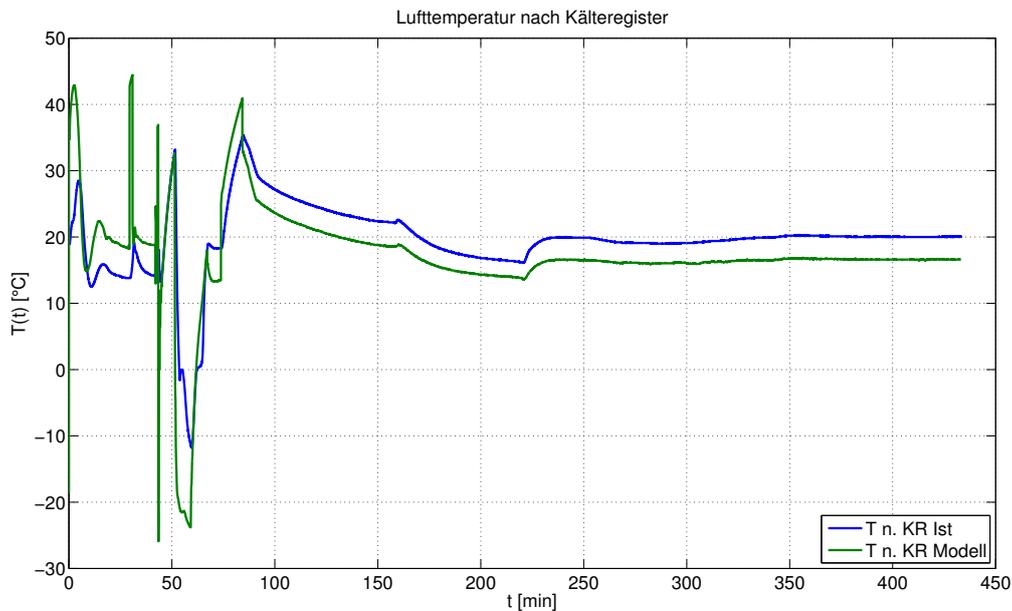


Abbildung 3.10.: Verifikation Teilmodell Kältereister: Temperatur nach Kältereister

3.3. Teilmodell Solesystem

Bei der Modellierung des Solesystems wird der Pufferspeicher idealisiert und davon ausgegangen, dass dieser über die gesamte betrachtete Zeit dieselbe Soletemperatur aufweist und keinen Schwankungen unterliegt. Weiters wird vorerst davon ausgegangen, dass die Sole im Hauptkreis vollständig umgewälzt wird und an den Abgängen zu den einzelnen Teilsystemen Sole mit der Puffertemperatur anliegt. Somit reduziert sich das Modell des Solesystems auf den Kreislauf bestehend aus Dreiwegmischventil und die Rohrleitungen für Vor- und Rücklauf. (siehe Abbildung 3.11).

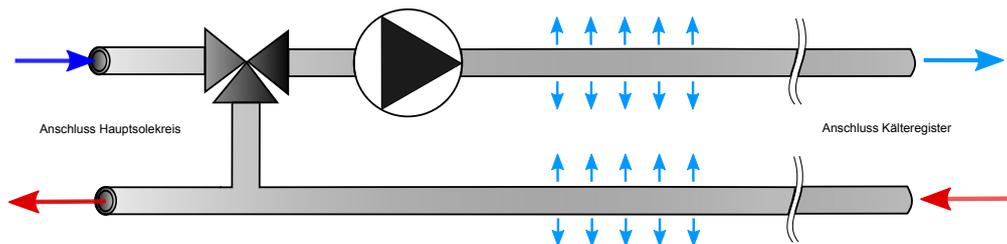


Abbildung 3.11.: Skizze Teilmodell Sole

Das Mischventil dient zur Regelung der Soletemperatur am Kältereister und hat eine gleichprozentige Ventilkennlinie mit einer Diskretisierung von 1000 Schritten. Die einzelnen Rohrleitungen weisen durch die beträchtliche Länge auch Totzeiten und Temperaturverluste auf. Durch den geschlossenen Kreislauf kann von konstantem Druck ausgegangen werden.

Für die einzelnen Rohrabschnitte, wie Vorlauf und Rücklauf, wird von einer Rohrleitung mit Verlusten durch Wärmeübergang ausgegangen, die zudem eine durchflussgeschwindigkeitsabhängige Totzeit aufweisen. Die Verluste durch Wärmestrahlung sind durch die Isolierung sehr gering und werden für die Modellbildung gänzlich außer Acht gelassen. Nach [2] lässt

sich die Speicherwirkung der Rohrwände näherungsweise mit einer einzigen gewöhnlichen Differentialgleichung beschreiben. Das Zustandsraummodell kann ohne Berücksichtigung der Totzeit durch

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1(t)x_1 + a_1(t)u_1 \quad (3.23)$$

$$y_1 = x_1 \quad (3.24)$$

beschrieben werden. Als Zustandsvariable wird die Temperatur der Sole T_{Sole} [°C], als Eingang u_1 die Eingangstemperatur angesetzt. Der Parameter a_1 drückt, wie bereits in 3.1 hergeleitet, den Wärmeübergang der Sole an die Rohrwand aus. Um den durchflussabhängigen Wärmeübergang zu modellieren, wird dieser als zeitvarianter Parameter angenommen. Je nach Pumpendrehzahl y_{Pumpe} ergibt sich der zugehörige Wärmeübergang und für den Parameter a_1 folgt

$$a_1(t) = \frac{\alpha_m A_R \cdot y_{Pumpe}(t)}{m_H c_H} = 100. \quad (3.25)$$

Die Übertragungsfunktion des Teilsystems lautet

$$P_1(s) = \frac{y_1(s)}{u_1(s)} = \frac{a_1}{s + a_1}. \quad (3.26)$$

Die anfänglich erwähnte Totzeit wird durch die Serienschaltung der Übertragungsfunktion mit einem Totzeitglied berücksichtigt. Es resultiert

$$P(s) = P_1(s)e^{-sT_t} = \frac{a_1}{s + a_1}e^{-sT_t} \quad (3.27)$$

mit der Totzeit T_t [s] als Gesamtübertragungsfunktion für ein Rohrelement.

Zur Modellierung des Mischventils wird von einem Mischventil mit gleichprozentiger Ventilkennlinie und einer vom Durchfluss abhängigen Mischung von Vor- und Rücklauf ausgegangen. Für die gleichprozentige Ventilkennlinie gilt⁶

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100}} = \sqrt{\frac{1}{1 - P_V + \frac{P_V}{e^{2n(h/100-1)}}}} = \dot{V}(h) \quad (3.28)$$

mit der Ventilautorität P_V , dem durch die Stellgröße gegebenen Hub h und der Konstante n . Die Ventilautorität beschreibt den Druckverlust über das Ventil im geöffneten Zustand

⁶Vgl. [16, S. 75]

im Verhältnis zum Differenzdruck im geschlossenen Zustand. Die Ventilkennlinie wird bei einem konstanten Druckverlust des Ventils Δp von 1 [bar] über den gesamten Stellbereich ermittelt. Da dieser Druckverlust im Anwendungsfall über den Stellbereich selten konstant bleibt, wird die Ventilkennlinie mittels Ventilautorität zur Betriebskennlinie verformt. Für die Ventilautorität P_V gilt

$$P_V = \frac{\Delta P_{V100}}{\Delta P_{ges}}, \quad (3.29)$$

wobei P_{V100} der Druckverlust über das offene Ventil und P_{ges} der Gesamtdruckverlust des Systems ist. Die Ventilautorität gibt somit an, wie groß der Druckverlust über das Ventil gemessen am gesamten Druckverlust des Systems ist. Eine größere Ventilautorität führt beim Schließen zu einem kleineren Druckverlustanstieg am Ventil und die Änderung des Volumenstroms wird hauptsächlich durch den Eingriff am Ventil bestimmt. Bei kleineren Ventilautoritäten kommt es zu einer stärkeren Deformation der Ventilkennlinie (siehe Abbildung 3.12).

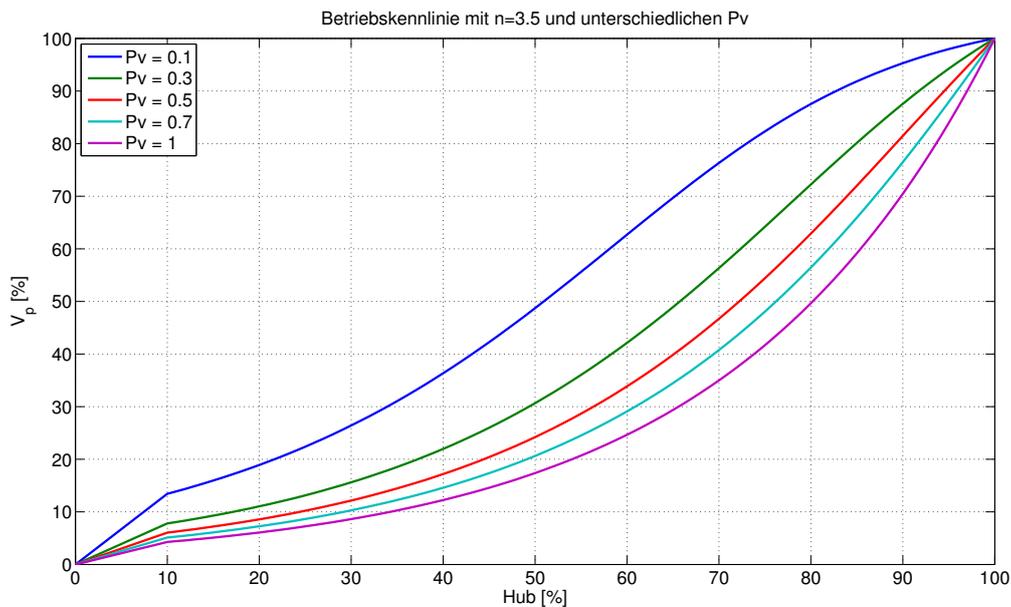


Abbildung 3.12.: gleichprozentige Ventilkennlinien mit unterschiedlichen Werten für P_V

Da hier aber von einem geschlossenen Kreislauf mit konstantem Druck ausgegangen wird und von einem näherungsweise konstanten Druckverlust über das Ventil, der einen Großteil des gesamten Druckverlustes ausmacht, wird die Ventilautorität $P_V = 1$ gesetzt. Die Konstante n beschreibt die prozentuale Volumenstromänderung bei einer Hubänderung und ist als

$$\frac{dk_V}{dh \cdot k_V} = const = n \quad (3.30)$$

definiert, wobei k_V dem Volumenstrom in [m³/h] bei der jeweiligen Ventilöffnung und konstanter Druckdifferenz entspricht. Es handelt sich eher um einen theoretischen Wert, der nur unter Prüfbedingungen erreicht werden kann, da es im Normalfall zu einer Druckänderung bei

der Ventilöffnung kommt. Umso kleiner der Faktor n gewählt wird, umso feinfühlicher kann der Volumenstrom verändert werden. Umso größer n gewählt wird, umso flacher verläuft die Ventilkennlinie im unteren Bereich und die Regelgüte steigt in diesem Bereich. Es muss jedoch beachtet werden, dass es bei klein werdendem n und flacher Kennlinie im unteren Bereich nicht mehr möglich ist, das Verhalten des Ventils durch die definierte Ventilkennlinie zu beschreiben. Es kommt somit im unteren Bereich zu einem undefinierten Verlauf.⁷ Abbildung 3.13 zeigt die verschiedenen Ventilkennlinien für unterschiedliche Werte für den Faktor n . Der undefinierte Bereich beginnt hier ab einem Hub kleiner 10 [%].

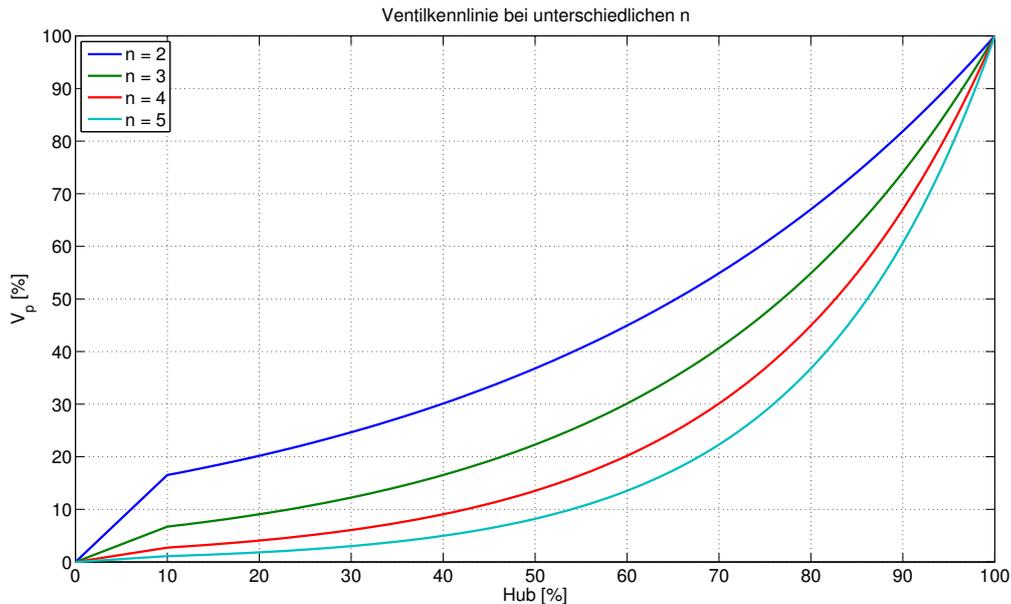


Abbildung 3.13.: gleichprozentige Ventilkennlinie mit unterschiedlichen Werten für n

Die zweite häufig eingesetzte Ventilkennlinie ist die lineare Kennlinie. Zur Vollständigkeit wird auf diese kurz eingegangen und die grundlegenden Unterschiede zur gleichprozentigen Kennlinie aufgezeigt. Bei der linearen Ventilkennlinie ist der Zusammenhang zwischen Öffnungshub und k_V konstant

$$\frac{dk_V}{dh} = \text{const.} \quad (3.31)$$

Für die Betriebskennlinie ergibt sich unter Berücksichtigung der Ventilautorität P_V der Zusammenhang⁸

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100}} = \sqrt{\frac{1}{1 - P_V + \frac{P_V}{\left(\frac{h}{100}\right)^2}}}. \quad (3.32)$$

Eine lineare Ventilkennlinie weist jedoch im Vergleich zur gleichprozentigen Ventilkennlinie den Nachteil auf, dass die prozentuelle Änderung des Volumenstromes im unteren Stellbereich

⁷Vgl. [16, S. 66]

⁸Vgl. [16, S. 75]

wesentlich größer ist als im oberen, wohingegen bei der gleichprozentigen die prozentuelle Änderung über den gesamten Hubbereich konstant ist. In Abbildung 3.14 werden die beiden Kennlinienformen noch einmal gegenübergestellt.

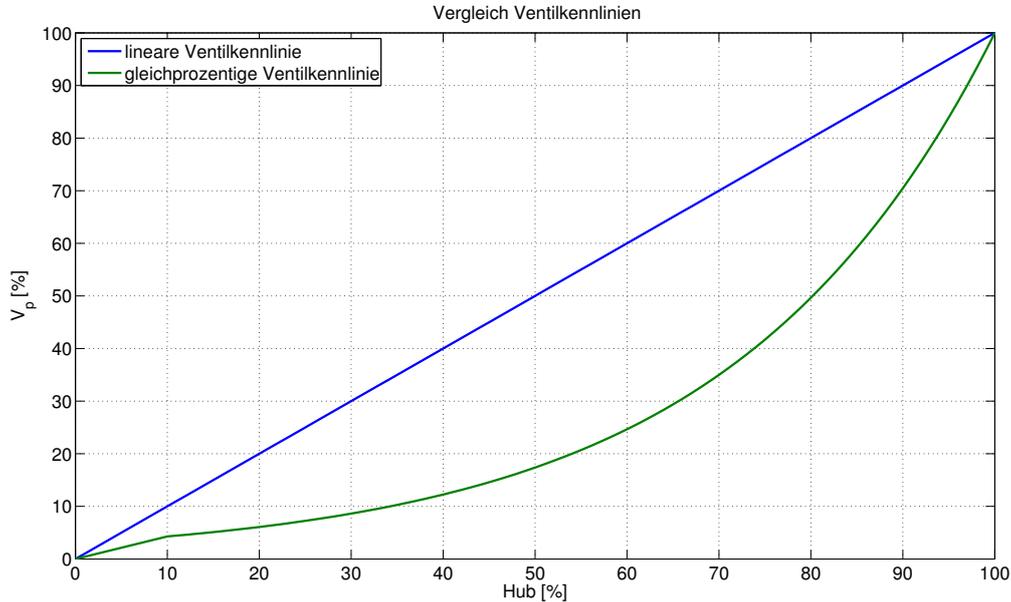


Abbildung 3.14.: Vergleich lineare/gleichprozentige Ventilkennlinie

Im Zuge der Modellbildung wird die durchflussabhängige Mischung mittels PT1-Glied mit entsprechender Multiplikation der Pumpenstellgröße simuliert und kann mathematisch durch

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1(t)x_1 + a_1(t)u_1. \quad (3.33)$$

$$y_1 = x_1 \quad (3.34)$$

beschrieben werden. Die Zustandsvariable x_1 entspricht der Mischtemperatur T_{Misch} [°C] von Rücklauf T_{RL} [°C] und frischer Sole T_{Sole} [°C] am Ausgang des Ventils. Der Eingang u_1 entspricht der theoretisch optimalen Mischungstemperatur ohne Berücksichtigung des Durchflusses $T_{Misch,opt}$ [°C]. Für die optimale Mischungstemperatur, die sich aus der Ventilöffnung mit gleichprozentiger Ventilkennlinie (Gl. (3.28)) errechnet, gilt

$$T_{Misch,opt} = T_{Sole} \cdot \dot{V}(h) + T_{RL}(1 - \dot{V}(h)). \quad (3.35)$$

Der zeitvariable Parameter $a_1(t)$ entspricht der durchflussabhängigen Mischung und wird aus der Zeitkonstanten τ in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl y_{Pumpe} ermittelt

$$a_1(t) = \frac{y_{Pumpe}}{\tau}. \quad (3.36)$$

Letztendlich ergibt sich nachfolgendes Zustandsraummodell für das Mischventil

$$\frac{dT_{Misch}}{dt} = -\frac{y_{Pumpe}}{\tau} T_{Misch} + \frac{y_{Pumpe}}{\tau} T_{Misch,opt} \quad (3.37)$$

$$y_1 = T_{Misch}. \quad (3.38)$$

Durch die Zusammenschaltung der einzelnen Teilmodelle für Ventil, Vorlauf, Rücklauf und das Bypassabgangsstück in den Hauptkreis ergibt sich das Zustandsraummodell des gesamten Solekreislaufs, ohne Berücksichtigung der Pumpe und Totzeiten

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu \quad (3.39)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} x \quad (3.40)$$

mit

$$A = \begin{bmatrix} -a_{1,Misch}(t) & a_{1,Misch}(t)(1 - \dot{V}(h)) & 0 & 0 \\ 0 & -a_{1,RL}(t) & 0 & 0 \\ 0 & a_{1,Byyp}(t) & -a_{1,Byyp}(t) & 0 \\ a_{1,VL}(t) & 0 & 0 & -a_{1,VL}(t) \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$x = \begin{bmatrix} T_{Misch} \\ T_{RL} \\ T_{Byyp} \\ T_{VL} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} a_{1,Misch}(t)\dot{V}(h) & 0 \\ 0 & a_{1,RL}(t) \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad u = \begin{bmatrix} T_{Sole} \\ T_{RL,KR} \end{bmatrix}, \quad (3.42)$$

wobei die Indizes das jeweilige Teilsystem angeben. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Verifikation des Modells anhand von Messdaten. Auf das Modell werden genau dieselben Stellgrößen wie bei der Messung aufgeschaltet und die Ausgangsdaten mit den Messergebnissen verglichen (siehe Abbildung 3.15 und 3.16). Es ist zu beobachten, dass die Ergebnisse des Modells recht gut mit den gemessenen übereinstimmen.

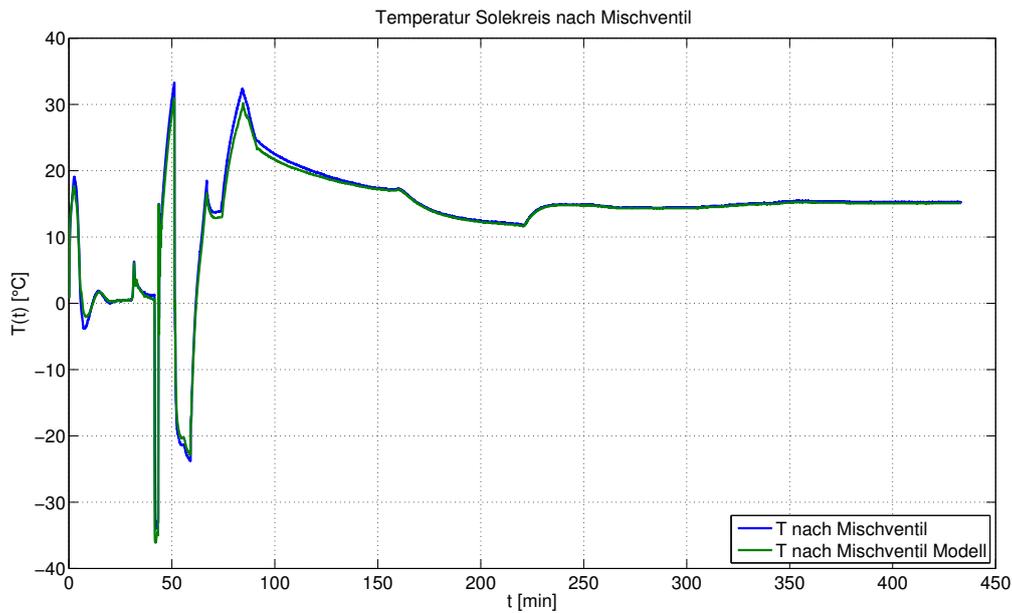


Abbildung 3.15.: Verifikation Teilmodell Sole: Temperatur nach Mischventil

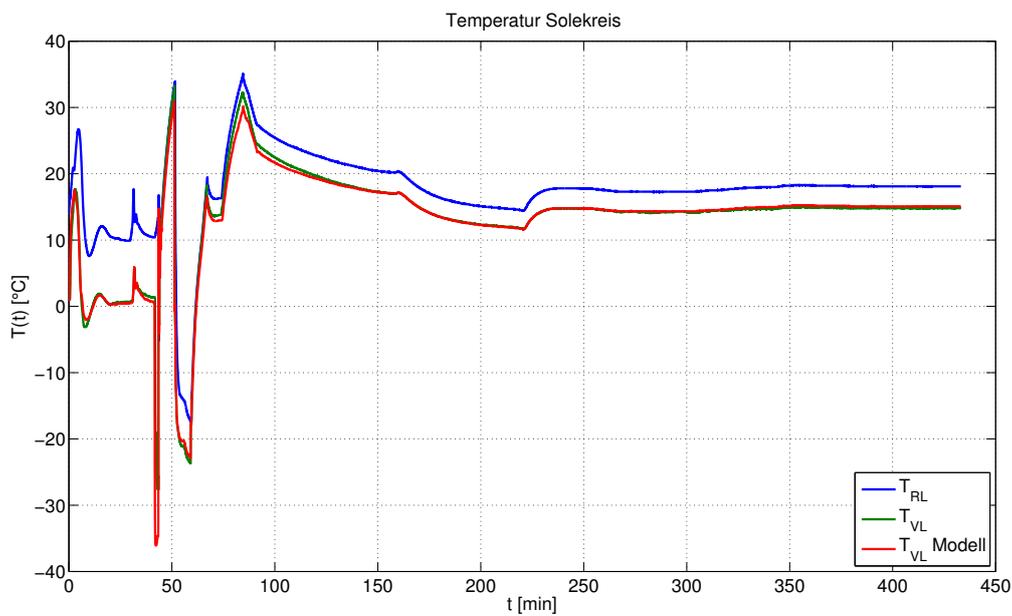


Abbildung 3.16.: Verifikation Teilmodell Sole: Vorlauftemperatur

3.4. Teilmodell Vorheizung vor Befeuchtung

Dieses Modell bildet die Vorheizung der Befeuchtung nach. Diese besteht aus einem Heizelement gefolgt von einer Staudüse mit einem Bypass, wobei der Bypass mittels einer Klappe variabel verstellt werden kann und somit die Luftmenge über die Staudüse regelt (siehe Abbildung 3.17). Das Heizelement wird, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, modelliert. Es muss lediglich die Leistung des Heizelements auf 5 [kW] angepasst werden. Die Temperaturerhöhung durch die Staudüse verhält sich weitgehend linear und wird somit über eine Gerade abgebildet. Die nötigen Informationen werden aus Messungen mit verschiedenen Klappenstellungen des Bypasses ermittelt.

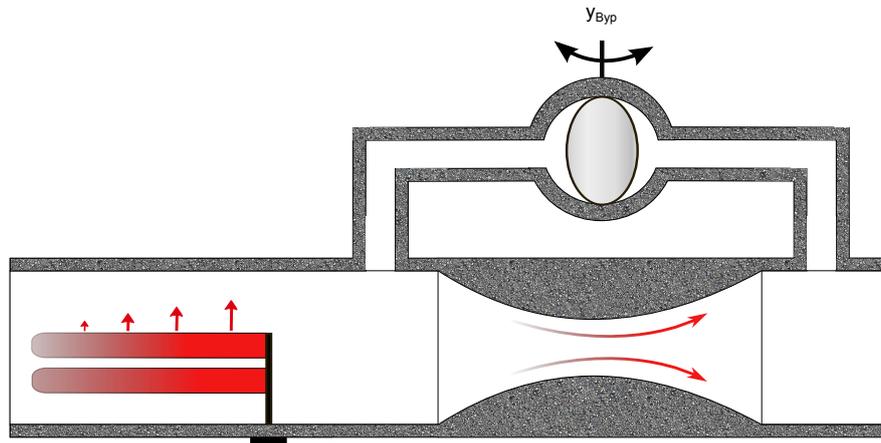


Abbildung 3.17.: Skizze Teilmodell Vorheizung

Aus den Messungen wird ersichtlich, dass sich bei geöffnetem Bypass eine Temperaturerhöhung von 30 [°C] durch das Gebläse einstellt. Bei geschlossenem Bypass wird die Luft um 38 [°C] erwärmt (siehe Abbildung 3.18).

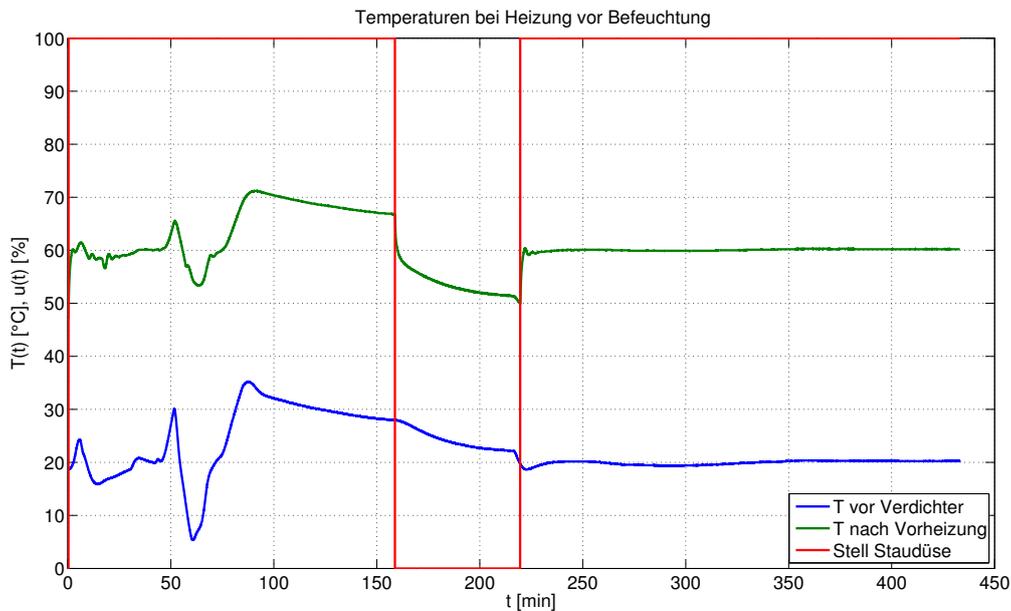


Abbildung 3.18.: Teilmodell Vorheizung vor Befeuchtung: Messwerte Temperaturanstieg Staudüse

Die Temperaturerhöhung durch die Klappe lässt sich wie folgt abbilden

$$\Delta T = 30 + \frac{8}{100} y_{Byp}. \quad (3.43)$$

Der Parameter y_{Byp} entspricht der Bypassklappenstellung in [%]. Letztendlich ergibt sich unter Berücksichtigung des Zustandsraummodells aus (3.3) und (3.4) folgendes affine Modell

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1 x_1 + a_1 u_1 + b_1 u_2 \quad (3.44)$$

3.4. Teilmodell Vorheizung vor Befeuchtung

$$y_1 = c_1 x_1 + (1 - c_1) u_1 + b_3 u_3 + 30, \quad (3.45)$$

wobei $u_3 = y_{Byp}$, $b_3 = \frac{8}{100}$, $a_1 = \frac{1}{40}$, $b_1 = \frac{1}{130}$. Für die Berechnung von c_1 wird $\alpha_m A_1 = 30$ angenommen. Mit diesen Parametern ergeben sich die Ergebnisse in Abbildung 3.19 und 3.20.

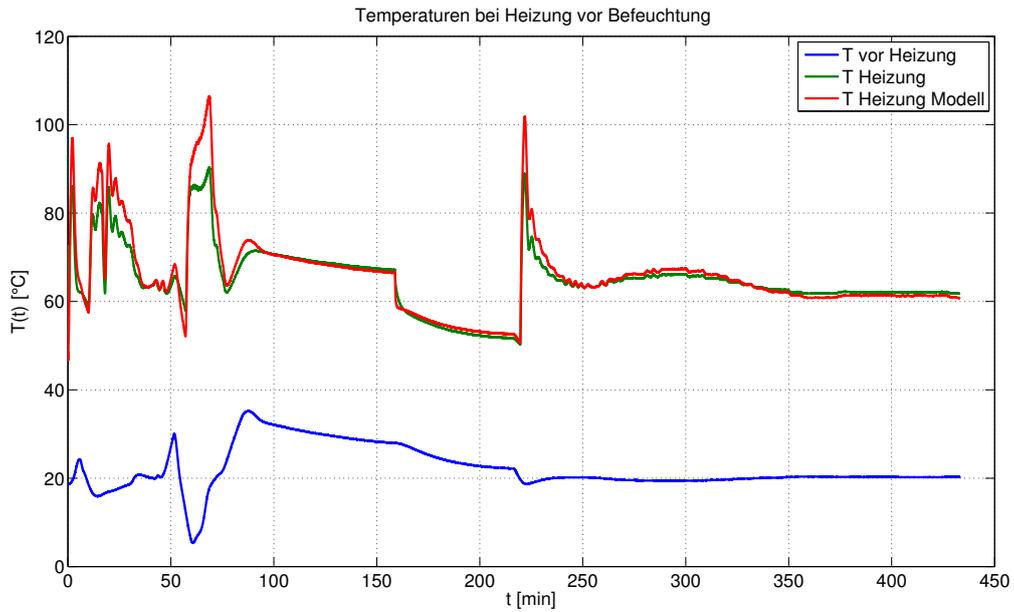


Abbildung 3.19.: Teilmodell Vorheizung: Temperatur Heizelement

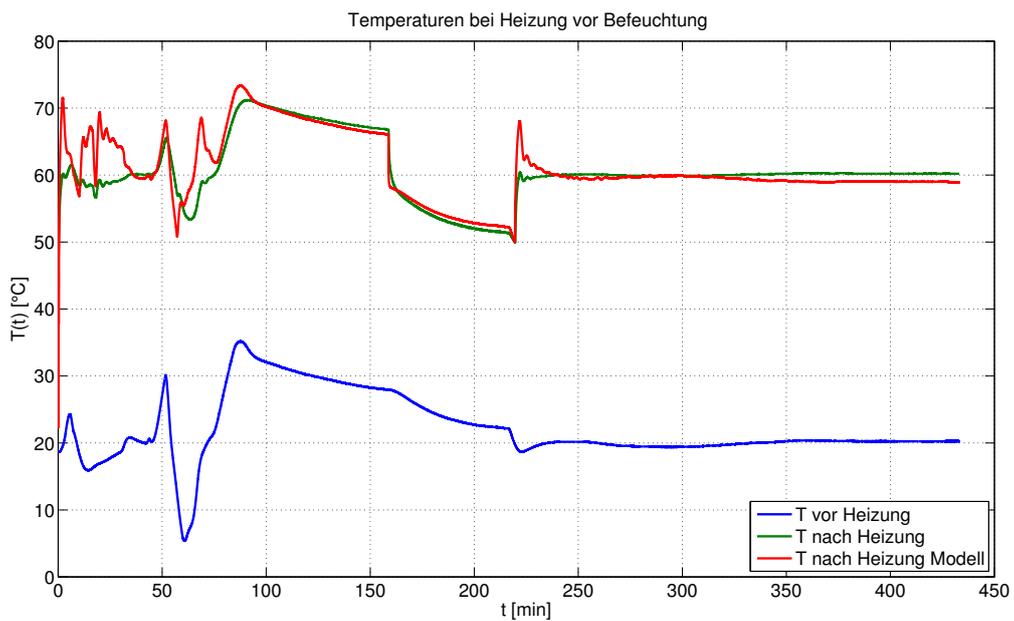


Abbildung 3.20.: Verifikation Teilmodell Vorheizung: Temperatur nach Vorheizung

3.5. Teilmodell Befeuchtung

In diesem Modell wird die gesamte Dampfbefeuchtung modelliert (siehe Abbildung 3.21). Ausgangspunkt ist eine optimale isobare Verdampfung der je nach Stellgröße der Feuchte-

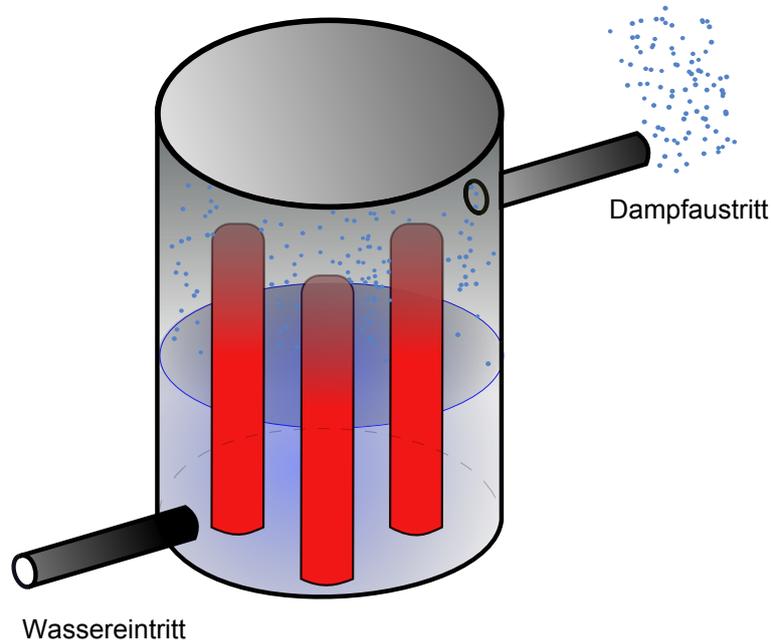


Abbildung 3.21.: Skizze Teilmodell Befeuchtung

pumpe zugeführten Wassermenge bei gegebener Heizleistung der Heizelemente im Kessel. Da die Kesseltemperatur bei großen Massenströmen des zugeführten kalten Wassers vorerst kurz einbricht und auch die Verdampfung zurückgeht, muss die optimale Verdampfung je nach Kesselfüllstand eingeschränkt werden. Diesem Effekt wird im Modell mit einem PT1-Glied mit entsprechendem Faktor für den Füllstand Rechnung getragen. Da die Regelung der eingespritzten Dampfmenge nur über die Zulaufpumpe realisiert wird und kein weiteres Absperrventil nach dem Dampfbehälter vorgesehen ist, muss eine entsprechende Nachverdampfung berücksichtigt werden, die ebenfalls über eine Begrenzung realisiert wird. Durch die Dampfbildung und die darauffolgende Einspritzung erhöht sich der Feuchtegehalt sowie die Temperatur der Luft. Die genauen Zustandsänderungen werden über die spezifische Enthalpie ermittelt.

Die zu Grunde liegende optimale isobare Verdampfung setzt sich aus einer Aufheizphase des zugeführten Wassers bis zum Siedepunkt und einer anschließenden Zustandsänderung (Verdampfung) zusammen. Die Gesamtleistung P_{ges} setzt sich aus der für die Erhitzung bis zur Siedetemperatur T_S notwendige Leistung P_S und der Leistung für die Zustandsänderung (Verdampfung) P_{Verd} zusammen

$$P_{ges} = P_S + P_{Verd}. \quad (3.46)$$

P_S wird über die spezifische Wärmekapazität von Wasser $c = 4,216 \text{ [kJ/(kgK)]}$ ⁹ ermittelt

$$P_S = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{t} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T. \quad (3.47)$$

P_{Verd} wird mittels spezifischer Verdampfungsenthalpie für Wasser $r = 2256 \text{ [kJ/kg]}$ ¹⁰ ermittelt

$$P_{Verd} = \dot{m} \cdot r. \quad (3.48)$$

Für die größtmögliche Verdampfung $\dot{m}_{opt} \text{ [g/s]}$ bei gegebener Leistung von $9,6 \text{ [kW]}$, einer Siedetemperatur $T_S = 100 \text{ [}^\circ\text{C]}$ ¹¹ und einer angenommenen Eingangstemperatur von $T_{in} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$ folgt

$$\dot{m}_{opt} = \frac{P}{c(T_S - T_{in}) + r} = \frac{9600}{4.216(100 - 15) + 2256} = 3.67. \quad (3.49)$$

Es kommt jedoch nur zur optimalen Verdampfung, wenn genügend Wasser in den Kessel eingebracht wird. Bei einem kleineren Zulaufmassenstrom \dot{m}_{H_2Oin} kann maximal diese Menge an Wasser verdampfen. Im Modell wird dieser Sachverhalt mittels eines min-Blocks umgesetzt

$$\dot{m}_{ist1} = \min(\dot{m}_{H_2Oin}, \dot{m}_{opt}). \quad (3.50)$$

Da es bei Zulaufmassenströmen größer als dem Massenstrom der optimalen Verdampfung zu einer Kühlung der Heizelemente und somit in weiterer Folge zu einer Reduktion der Verdampfung kommt, muss die Verdampfung bei großen Zulaufmassenströmen begrenzt werden. Weiters muss die Nachverdampfung des sich im Kessel befindlichen Wassers nach Abschaltung des Zulaufmassenstroms berücksichtigt werden. Dies erfolgt über die Beziehung

$$\dot{m}_{ist2} = (\text{sat}(0.01, \dot{m}_{H_2Oin}, 3.7) - \dot{m}_{H_2Oin}) \frac{1}{7.5} \quad (3.51)$$

wobei die Sättigungsfunktion als

$$\text{sat}(x_{min}, x, x_{max}) = \max(x_{min}, \min(x, x_{max})) \quad (3.52)$$

definiert ist. Es kommt somit ab einem Zulaufmassenstrom von $3,7 \text{ [g/s]}$ zu einer Reduktion der Verdampfung um Faktor $\frac{1}{7,5}$. Wird der Kessel nicht mit Wasser versorgt, kommt es zu einer Nachverdampfung von $\frac{0,01}{7,5} \text{ [g/s]}$ bis der Kessel leer ist. Diese beiden Parameter wurden aus den zur Verfügung stehenden Messdaten abgeschätzt und im Laufe der Modellbildung durch

⁹Vgl. [17, S. 98. Tafel 1.3.1-10]

¹⁰Vgl. [17, S. 101. Tafel 1.3.1-14]

¹¹Vgl. [17, S. 100. Tafel 1.3.1-12]

Anpassungen verfeinert. Die gesamte Verdampfung setzt sich aus den beiden Einzelteilen und einem PT1-Glied zur Glättung des Verlaufs zusammen

$$\dot{m}_{ist} = \dot{m}_{ist1} + \dot{m}_{ist2}. \quad (3.53)$$

Der Füllstand FST [g] berechnet sich aus dem Volumen des Kessels, dem Zulaufmassenstrom und der Verdampfung

$$FST(t) = \int_0^t \dot{m}_{H_2Oin}(\tau) - \dot{m}_{ist}(\tau) d\tau. \quad (3.54)$$

Für das Zustandsraummodell der Verdampfung folgt:

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1 x_1 + b_1(u_1) \quad (3.55)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = u_1 - x_1 \quad (3.56)$$

$$y = x_1, \quad (3.57)$$

wobei die Zustandsvariablen x_1 der Verdampfung [g/s] und x_2 dem Füllstand des Kessels [g] entsprechen. Der Parameter $a_1 = 1/10$ entspricht der Zeitkonstante des PT1-Gliedes für die Glättung des Verlaufs und für b_1 gilt

$$b_1(x) = \frac{7,5 \cdot \min(\dot{m}_{opt}, x) + \text{sat}(0.01, x, 3.7) - x}{75}. \quad (3.58)$$

Zur Ermittlung der Zustandsänderung der Luft durch das Einspritzen des Dampfes wird die Enthalpie der Luft vor der Befeuchtung ermittelt. Diese setzt sich additiv aus den Enthalpien von trockener Luft und Wasser zusammen. Die Enthalpie von feuchter Luft kann über die Temperatur T [K] und die absolute Feuchte X [kg/kg] sowie die isobaren Wärmekapazitäten von Luft $c_{pL}^0 = 1,0046$ [kJ/kgK] und Wasser $c_{pW}^0 = 1,863$ [kJ/kgK] und der spezifische Verdampfungsenthalpie des Wassers bei der Tripelpunkttemperatur $\Delta h_V = 2500,9$ [kJ/kg] mit

$$h = c_{pL}^0 \cdot T + X(\Delta h_V + c_{pW}^0 \cdot T) \quad (3.59)$$

berechnet werden¹². Durch die Einspritzung des Dampfes kommt es zu einer Enthalpieerhö-

¹²Vgl. [1, S. 295]

hung um den Wärmehalt von Satttdampf h_D [kJ/kg] in Abhängigkeit der Temperatur¹³. Die Enthalpieerhöhung Δh [kJ/kg] entspricht dem Produkt aus dem Wärmehalt von Satttdampf und der Feuchteänderung durch die Einbringung des Dampfes ΔX

$$\Delta h = \Delta h_D(T) \cdot \Delta X. \quad (3.60)$$

ΔX entspricht hierbei der Verdampfung und somit der Zustandsvariablen x_1 . Aus der gesamten Enthalpie nach der Befeuchtung kann über die verdampfte Wassermenge, die von der Luft aufgenommen wird, auf die Temperaturerhöhung zurückgerechnet werden

$$T_{nachBef} = \frac{(h + \Delta h - \Delta h_V X)}{(c_{pL}^0 + c_{pW}^0 X)} \quad (3.61)$$

und man erhält den Zustand der Luft nach der Befeuchtung. Im Rahmen von zahlreichen Vergleichen der Ergebnisse dieser, aufgrund von fehlenden Messgrößen im Inneren der Befeuchtungseinheit, eher intuitiven Modellbildung mit Messwerten an der Anlage zeigt sich, dass dieser Ansatz durchaus genügt um die Befeuchtung ausreichend zu modellieren. Dies ist vor allem dadurch bedingt, dass aufgrund der speziellen Anordnung der Anlage (Befeuchtung vor Kälteregeister) ohnehin davon ausgegangen wird, dass das Kälteregeister die exakte Feuchteregelelung übernimmt und die Befeuchtung nur grob geregelt wird.

Die nachfolgenden beiden Abbildungen zeigen den Vergleich zwischen den an der Anlage aufgenommenen Werten und den Simulationsergebnissen. Es ist ersichtlich, dass die Ergebnisse des Modells nur leicht von den gemessenen Werten abweichen. Sogar der kleine Tempera-

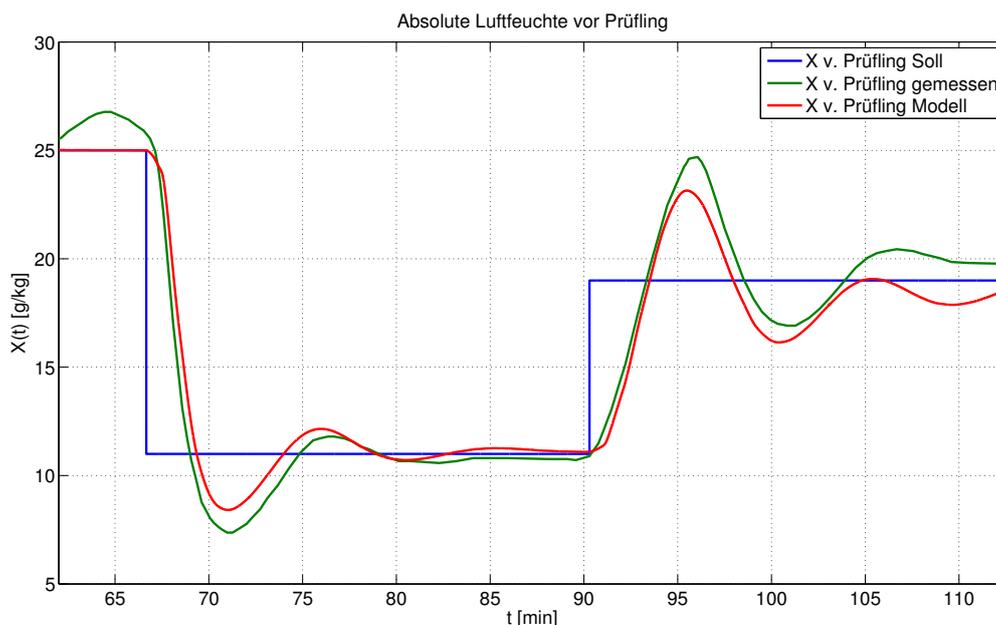


Abbildung 3.22.: Verifikation Teilmodell Befeuchtung: absolute Feuchte vor Prüfling

¹³[9, S. 240 Tabelle 9.1]

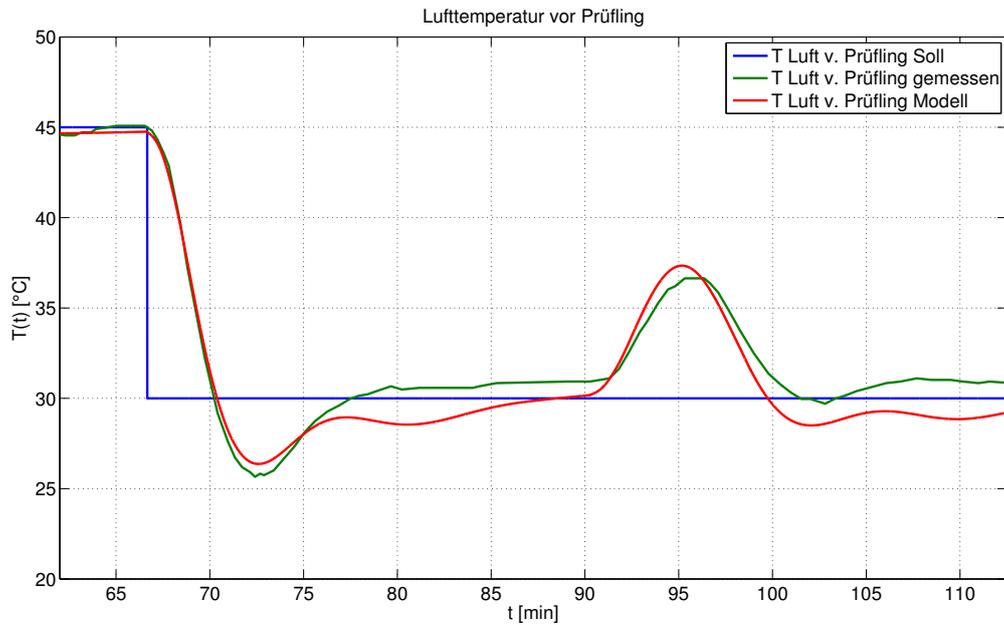


Abbildung 3.23.: Verifikation Teilmodell Befeuchtung: Temperatur vor Prüfling

turanstieg im Rahmen des Feuchtesprunges wird durch das Modell gut abgebildet. Es kann also davon ausgegangen werden, dass das Teilmodell ausreichend genau modelliert wird.

3.6. Teilmodell Luftschaft

Das hier betrachtete Modell dient zur Modellierung sämtlicher Luftschächte im Kreislauf und berücksichtigt die Temperaturverluste durch den Wärmeübergang der Luft an die Schachtwände bzw. eine Temperaturerhöhung bei Lufttemperaturen unter jener der Wände (siehe Abbildung 3.24). Weiters wird auch die Kondensation der feuchten Luft an den Rohrwänden und somit der Verlust von Feuchtigkeit berücksichtigt.

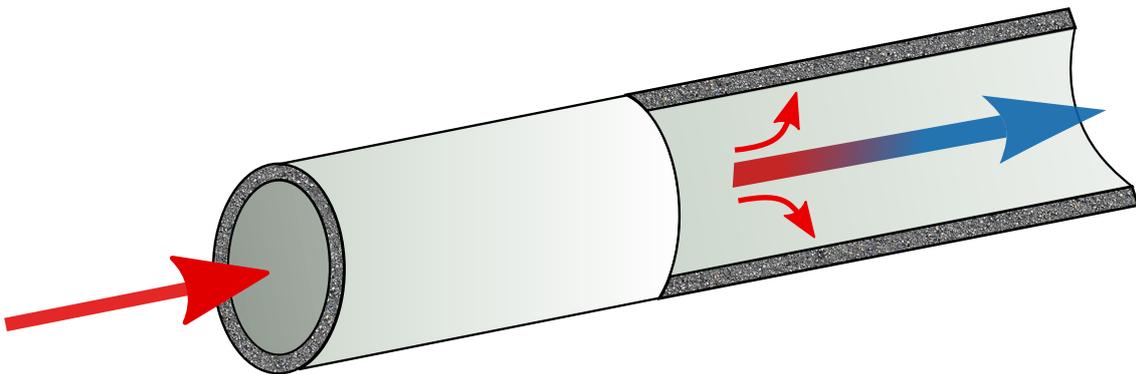


Abbildung 3.24.: Skizze Teilmodell Luftschaft

Nach [2] lässt sich die Speicherwirkung der Rohrwände näherungsweise mit einer einzigen gewöhnlichen Differentialgleichung beschreiben. Der Zusammenhang zwischen der Eingangs- und Ausgangstemperatur kann mit ausreichender Genauigkeit durch ein PT1-Glied mit Durchgriff modelliert werden. Das Zustandsraummodell beruht auf den bereits bei der Modellie-

zung des Heizelements in Abschnitt 3.1 angestellten Überlegungen hinsichtlich Wärmeübergang zwischen zwei Medien. Mit Gl. (3.1) und (3.2) folgt für das Zustandsraummodell eines Rohrabschnittes¹⁴:

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1x_1 + a_1u_1 \quad (3.62)$$

$$y_1 = c_1x_1 + (1 - c_1)u_1. \quad (3.63)$$

Grundsätzlich lässt sich ein einfacher Wärmeübergang, wie beim Heizungsmodell, recht gut mit einem PT1-Glied modellieren. Aus den Messungen kann jedoch anhand der schnelleren Zeitkonstanten, die vor allem zwischen Bypass und Prüfling auftreten, beobachtet werden, dass es sich bei einigen Teilluftschächten um Systeme höherer Ordnung handeln muss. Aus diesem Grund wird das Modell bis zur dritten Ordnung erweitert und es folgt

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1x_1 + a_1u_1 \quad (3.64)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = -a_2x_2 + a_2u_1 \quad (3.65)$$

$$\frac{dx_3}{dt} = -a_3x_3 + a_3u_1 \quad (3.66)$$

$$y_1 = c_1(t)x_1 + c_2(t)x_2 + c_3(t)x_3 + (1 - c_1(t) - c_2(t) - c_3(t))u_1. \quad (3.67)$$

Für die Parameter a_i und c_i gilt

$$a_i = \frac{\alpha_m A_i}{m_H c_H} \quad c_i(t) = \frac{\alpha_m A_i}{\dot{m}_L(t) c_p(t)}. \quad (3.68)$$

Bei genauerer Betrachtung ist ersichtlich, dass es sich um ein System mit Durchgriff handelt. Dieser lässt sich so erklären, dass nicht die ganze durch das Rohr strömende Luft mit den Rohrwänden in Berührung kommt und zur Wärmeübertragung beiträgt. Es besteht jedoch je nach Bedarf die Möglichkeit die Ordnung zu reduzieren, indem die jeweiligen Konstanten für den Nichtdurchgriff c_2 und c_3 Null gesetzt werden. Die Parameter werden je nach betrachtetem Rohrabschnitt, sowie dessen Geometrie und Isolationsverhältnissen durch die Simulation an die Messergebnisse angepasst. Die für die Simulation verwendeten Werte der Konstanten sind in Tabelle 3.2 aufgelistet. Die Kondensation der feuchten Luft an den kühleren Rohr-

¹⁴Vgl. [2, S. 115-116]

Tabelle 3.2.: Konstanten Modellierung Luftschächte

Modell-Abschnitt	a_1	a_2	a_3	$\alpha_m A_1$	$\alpha_m A_2$	$\alpha_m A_3$
Heizung-Bypass	100	0	0	74,40	0,00	0,00
Bypass-Verdampfer	100	700	30	37,20	23,25	27,90
Verdampfer	50	0	0	37,20	0,00	0,00
Verdampfer-Gebläse	1000	0	0	37,20	0,00	0,00

wänden wird über den Taupunkt der Luft bei entsprechender Rohrtemperatur ermittelt. Ist die Temperatur des Luftschachts größer als jene der durchströmenden Luft, kommt es zu keiner Kondensation an den Rohrwänden. Bei kühleren Wänden kondensiert ein Teil der Luftfeuchte aus und sammelt sich in Form von Tröpfchen bzw. einem dünnen Film an den Wänden ab. Da die Zustandsvariablen x_i im bisher erarbeiteten Zustandsraummodell näherungsweise den Schachttemperaturen entsprechen, kann der zugehörige Taupunkt über den Sättigungsdampfdruck von Wasserdampf mittels Formel nach Wagner¹⁵ ermittelt und so der näherungsweise Feuchtegehalt am Ausgang bestimmt werden. Es gilt

$$p_{SD} = p_k e^{\frac{1}{\vartheta} [a_1(1-\vartheta)^{n_1} + a_2(1-\vartheta)^{n_2} + \dots + a_6(1-\vartheta)^{n_6}]}, \quad (3.69)$$

wobei

$$\vartheta = \frac{T_S}{T_k} \quad (3.70)$$

mit dem kritischen Druck $p_k = 22064000$ [Pa], der kritischen Temperatur $T_k = 647.096$ [K] und den Koeffizienten für Wasser laut Tabelle 3.3. T_S [°C] ist die ungefähre Schachttempera-

Tabelle 3.3.: Koeffizienten für Formel nach Wagner

Koeffizienten a_i	Wert	Exponenten n_i	Wert
a_1	-7,859517830	n_1	1,0
a_2	1,84408259	n_2	1,5
a_3	-11,7866497	n_3	3,0
a_4	22,6807411	n_4	3,5
a_5	-15,9618719	n_5	4,0
a_6	1,80122502	n_6	7,5

tur, die aus dem arithmetischen Mittelwert der einzelnen Schachttemperaturen x_i gewonnen wird

$$T_S = \frac{\sum_i x_i}{i}. \quad (3.71)$$

Zur Mittelwertbildung werden jedoch nur jene Schachttemperaturen herangezogen, deren

¹⁵[1, S. 202]

Nichtdurchgriff c_i ungleich Null ist. Die absolute Feuchte X [g/kg] kann mittels

$$X = \frac{p_{SD} \cdot M_{H_2O}}{(p - p_{SD})M_{Luft}} \cdot 1000, \quad (3.72)$$

dem Luftdruck p in [Pa] und den molaren Massen von Luft M_{Luft} und Wasserdampf M_{H_2O} berechnet werden, wobei die molare Masse aus den Gaskonstanten für trockene Luft $R_{Luft} = 287,058$ [J/kgK] und Wasserdampf $R_{H_2O} = 461,52$ [J/kgK] und der universellen Gaskonstante $R_m = 8.314472$ [J/mol/K] berechnet werden

$$M_{Luft} = \frac{R_m}{R_{Luft}}, \quad (3.73)$$

$$M_{H_2O} = \frac{R_m}{R_{H_2O}}. \quad (3.74)$$

Die Ermittlung des Taupunktes wird im MATLAB-Modell durch ein zweidimensionales Kennfeld realisiert, das in Abhängigkeit von Temperatur und Luftdruck den jeweiligen Taupunkt angibt. Grundsätzlich kondensiert nur jene Luft aus, die direkt mit den Wänden in Kontakt kommt. Durch die verhältnismäßig langen Rohrleitungen wird aber davon ausgegangen, dass der ganze Luftmassenstrom in Kontakt mit den Rohrwänden kommt, entfeuchtet wird und sich am Ende des Luftschaftes die Feuchte des Taupunktes einstellt, sofern die Wände kühler als die Luft sind. Andernfalls bleibt der Feuchtegehalt unverändert.

In der Realität kann beobachtet werden, dass die im Rohr auskondensierte und abgelagerte Feuchte bei größeren Temperaturen wieder von der Luft aufgenommen werden kann. Die Luft wird je nachdem wie gut die abgelagerte Feuchte aufgenommen werden kann abhängig von Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit geringfügig befeuchtet. Dieser Effekt wird im Rahmen dieser Modellbildung aber nicht berücksichtigt. Die Luftschaften sind somit nur in der Lage der Luft Feuchte zu entziehen, können jedoch kein angesammeltes Kondenswasser zurück an die Luft abgeben.

Zur Beurteilung der Qualität der entworfenen Luftschaftmodelle werden die Temperaturen am Schachteingang und -ausgang der jeweiligen Abschnitte gemessen und mit den Simulationsergebnissen verglichen. In den nachfolgenden Plots wird ersichtlich, dass das Verhalten durch das vereinfachte Modell erster Ordnung durchaus gut beschrieben wird. Auch der Feuchtegehalt stimmt weitgehend gut überein. Es ist jedoch zu beobachten, dass der modellierte Feuchtegehalt zwischen Minute 50 und Minute 100 auf 0 [g/kg] springt. Dies ist aber kein Fehler in der Modellbildung, sondern liegt am als Eingangssignal verwendeten Messwert der Feuchte am Bypass. Dieser fällt während dieser Zeitspanne ebenfalls auf 0 [g/kg] ab (siehe Abbildung 3.27). Vermutlich dürfte es hier während der Messung zu einer Fehlfunktion des

Feuchteaufnehmers gekommen sein.

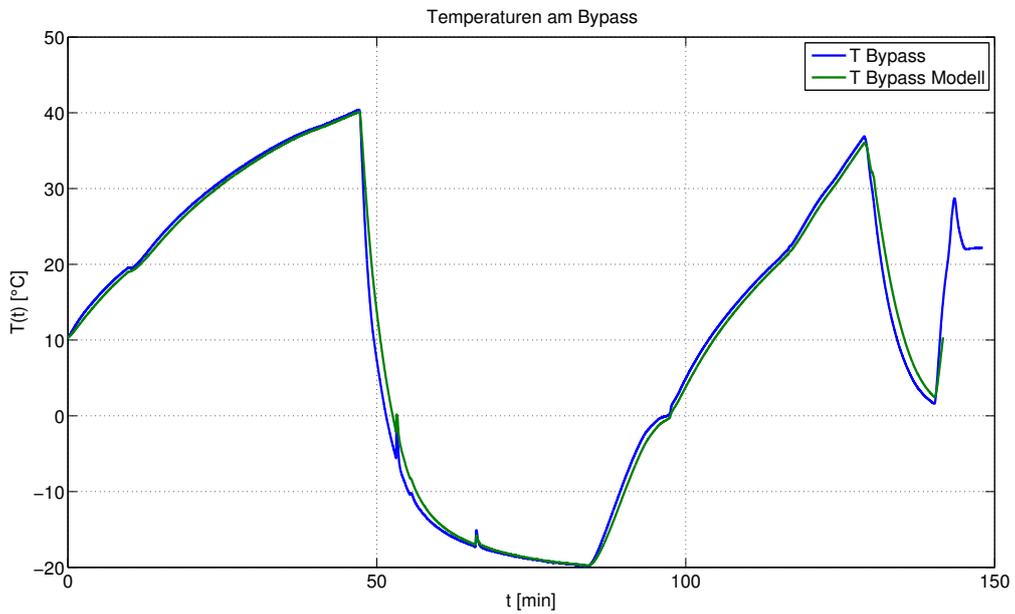


Abbildung 3.25.: Verifikation Teilmodell Luftscht: Bypassstemperatur

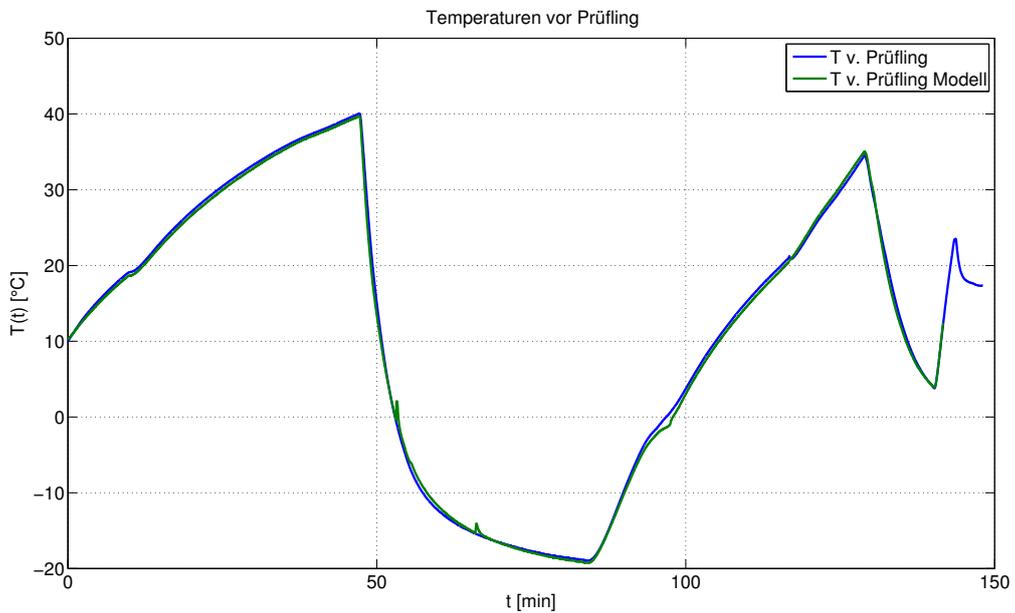


Abbildung 3.26.: Verifikation Teilmodell Luftscht: Temperatur vor Prüfling

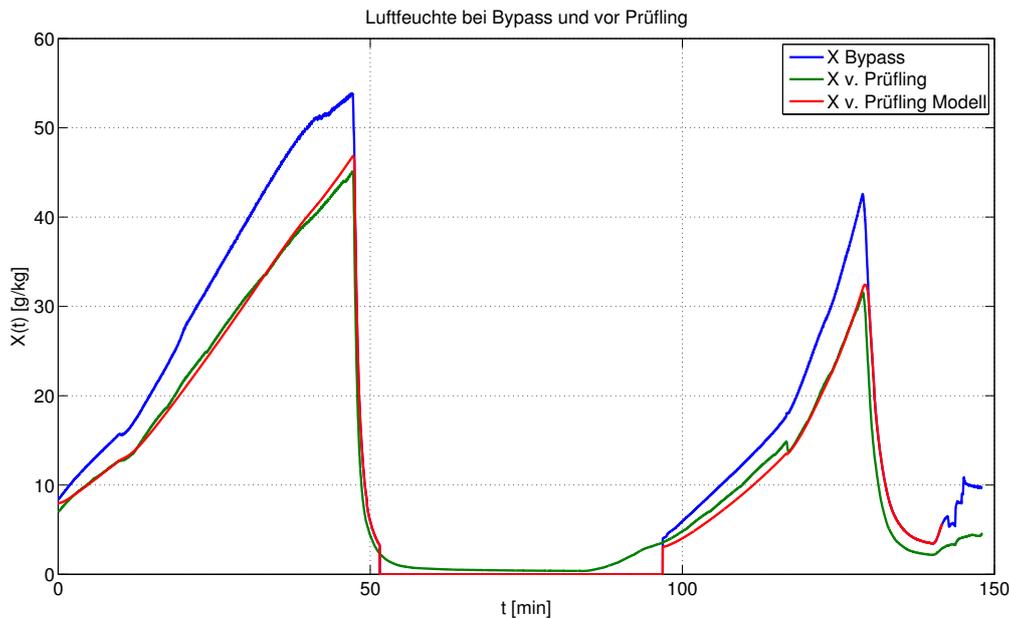


Abbildung 3.27.: Verifikation Teilmodell Luftschacht: absolute Feuchte

3.7. Gesamtmodell

Aus den bisher erarbeiteten Teilmodellen wird das Gesamtmodell des Verdampfers zusammengestellt. Dieses Modell umfasst sämtliche Anlagenteile des Verdampfer-Teils und ermöglicht es, die ganze Anlage samt Prüfling zu simulieren. Es ist jedoch zu erwähnen, dass die Regelung des Massenstroms und des Drucks nicht modelliert wurden, da diese beiden Größen im Betrieb der Anlage über weite Zeiträume annähernd konstant gehalten werden und die Regelungen zudem sehr schnell sind und sehr gut funktionieren. Durch die gute Regelgüte und die vergleichsweise kurzen Stellzeiten ergeben sich nur geringfügige Auswirkungen auf die einzelnen Teilmodelle und die Größen können als annähernd konstant angesehen werden. Aus diesem Grund werden diese auch im Rahmen der Modellierung als konstant angesetzt. Der Volumenstrom über die Konditioniereinheit (bis Bypass) ergibt sich somit aus der Stellgröße des Gebläses und dem Druck. Da von einem konstanten Massenstrom über den Prüfling ausgegangen wird, lässt sich der Luftmassenstrom der überschüssigen Luft, die über den Bypass strömt, einfach berechnen. Das resultierende Gesamtzustandsraummodell wird hier aufgrund der Komplexität nicht explizit angeschrieben. Die schematische Zusammenschaltung der erarbeiteten Teilmodelle ist in Abbildung 3.28 ersichtlich. Der für die Simulation verwendete Koppelplan kann im Anhang eingesehen werden (siehe Anhang A.3).

Um die im Laufe des Betriebes, einerseits durch bestimmte Reglereinstellungen und andererseits durch bestimmte Betriebspunkte, aufgetretenen Phänomene ebenfalls zu verifizieren und die Anlage zu verbessern, werden in einem weiteren Schritt sämtliche Regler nachgebildet und im geschlossenen Kreis mit dem Streckenmodell simuliert. Ziel ist es, gewisse Schwachstellen des aktuellen Konzepts aufzuzeigen und das Streckenmodell so zu verbessern, dass auch diese Phänomene abgebildet werden können. Der Vorteil einer “Closed-Loop“-Simulation samt

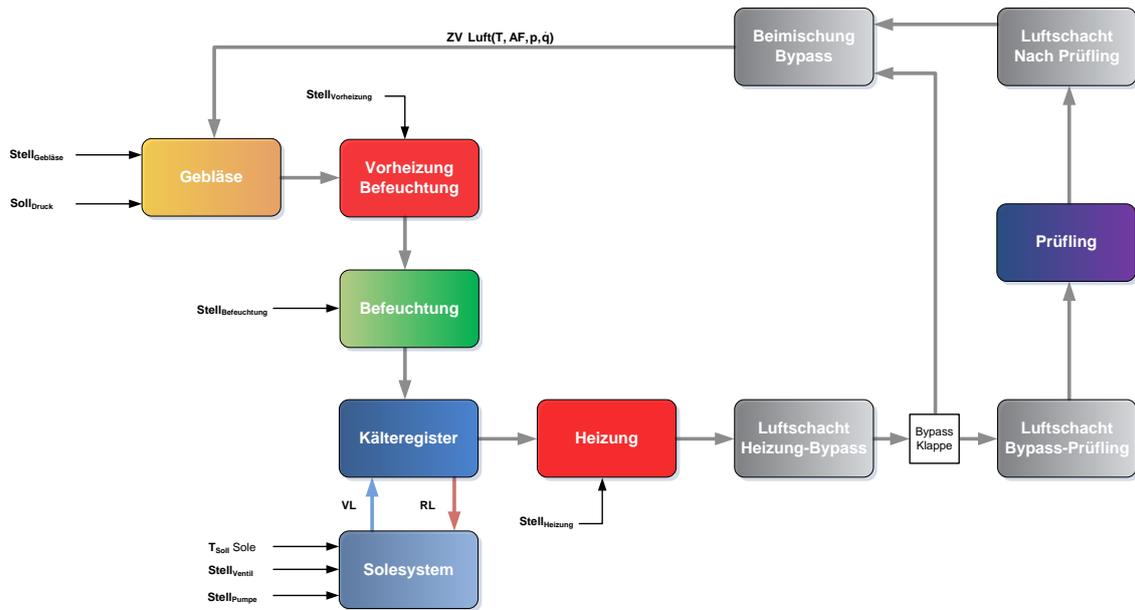


Abbildung 3.28.: Blockschaltbild des Gesamtsystems

Reglern liegt darin, dass man wesentlich besser in der Lage ist die Phasenverschiebung und somit das Stabilitätsverhalten beurteilen zu können. Das resultierende Gesamtmodell wird im Zuge der Optimierung mit zahlreichen Messungen verglichen und immer wieder verbessert. In Abbildung 3.29 ist ein derartiger Betriebspunkt beispielhaft dargestellt. Bei dieser Messung wurden die Temperaturregler sehr “scharf“ eingestellt und die Druckregelung am Bypass deaktiviert. In Folge dessen zeigt sich ein stark schwingender Temperaturverlauf mit ausgeprägten Stufungen während den Aufheizphasen. Das Gesamtmodell wurde immer weiter verfeinert, bis das selbe Verhalten auch im Modell zu beobachten ist.

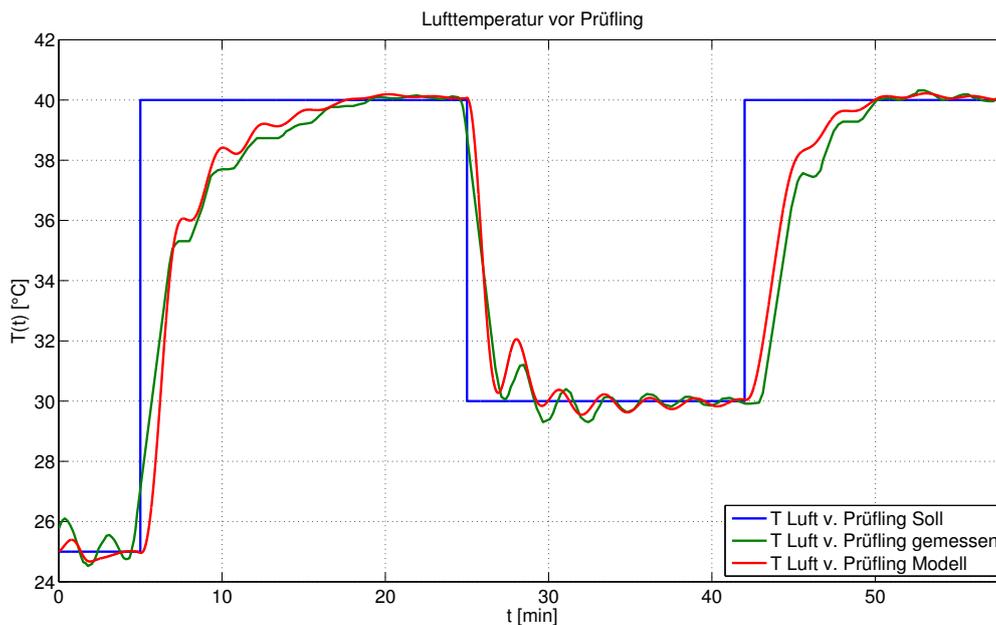


Abbildung 3.29.: Verifikation des Gesamtmodells anhand besonderen Betriebspunkten während des Betriebes

Es hat sich gezeigt, dass es wichtig ist, im Rahmen der Modellbildung eine von der Pum-

pendrehzahl abhängige Mischung am Solemischventil zu berücksichtigen, sowie in den Luftschächten teilweise höhere Ordnungen vorzusehen, um eine ausreichende Phasenverschiebung bis hin zur Stabilitätsgrenze und somit die charakteristischen Schwingungen aus den Messungen zu erreichen. Letztendlich resultiert eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität und unterstreicht die Qualität des Modells. Im nachfolgenden Abschnitt wird das aktuell verwendete Regelungskonzept im Detail erläutert.

3.7.1. Aktuelles Regelungskonzept

Wie in Abbildung 3.30 ersichtlich, gibt es eine Vielzahl von Reglern um die einzelnen Teilsysteme (siehe Kapitel 2.3) zu regeln und so die Konditionierung der Luft laut Sollvorgabe vorzunehmen. Sämtliche Regler der Anlage sind, wie in der Heiz- und Klimatechnik üblich, als PI-Regler umgesetzt. Diese sind teilweise zusätzlich kaskadiert, um die Verluste entlang den Rohrleitungen zu kompensieren und eine bessere Regeldynamik zu erreichen. Grundsätzlich

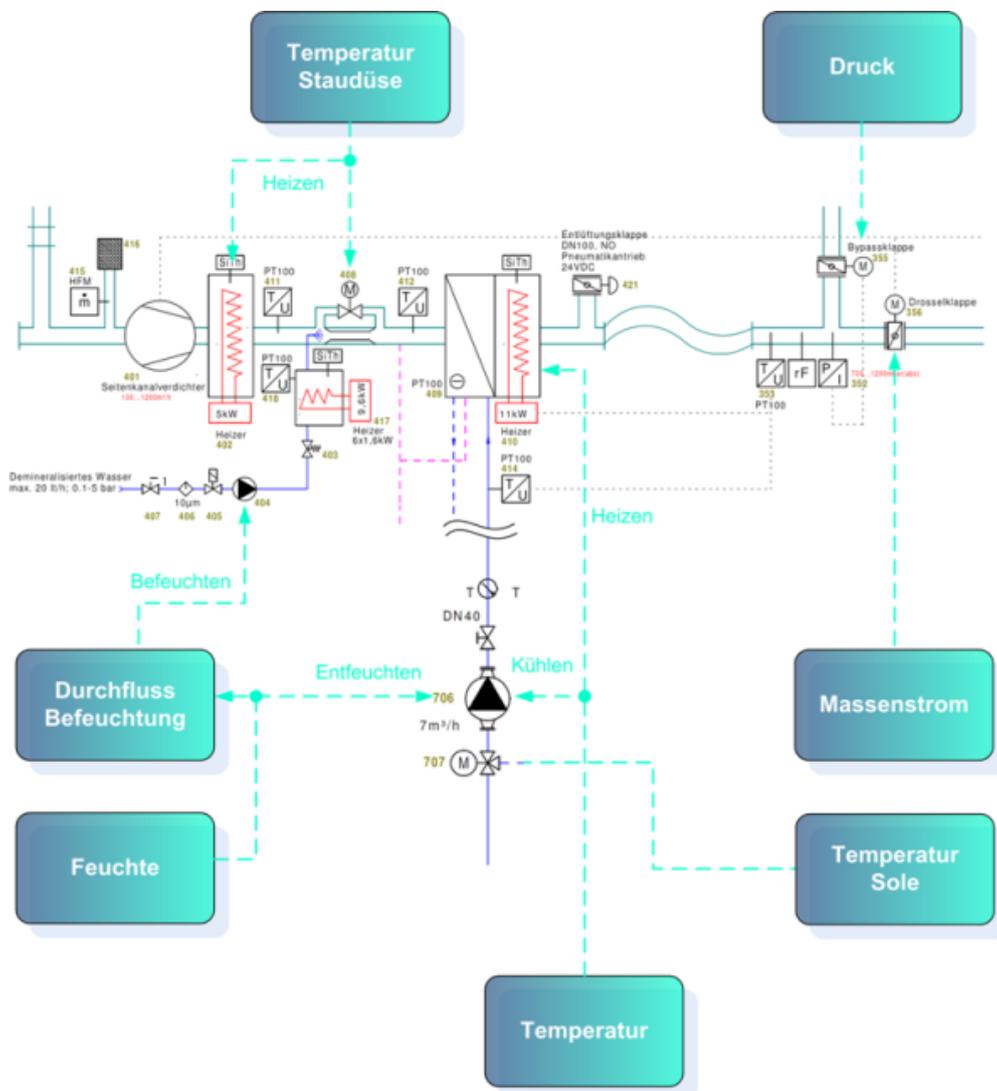


Abbildung 3.30.: Aktuelles Regelungskonzept

gilt es, die Temperatur und die Feuchte vor dem Prüfling möglichst schnell und möglichst genau einzuregeln. Die Temperaturregelung erfolgt in der aktuellen Variante über das Kältere-

gister und über das Heizelement nach dem Kälteregeister und einen kaskadierten PI-Regler mit einer zusätzlichen Parameterumschaltung bei kleinen Regelabweichungen. Der innere Zweig regelt die Temperatur vor dem Prüfling. Um die Verluste durch den Wärmeübergang in den Rohrleitungen zu kompensieren, wird im äußeren Zweig eine vorgebbare Sollwertanhebung realisiert. Die Feuchteregeister erfolgt über den Feuchteregeister, der im positiven Stellbereich auf den Massenstromregler der Zulaufpumpe für die Befeuchtungseinheit und im negativen Stellbereich auf die Solepumpe zur Entfeuchtung mittels Kälteregeister wirkt. Die Stellgröße für das Kälteregeister errechnet sich also aus der Summe der Stellgrößen des Feuchteregeisters beim Entfeuchten und dem Temperaturregeister beim Kühlen. Der Regler für die Soletemperatur regelt die Temperatur über die Beeinflussung des Mischventils so, dass das Kälteregeister genau bei der Sättigungstemperatur des jeweiligen Feuchtesollwertes betrieben wird. Um die Luft vor der Befeuchtung vorzuheizen und in weiterer Folge durch die höhere Temperatur mehr Luftfeuchte aufnehmen zu können, existiert zudem ein Regler für die Lufttemperatur vor der Befeuchtung. Dieser ermöglicht es, durch die Kombination des Heizelementes (0-50% Stellausgang) und dem Bypass zur Staudüse (50-100% Stellausgang) ein vorgegbares Temperaturniveau einzustellen. Der gesamte Luftmassenstrom wird mittels Frequenzumrichter laut Benutzervorgabe eingestellt. Die Einstellung des genauen Massenstroms für den Prüfling erfolgt über die Zuluftklappe. Dies hat den Vorteil, dass bei wechselnden Prüfling-Massenströmen immer die gleiche Menge an Luft über die Konditioniereinheit strömt und Schwankungen vermieden werden. Um auch den Luftdruck in der Konditioniereinheit konstant zu halten, erfolgt die Druckregelung über einen PI-Regler dessen Stellausgang direkt auf die Bypassklappe wirkt. Tabelle 3.4 zeigt eine kompakte Übersicht aller Regler.

Nachteil dieser Variante ist, dass zur Regelung des Kälteregeisters zwei Stellglieder verwendet werden, die sich teilweise gegenseitig beeinflussen: Die Regelung der Soletemperatur für die Einstellung der Taupunkttemperatur greift auf das Dreiwegemischventil ein, die Temperatur- und Feuchteregeister greifen auf die Drehzahl der Solepumpe ein und erhöhen abhängig von der geforderten Kühlleistung den Durchfluss. Obwohl die zusätzliche Regelung des Massenstroms in Abhängigkeit der Kühlleistung, aufgrund des starken Einflusses auf den Wärmeübergang, durchaus sinnvoll ist, kommt es mit den aktuellen Reglern zu gegenseitigen Beeinflussungen beim Kühlen und Entfeuchten und zu einer schlechteren Regelgüte (siehe Abbildungen 4.2 und 4.3).

Im folgenden Abschnitt werden einige alternative Regelungskonzepte, sowie andere Aufbauvarianten vorgestellt und hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile bewertet. Die Darstellung der jeweiligen Regelungskonzepte erfolgt allerdings nur mehr mittels Blockschaltbildern, da aus Gründen der Übersichtlichkeit auf die Abbildung der einzelnen Stellglieder verzichtet wird.

Tabelle 3.4.: Übersicht aktuelles Regelungskonzept Verdampfer

Temperaturregler Verdampfer	
Temperaturregler Luftkanal	
Sollwert	Benutzervorgabe + Sollwertanhebung (überlagertes Regler)
Istwert	Temperatur am Bypass
Stellwert	<u>Heizen</u> : Heizelement 11kW <u>Kühlen</u> : Drehzahl Solepumpe (Drehzahl-Sollwert = Summe Feuchteregler + Temp-Regler)
Bemerkung	Umschaltung der Regelparameter bei (Temperatur am Bypass - aufbereiteter Sollwert) <= 3°C
Überlagertes Temperaturregler	
Sollwert	Benutzervorgabe
Istwert	Temperatur Mittelwert Messgitter vor Verdampfer
Stellwert	Sollwertanhebung für Tempregler Luftkanal
Bemerkung	vom Benutzer aktivierbar; Regelhub auf x°C begrenzt
Temperaturregler Vorlauf Kälteregeleter Fahrtwindsim.	
Sollwert	Taupunkttemperatur in Abhängigkeit der Sollfeuchte
Istwert	Temperatur VL Sole Verdampfer
Stellwert	Mischventil
Bemerkung	Mischventil braucht Mindestöffnung für Umwälzung in Soleleitung, soll Vereisung verhindern
Feuchteregler Verdampfer	
Feuchte Luftkanal	
Sollwert	Benutzervorgabe (absolut oder relativ -> geregelt wird immer absolut)
Istwert	abs. Feuchte vor Verdampfer
Stellwert	Befeuchten: Soll Durchflussregler Zulaufpumpe Entfeuchten: Drehzahl Solepumpe (Sollwert = Summe Feuchteregler + Temp-Regler)
Bemerkung	Umschaltung der Regelparameter zwischen Befeuchten und Entfeuchten (Stellwert >=0.0)
Bypass zur Staudüse	
Sollwert	Benutzervorgabe
Istwert	Temperaturfühler nach Befeuchter
Stellwert	Sollwert für Düse-Bypassklappe (0..50% Reglerausgang entspricht 0-100% Klappenstellung) Sollwert für E-Heizung (50-100% Reglerausgang entspricht 0-100% Heizleistung)
Bemerkung	Bei Befeuchtung ist Bypassklappe immer vollständig geschlossen!
Vorwärmung Einspritzung	
Sollwert	Benutzervorgabe
Istwert	Thermoelement Einspritztemperatur
Stellwert	Sollwert für E-Heizpatronen
Bemerkung	Jede Heizpatrone wird separat geregelt (3 Gruppen)
Durchflussregelung	
Sollwert	Stellwert Feuchteregler
Istwert	Durchflusssensor
Stellwert	Dosierpumpe
Bemerkung	Drehzahl Dosierpumpe (Begrenzt 10Hz-25Hz)
Luftdurchsatz Verdampfer	
Luftdurchsatz Verdampfer	
Sollwert	Benutzervorgabe
Istwert	Luftmassendurchflussmesser UWT
Stellwert	Sollwert Zuluftklappe
Bemerkung	Die Bypassklappe wird gegengleich zu Zuluftklappe gestellt und von Druckregelung angesteuert.
Druckregelung Bypass	
Sollwert	Benutzervorgabe
Istwert	Druck (Luft) am Bypass Verdampfer
Stellwert	Sollwert Bypassklappe
Bemerkung	Schnellster Regler, sodass bei Veränderung der Zuluftklappe nur geringe Druckschwankungen.

4. Entwurf neuer Regelungskonzepte

4.1. Variante 1: Regelung Kältereister nur über Mischventil

Um den gegenseitigen Beeinflussungen bei der Regelung des Kältereisters durch die beiden Stellglieder Pumpe und Mischventil aus dem Weg zu gehen, wird in diesem Konzept von der Regelung der Vorlauftemperatur auf den Taupunkt des aktuellen Feuchtesollwertes Abstand genommen. Das Kältereister wird nur mehr über die Stellung des Mischventils angesteuert (siehe Abbildung 4.1). Die Pumpendrehzahl wird konstant auf 100 [%] gestellt. Der Stellwert

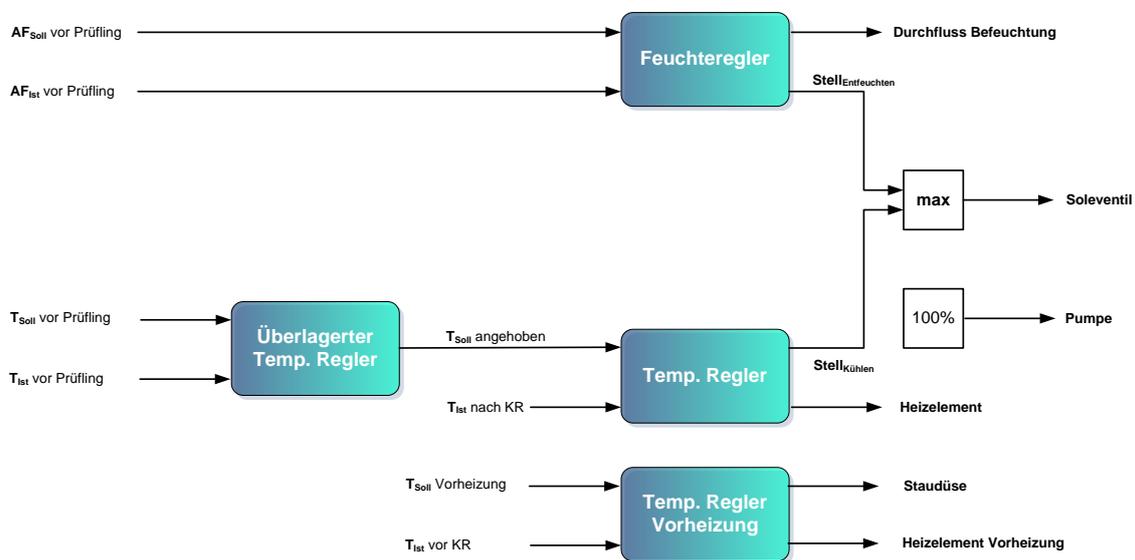


Abbildung 4.1.: Variante 1: Schema der Regelung

für das Mischventil ergibt sich also aus dem maximalen Stellwert des Feuchtereglers beim Entfeuchten und des Temperaturreglers beim Kühlen. Der Soleregler kann somit gänzlich entfallen. Weiters wird das Verhalten der Staudüse vor der Befeuchtung etwas abgeändert. Bis jetzt wird diese bei jeder Befeuchtungsanforderung geschlossen um so zu garantieren, dass die Luft ausreichend Feuchte aufnehmen kann. Durch die Dampf-befeuchtung sollte diese Maßnahme aber nicht mehr notwendig sein und wird im Sinne der Vermeidung von Unstetigkeiten im Temperaturverlauf weggelassen. Ansonsten werden alle Regler vom Originalkonzept (siehe Kapitel 3.7.1) übernommen. Da sämtliche verwendeten Regler als PI-Regler ausgelegt sind und zudem Stellgrößenbeschränkungen vorliegen, muss das Aufintegrieren der Integratoren mittels geeigneter Anti-Windup Maßnahmen verhindert werden. Im Rahmen des Regelungsentwurfs wird für sämtliche Regler in den unterschiedlichen Entwurfsvarianten eine Anti-Windup Variante basierend auf der Konditionierungstechnik nach Hanus [11] verwendet. Nach erfolgreicher Implementierung werden die Regelparameter der PI-Regler angepasst und optimiert. Hierbei ist auffällig, dass die Parametereinstellung trotz bewähr-

ter Verfahren, wie der T-Summen-Regel [6, S. 268], etc., durch die Regler mit positivem und negativem Stellbereich für unterschiedliche Stellglieder und entsprechender Regelparameterumschaltung recht aufwändig ist. Grundsätzlich kommt es durch die max-Funktion zu einer Unstetigkeit im Stellgrößenverlauf. Eine Rückführung der resultierenden Stellgröße und entsprechende Berücksichtigung für Anti-Windup Zwecke ist aber aufgrund der komplexen Reglerstruktur kaum möglich. Denn sowohl der Temperaturregler als auch der Feuchteregler müssen bei entsprechender Stellgröße am Kältereister durch den jeweils anderen Regler in den entgegengesetzten Stellbereich ausregeln können. So kann es durch den Entfeuchteregler zu einer Entfeuchtung und somit zu einer Ansteuerung des Kältereisters kommen. Der Temperaturregler muss aber auch zugleich heizen können. Einer Berücksichtigung der resultierenden Stellgröße wird deshalb vernachlässigt. Das Aufintegrieren der einzelnen Regler beim Erreichen der internen Stellgrößenbeschränkungen an sich wird ohnehin mit der bereits zuvor erwähnten Anti-Windup Maßnahme nach Hanus verhindert. Hierfür werden die Stellgrößen noch vor der max-Funktion abgegriffen und entsprechend rückgeführt. In den Simulationen hat sich auch gezeigt, dass es durch die langsamen Regler zu keinen größeren Auswirkungen durch diese Vereinfachung kommt.

Zur Verifikation des neu erstellten Regelungskonzepts werden zahlreiche Tests mit diversen Sollwertsprüngen durchgeführt. Anhand des Vergleichs der Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen der Simulation des ursprünglichen Regelungskonzepts (siehe Abbildung 4.3 und 4.2) für zwei beispielhafte Testfälle zeigt sich, dass das hier untersuchte Konzept zu geringeren Ausregelzeiten mit kleinerer Überschwingweite bei Sollwertsprüngen führt. Zudem werden die im Originalkonzept auftretenden Schwingungen um den Sollwert vermieden und die bleibende Regelabweichung verschwindet gänzlich.

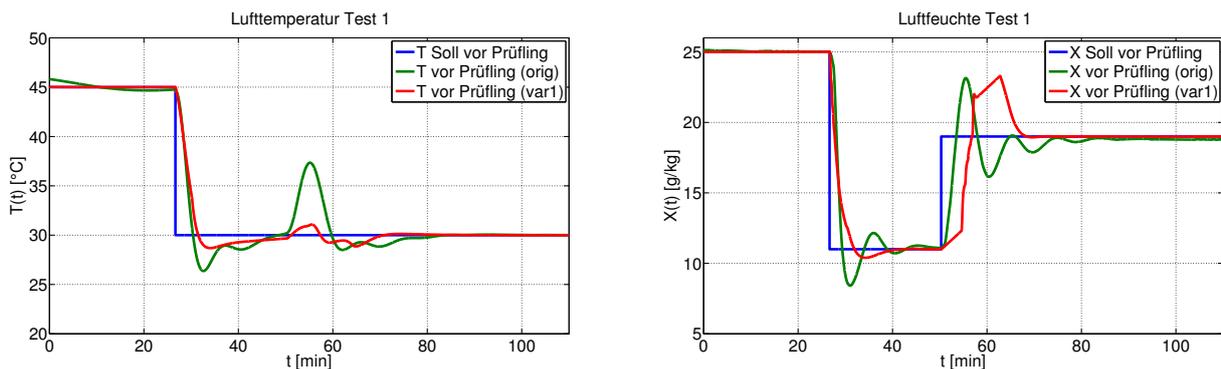


Abbildung 4.2.: Vergleich Variante 1 mit originalem Konzept: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1

In der anfänglichen Beschreibung der Variante wurde die konstante Pumpenstellgröße mit 100 [%] festgelegt. Die einzelnen Simulationen wurden auch mit unterschiedlichen Grundstellwerten durchgeführt. Hierbei hat sich allerdings gezeigt, dass es bei kleineren Pumpenstellgrößen zu einer deutlichen Verschlechterung der Dynamik kommt, da die Soletemperatur im Kreislauf durch die kleinere Pumpendrehzahl länger braucht, um sich der Lufttemperatur anzupassen. Letztendlich hat sich die zu Beginn angenommene Pumpenstellgröße von 100 [%] als optimal

herausgestellt.

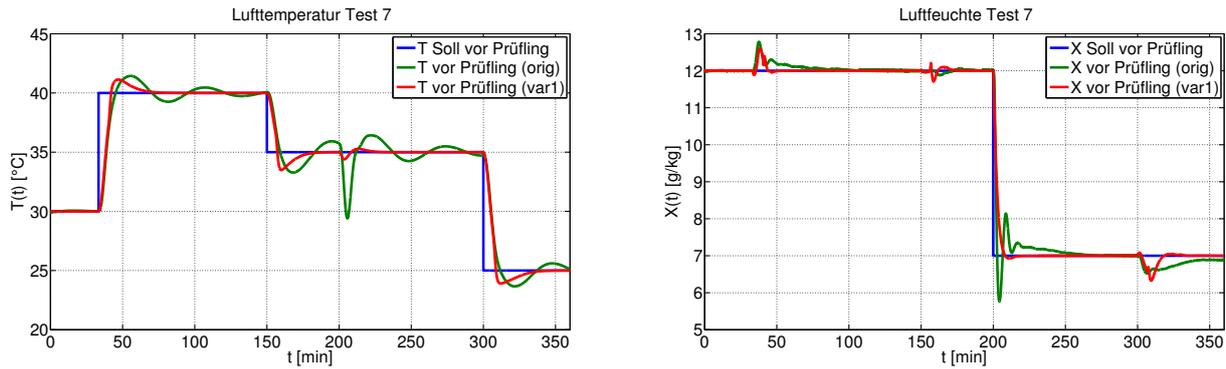


Abbildung 4.3.: Vergleich Variante 1 mit originalem Konzept: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 7

4.2. Variante 2: Trennung der Regler für Entfeuchtung, Befeuchtung, Heizen und Kühlen

Das nun betrachtete Konzept basiert auf Variante 1, trennt jedoch die Regler für Befeuchtung, Entfeuchtung, Heizung und Kühlung auf. Dadurch wird sich eine leichtere Regelparameterbestimmung ohne Parameterumschaltung und zudem eine Verbesserung der Regeldynamik erhofft. Durch die Trennung können die einzelnen Regler bei einer auftretenden Regelabweichung durch Sollwertsprünge sofort reagieren, ohne das Abintegrieren des Integralanteils des gegengelagerten Reglers abwarten zu müssen. Das Zusammenspiel zwischen Entfeuchtung und Kühlung, die bekanntlich beide auf das Soleventil zugreifen, wird ebenfalls neu ausgelegt. Anstatt wie in Variante 1 den maximalen Stellwert von Kühlung und Entfeuchtung aufzuschalten, gibt es nur mehr einen Kälteregele, dessen Stellwert auf das Mischventil geht. Der Sollwert für den Regler ergibt sich aus dem minimalen Sollwert des überlagerten Temperaturreglers und des Entfeuchtungsreglers. Als Istwert fungiert die Temperatur direkt nach dem Kälteregele (siehe Abbildung 4.4). Durch diese Maßnahme können negative Effekte bei der Stellgrößenbildung durch Unstetigkeiten bedingt durch die Maximumfunktion vermieden werden und eine Rückkopplung des resultierenden Stellwertes für Anti-Windup Zwecke kann entfallen. Der Entfeuchtungsregler ermittelt aus dem Feuchtesollwert die zugehörige Taupunkttemperatur und hebt oder senkt diese um bis zu 10 $^{\circ}\text{C}$. Die resultierende Temperatur am Stellausgang bildet die Solltemperatur für das Kälteregele aufgrund des Feuchtesollwertes.

Resultierend aus dem Einsatz getrennter Regler für Befeuchtung und Entfeuchtung kann es bei der Verwendung eines PI-Reglers für die Befeuchtungsregelung passieren, dass es zu einem bleibenden I-Anteil bei vergleichsweise großer Kühlwirkung durch das Kälteregele (geregelt von anderen Reglern) kommt. In diesem Fall würde große Vereisungsgefahr für das Kälteregele bestehen. Eine mögliche Abhilfe um dieser Gefahr aus dem Weg zu gehen, ist die Verwendung eines reinen P-Reglers für die Befeuchtung. Obwohl es sich durch den geschlossenen Kreislauf des Systems um eine integrierende Strecke handelt und keine bleibende

4.2. Variante 2: Trennung der Regler für Entfeuchtung, Befeuchtung, Heizen und Kühlen

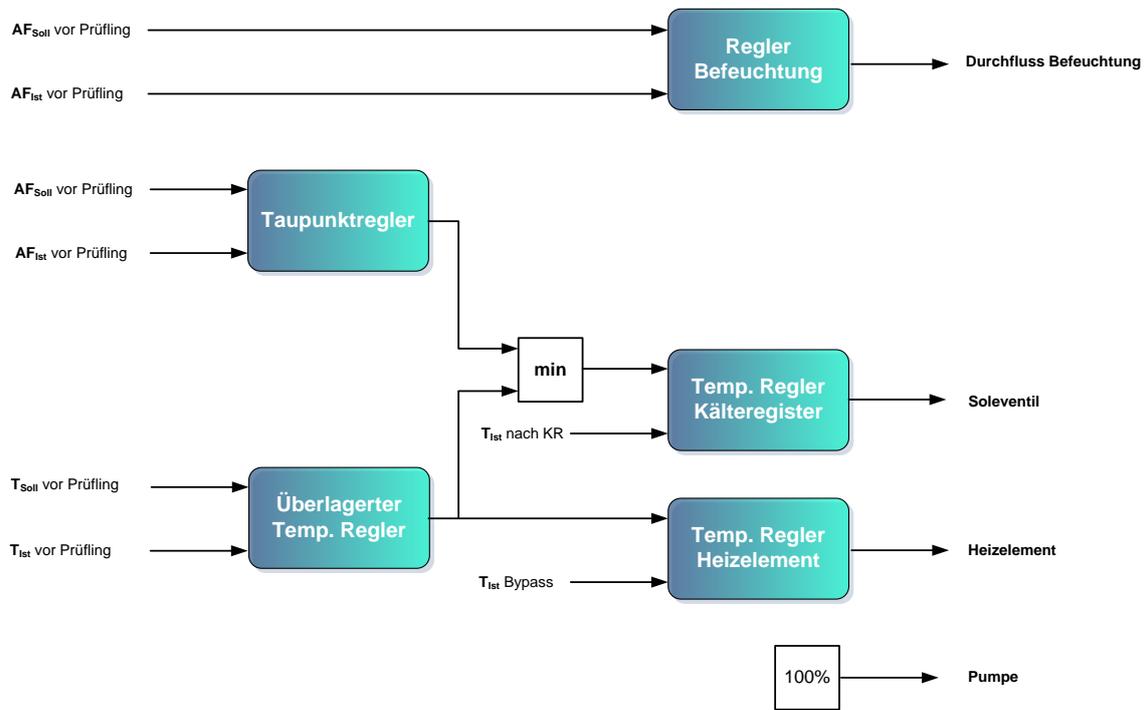


Abbildung 4.4.: Variante 2: Schema der Regelung

Regelabweichung befürchtet werden muss, weist dieser bei der Befeuchtung eine vergleichsweise schlechte Regelperformance auf. Aus diesem Grund wird letztendlich ein PI-Regler mit einer zusätzlichen Berücksichtigung der Stellgröße des Entfeuchtungsreglers verwendet. Dessen Stellgröße wird dem Integratorzweig des Befeuchtungsreglers über einen Faktor, ähnlich der Rückkopplung bei der Berücksichtigung von Anti-Windup, zugeführt und führt bei einer Entfeuchtung zum Abintegrieren des Integralanteils. Die bleibende Stellgröße geht entsprechend gegen Null. Mit dieser Variante kann die Regelperformance eines PI-Reglers gewahrt und das Problem der Vereisung umgangen werden. In den durchgeführten Simulationen hat sich dieses Konzept sehr bewährt.

Die Verläufe von Temperatur und Feuchte bei einer Regelung mit Variante 2 führen wie erwartet zu noch kürzeren Anstiegszeiten. Zudem kommt es zu wesentlich kleinerem Überschwingen und sehr schnellen Einregelzeiten (siehe Abbildung 4.6 und 4.5).

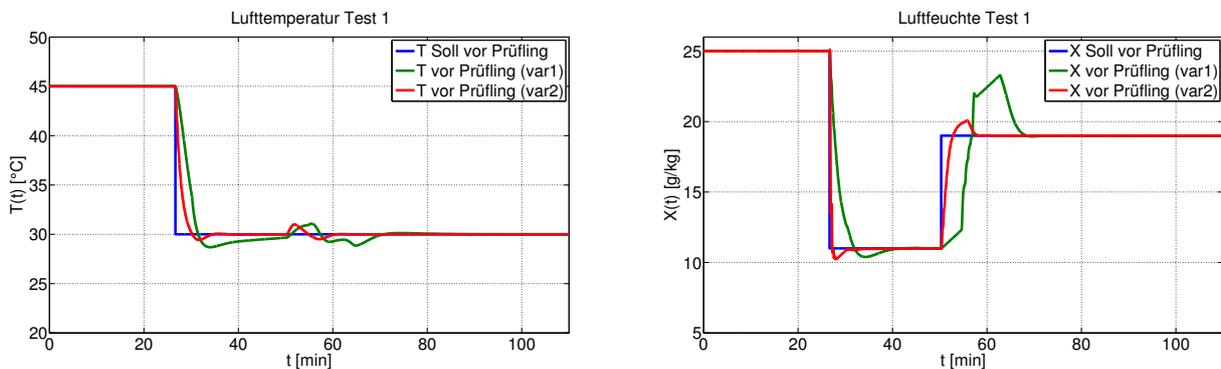


Abbildung 4.5.: Vergleich Variante 2 mit Variante 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1

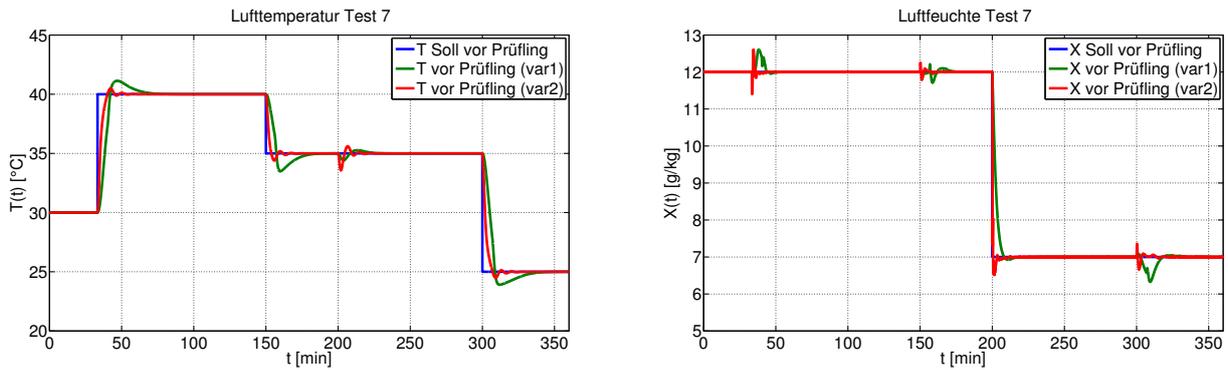


Abbildung 4.6.: Vergleich Variante 2 mit Variante 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 7

Es kann also gezeigt werden, dass die Trennung der Regler bessere Ergebnisse bringt und über dies hinaus die Reglereinstellung durch wegfallenden Parameterumschaltungen um einiges erleichtert. In Abbildung 4.6 ist im Feuchtigkeitsverlauf bei der Reaktion auf die Temperatursprünge ein leichter Einschwingvorgang zu beobachten. Da dieser aber sehr kleine Amplituden aufweist und zudem stark gedämpft ist, stellen die leichten Schwingungen kein Problem dar.

4.3. Variante 3: Überbefeuchtung und Regelung der Feuchte über Kältereister

Grundidee von Variante 3 ist es, die Luft vor dem Kältereister ständig auf ein Feuchteniveau über dem geforderten Sollwert vor dem Prüfling zu bringen und die Feuchteregeung nur durch das nachfolgende Kältereister vorzunehmen (siehe Abbildung 4.7). Die schlech-

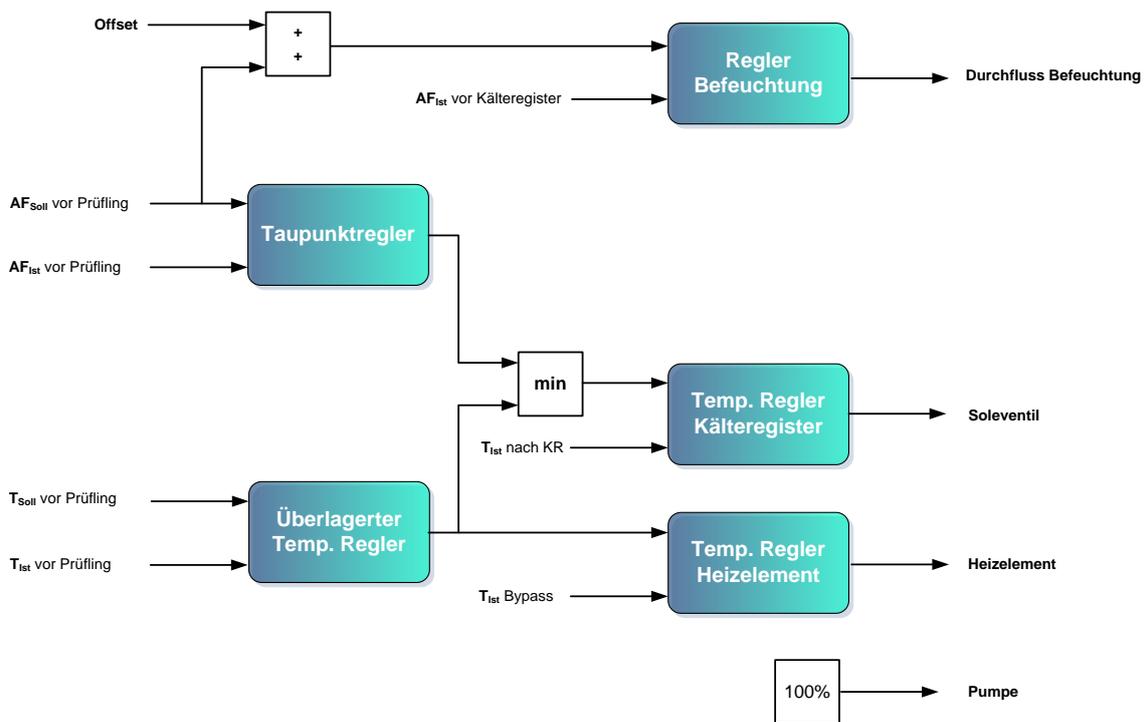


Abbildung 4.7.: Variante 3: Schema der Regelung

te Regelbarkeit der Befeuchtungseinheit könnte somit umgangen werden. Der Sollwert der Feuchte vor dem Kältereister bestimmt sich aus Addition der Sollfeuchte vor dem Prüfling und einem Offset. Durch die Überbefeuchtung der Luft wird je nach angenommenem Offset mehr oder weniger Kondensat am Kältereister ausgeschieden. Da die Anlage nur über eine beschränkte Aufnahmekapazität für das anfallende Kondensat verfügt, gilt es, im Rahmen der Simulation den Kondensatanfall ebenfalls zu beobachten und bei der Beurteilung der Variante entsprechend zu berücksichtigen.

Abbildung 4.8 zeigt den Vergleich zwischen Variante 2 und Variante 3 anhand des schon zuvor betrachteten Tests 1. Durch die vorgenommenen Änderungen ergeben sich nur sehr geringe

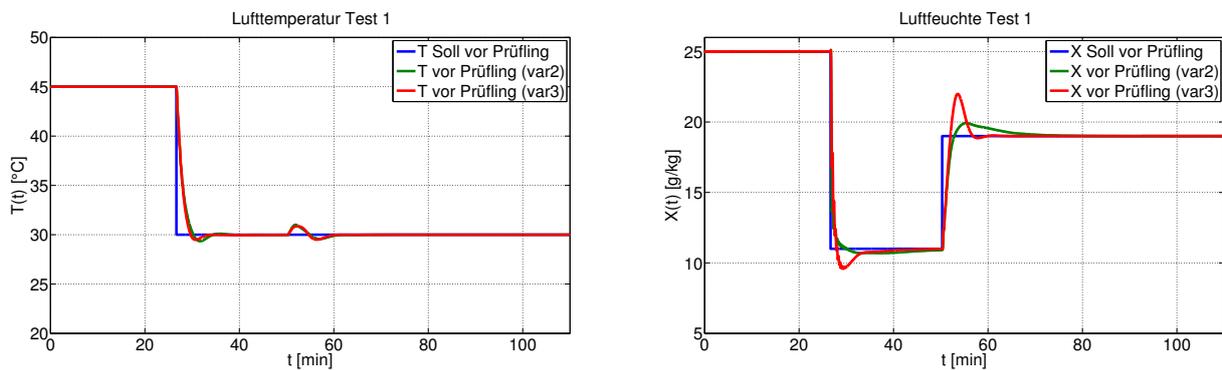


Abbildung 4.8.: Vergleich Variante 3 mit Variante 2: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1

Auswirkungen auf den Verlauf der betrachteten Größen. Es ist jedoch festzustellen, dass es zu einer leicht schnelleren Einregelzeit kommt, wobei das Überschwingen aber ebenfalls zunimmt. Der Kondensatanfall steigt durch die ständige Überbefeuchtung um beinahe 10 Liter an und beläuft sich bei diesem Test auf 11,11 Liter (siehe Abschnitt 6).

4.4. Variante 4: Regelung der Feuchte auf Feuchte vor Kältereister

Variante 4 stellt eine Erweiterung von Variante 3 dar und zielt darauf ab, den Offset für den Feuchtesollwert vor dem Kältereister mit einem schnellen überlagerten Regler einzuregeln (siehe Abbildung 4.9). Es stellt sich heraus, dass die gute Regelqualität von Variante 3 durch die überlagerte Regelung für einen variablen Offset in keinsten Weise beeinflusst wird und der Kondensatanfall zudem drastisch reduziert werden kann. Dieser beträgt nunmehr für Test 1 0,52 Liter (siehe Kapitel 6). Die Verläufe der betreffenden Zustandsgrößen entsprechen exakt jenen von Variante 3 (siehe Abbildung 4.8).

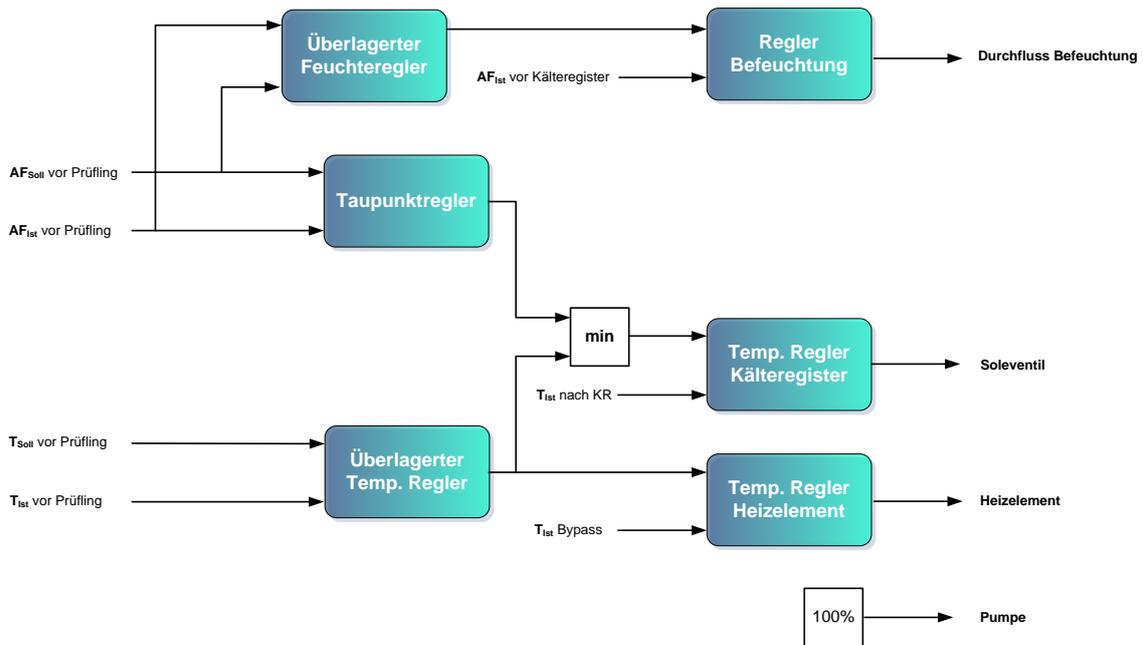


Abbildung 4.9.: Variante 4: Schema der Regelung

4.5. Variante 5: Störgrößenaufschaltung durch Prüfling

In dieser letzten regelungstechnischen Variante wird untersucht, was eine Berücksichtigung der vom Prüfling erzeugten Temperatur- und Feuchtedifferenz im Sinne einer Störgrößenaufschaltung bringt (siehe Abbildung 4.10). Diese sollte vor allem bei Betriebspunktwechseln oder unerwarteten Störungen des Prüflings eine bessere Regeldynamik bringen und so eine

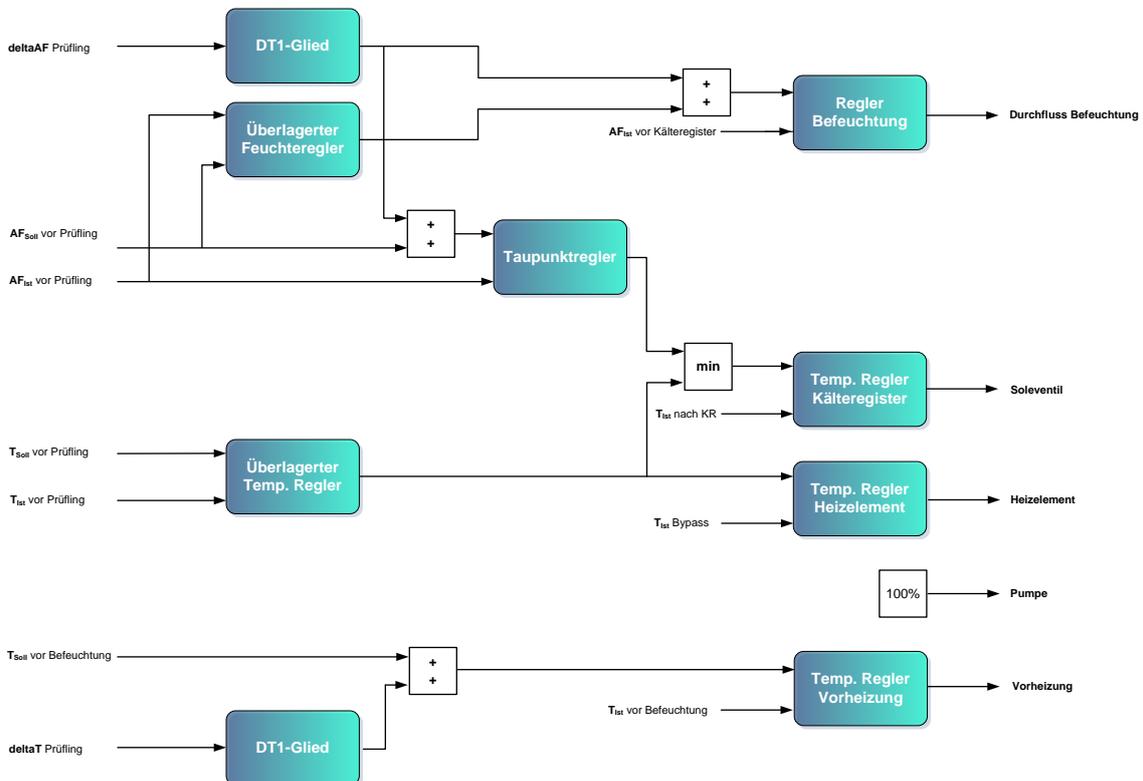


Abbildung 4.10.: Variante 5: Schema der Regelung

schnellstmögliche Reaktion ermöglichen. Zur Realisierung der Störgrößenaufschaltung werden die Temperatur und die Feuchtedifferenz am Prüfling gemessen und den Reglern für Feuchte und Vorheizung über entsprechende Aufschaltglieder zugeführt. Durch die gegenseitige Beeinflussung von Feuchte- und Temperaturregelung beim Ausregeln einer Störung durch den Prüfling hat es sich bewährt, die Störgröße in Folge eines Temperatursprunges auf den Regler für die Vorheizung aufzuschalten. Der Regler für die Temperatur vor dem Prüfling merkt im optimalen Fall nichts von der aufgetretenen Störgröße. Aufschaltglieder können generell als proportionale oder tendenzielle Störgrößenaufschaltungen realisiert sein. Während sich proportionale Aufschaltglieder vorwiegend für Regler ohne I-Anteil eignen und bei anhaltender Störung zu einer bleibenden Störgrößenaufschaltung führen, können tendenzielle Aufschaltglieder auch für Regler mit I-Anteil eingesetzt werden. Durch deren Realisierung als DT1-Glied, kommt es im ersten Moment zu einer Aufschaltung der Störtendenz, die nach der definierten Zeitkonstante abklingt und letztendlich gegen Null geht. Da die Regeldynamik, sowie das Führungsverhalten durch die Trennung der Regler und die in den vorangegangenen Varianten durchgeführten Optimierungen ohnehin schon sehr gut sind, kommt es durch die zusätzliche Berücksichtigung der vom Prüfling eingebrachten Störungen (siehe Abbildung 4.11) nur zu einer sehr leichten Verbesserung der Regelqualität gegenüber der hier verglichenen Variante 3 (siehe Vergleich in Abbildung 4.12). Die Störungen kommen durch die

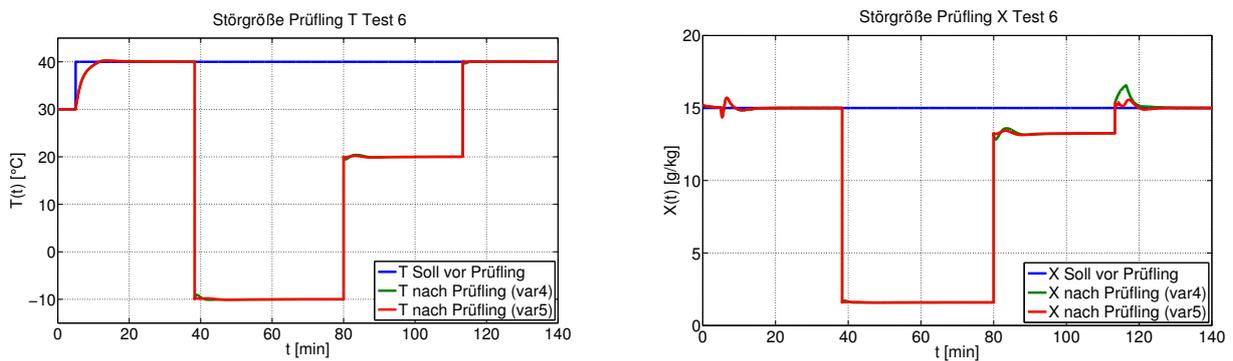


Abbildung 4.11.: Test 6: Störung durch Prüfling

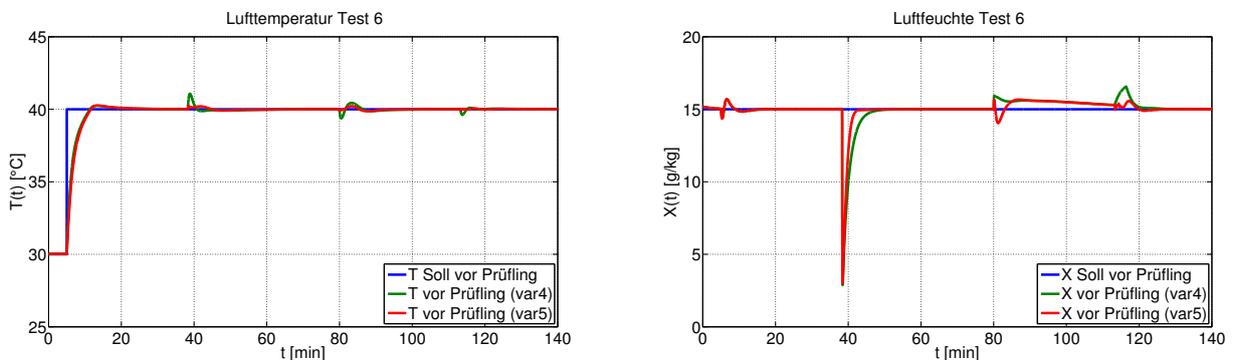


Abbildung 4.12.: Vergleich Variante 5 mit Variante 4: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 6

Änderung der Prüflingsleistung bei variierenden Betriebspunkten zustande. Durch die Leistungsschwankungen wird die Luft mehr oder weniger gekühlt. Je nach Kühlwirkung stellt sich eine entsprechende Feuchte nach dem Prüfling ein. Trotz der für diesen Test beinahe

unrealistisch groß gewählten Störungen, zeigt sich durch die Berücksichtigung der Störgrößen eine schnellere Reaktion auf die Störungen und geringere Schwankungen um den Sollwert. Auch ohne Störgrößenaufschaltung (Variante 4) zeigt sich ein recht gutes Ergebnis, da es durch das Gebläse und die Vorheizung ohnehin zu einer starken Dämpfung des Temperaturverlaufs kommt und die Regeldynamik, wie bereits eingangs erwähnt, entsprechend groß ist. Bei den Sollwertsprüngen der Störungen nach oben zeigt sich, dass die Abweichungen bei der Luftfeuchte etwas langsamer ausgeregelt werden. Die etwas größere Zeitspanne ergibt sich daraus, dass zum Entfeuchten bei konstanter Temperatur sowohl eine Kühlung durch das Kälteregister als auch eine entsprechende Nachheizung notwendig sind.

5. Untersuchung anderer Anordnungen

5.1. Anordnung 1: Tausch der Dampfbeeufchtung

In diesem Abschnitt wird untersucht, was es bringen würde, die aktuell verwendete Befeuchtungseinheit durch die im Rahmen einer vergleichswisen Modellbildung eines Luftkonditionierers (siehe Abschnitt 7) modellierte Dampfbeeufchtung zu ersetzen. Die neue Anordnung ist in Abbildung 5.1 schematisch dargestellt. Bei der alternativen Befeuchtung steht der

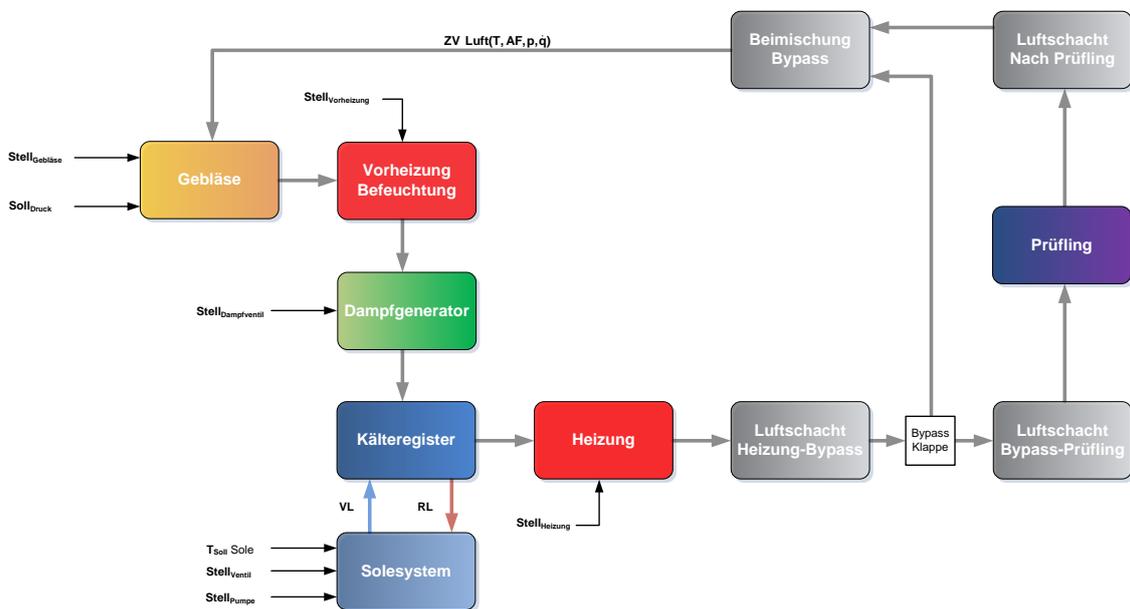


Abbildung 5.1.: Anordnung 1: Blockschaftbild

Dampfbehälter unter Druck und die Dosierung des Dampfes wird über ein regelbares Dampfventil realisiert. Dadurch zeichnet sich diese durch eine sehr gute Dosier- und Regelbarkeit aus. Anhand des Vergleichs der Ergebnisse mit jenen der originalen Anordnung mit einer Regelung durch Variante 3 in Abbildung 5.2 wird deutlich, dass die neue Bedampfungseinheit

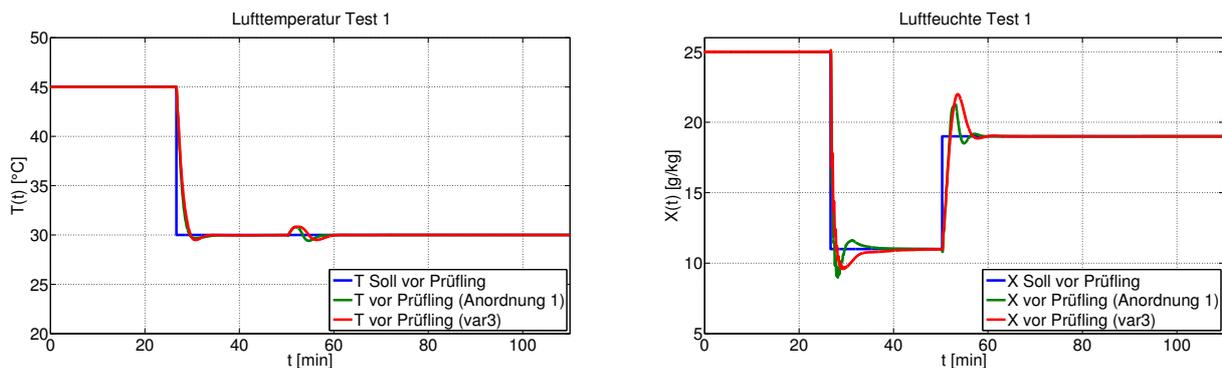


Abbildung 5.2.: Vergleich Anordnung 1 mit Original und Variante 3: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1

bei einem Einbau hinter dem Kältereister zu einer weiteren Verkürzung der Anstiegszeit der Luftfeuchte führt. Für den Temperaturverlauf ergeben sich keine merklichen Verbesserungen gegenüber den bisher erarbeiteten Regelungsvarianten. Durch die Anordnung des Kältereisters hinter der Befeuchtung ist das Register maßgeblich für die resultierende Luftfeuchte und die gute Regelbarkeit der neuen Befeuchtung kommt noch nicht voll zur Geltung. In einigen wenigen Tests kann zwar eine stärkere Verringerung der Anstiegszeit bei Sprüngen mit großer aktiver Befeuchtung beobachtet werden, in den meisten Fällen bestimmt aber trotzdem die Regeldynamik des Kältereisters die Anstiegszeit der Feuchte und die Zeiten werden nur geringfügig kleiner. Der Kondensatanfall geht jedoch durch die gute Dosierbarkeit durch das Dampfventil gegenüber der herkömmlichen Befeuchtung zurück (siehe Abschnitt 6).

5.2. Anordnung 2: Dampfbefeuchtung nach Kältereister

In einer weiteren Ausbaustufe wird untersucht, wie sich ein Tausch der Anordnung von Kältereister und der in Anordnung 1 verwendeten Befeuchtung (siehe Abbildung 5.3) auf die Regelgüte und Energiebilanz auswirkt. Ein derartiger Tausch wird erst durch die neue Dampfbefeuchtung möglich, da diese im Vergleich zur aktuell eingesetzten Befeuchtung dazu in der Lage ist die eingespritzte Dampfmenge genau zu regeln. Bei der aktuellen Befeuchtung muss das Kältereister nach der Befeuchtung angeordnet sein, um den Feuchtegehalt genau einzu-regeln. Durch die neue räumliche Anordnung ist die ursprüngliche Vorheizung für die Befeuchtung praktisch nutzlos und kann aus energetischen Gründen deaktiviert werden. Der Bypass über die Staudüse wird vollständig geöffnet, damit auch dieser zu keiner weiteren Erwärmung der Luft vor dem Kältereister beiträgt. Abbildung 5.4 zeigt den Vergleich zwischen

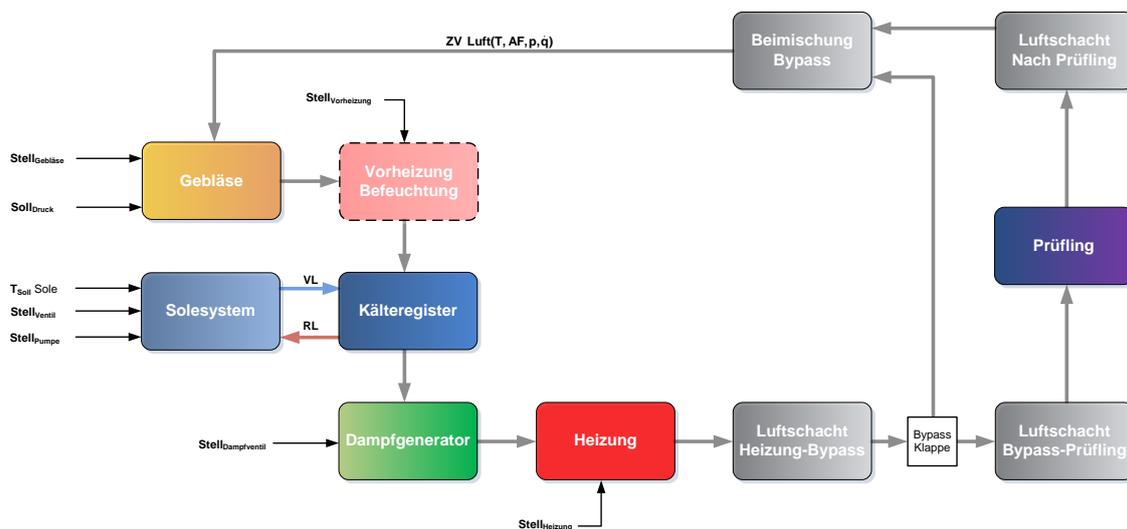


Abbildung 5.3.: Anordnung 2: Blockschaltbild

der Anordnung vor und nach dem Kältereister. Der Temperaturverlauf bleibt annähernd gleich, wobei sich die kleinen Abweichungen aus den Unterschieden im Feuchteverlauf ergeben. In diesem ist zu beobachten, dass die Feuchte mit der Anordnung der neu eingesetzten Befeuchtung nach dem Kältereister wesentlich schneller und genauer geregelt werden kann.

5.3. Anordnung 3: Deaktivierung der Vorheizung bei Dampfbefeuchtung vor Kältereister

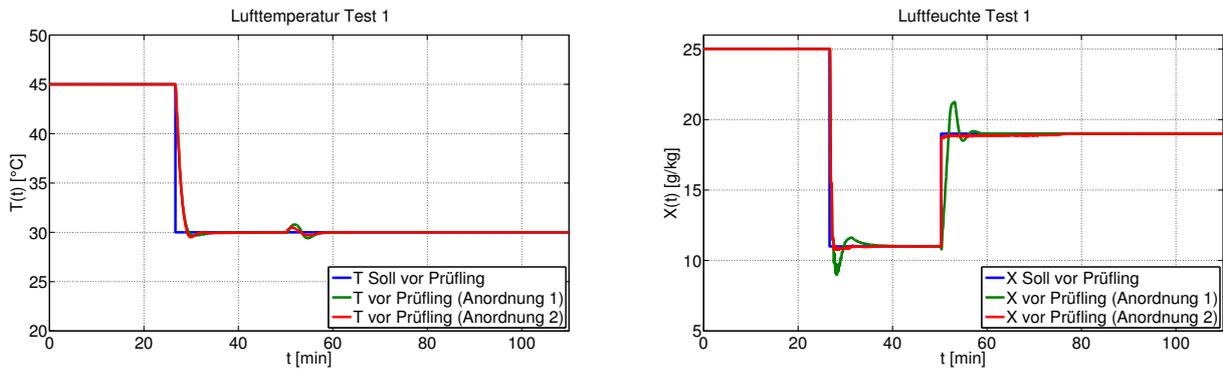


Abbildung 5.4.: Vergleich Anordnung 2 mit Anordnung 1: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 1

Die Befeuchtungswirkung ist zwar an die Lufttemperaturen nach dem Kältereister gekoppelt, durch die Dampfeinspritzung und die nunmehr fehlende Entfeuchtungswirkung durch die kalten Kühlrippen, gelingt es auch bei kühlen Temperaturen etwas mehr Feuchte an die Luft abzugeben. Somit kann schneller mit der aktiven Befeuchtung begonnen werden, noch bevor sich das Kältereister auf die jeweilige Taupunkttemperatur eingestellt hat. Die Trägheit des Registers kann dadurch in gewissem Maße umgangen werden. Bei einer Anordnung der gut dosierbaren Befeuchtung nach dem Kältereister kann sich ein derartiger Tausch also durchaus bezahlt machen.

5.3. Anordnung 3: Deaktivierung der Vorheizung bei Dampfbefeuchtung vor Kältereister

Da die in Anordnung 1 neu eingeführte Befeuchtung durch das kontrollierte Einspritzen von Dampf nicht so sehr auf hohe Lufttemperaturen angewiesen ist, wird in dieser Variante untersucht, welche Auswirkungen die Deaktivierung der Vorheizung in dieser Anordnung (siehe Abbildung 5.5) mit sich bringt. Grundsätzlich sollte die durch den Verdichter abgegebene

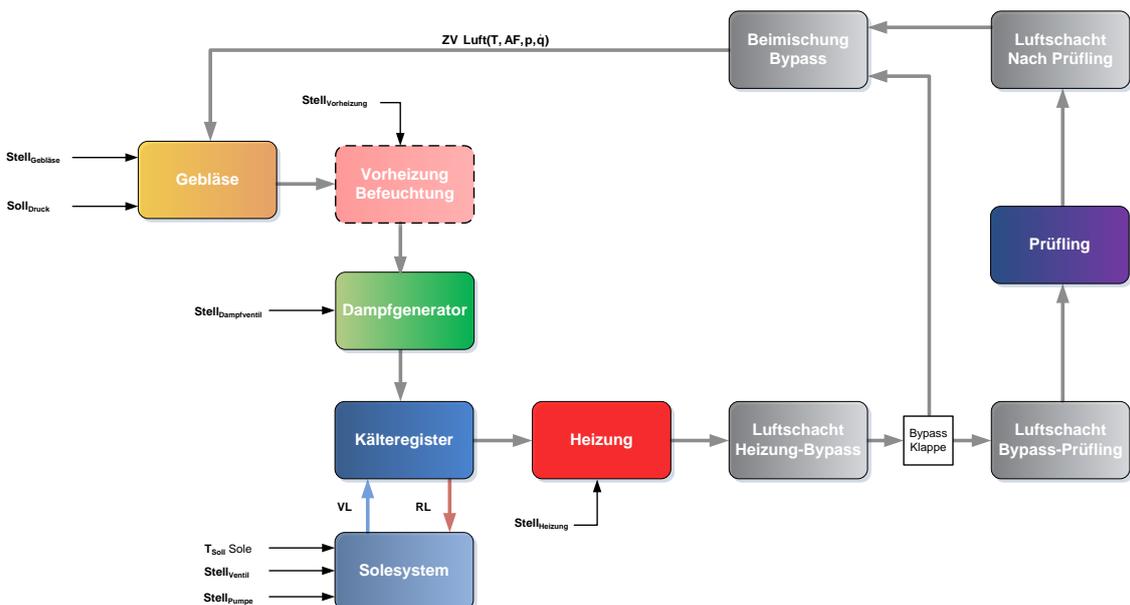


Abbildung 5.5.: Anordnung 3: Blockschaltbild

Wärme ausreichen, um eine angemessene Befeuchtung zu garantieren. Der Bypass über die Staudüse wird hier vollständig geschlossen, um trotzdem eine geringe Temperaturerhöhung ohne Vorheizung vor der Befeuchtung zu erzielen. Die durchgeführten Simulationen zeigen, dass die Vorheizung, so wie auch in Anordnung 2, in der untersuchten Anordnung überflüssig ist. Es zeigen sich genau die gleichen Verläufe von Luftfeuchte und Temperatur wie bei aktiver Vorheizung, bei einem leicht verringerten Energieverbrauch (siehe Abschnitt 6). Aus dieser Sicht ist es bei derartiger Anordnung sicherlich sinnvoll die Vorheizung zu deaktivieren.

5.4. Anordnung 4: Verzicht auf Bypass

Diese Anordnung zielt darauf ab, den Energiebedarf des Verdampfer-Teils zu senken, indem der Bypass geschlossen wird und die Luft nur über den Prüfling zirkuliert (siehe Abbildung 5.6). Der Luftmassenstrom wird dabei über das frequenzumrichterregelte Gebläse

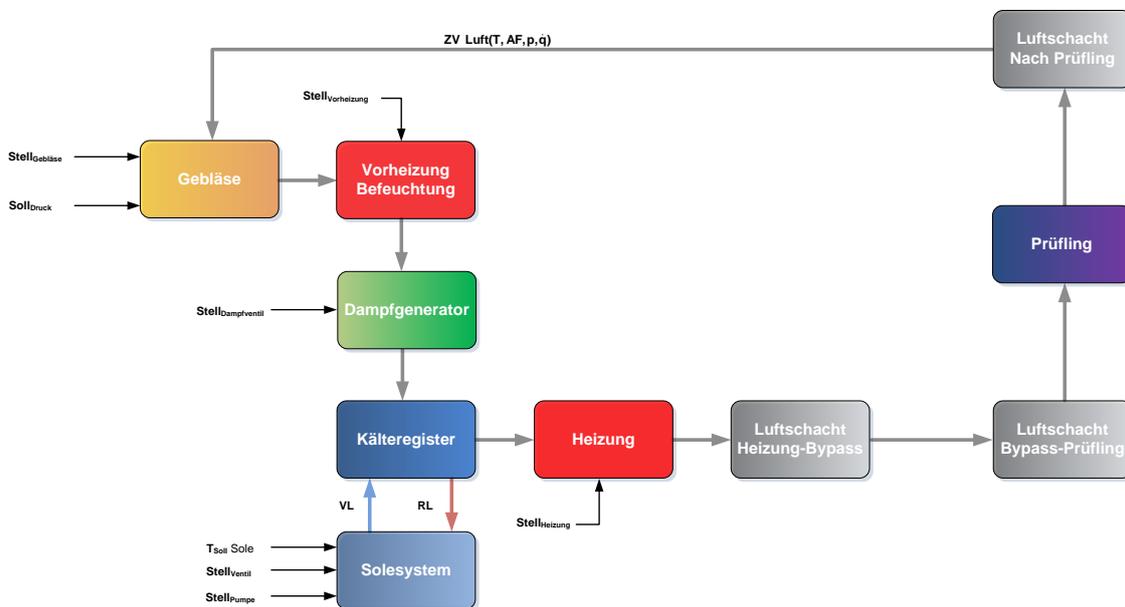


Abbildung 5.6.: Anordnung 4: Blockschaltbild

eingestellt. Durch die Regelgüte des Frequenzumrichters sollte sich der Massenstrom sehr dynamisch und präzise einstellen lassen. Zudem muss immer nur der wirklich notwendige Luftmassenstrom konditioniert werden. Die soeben dargestellten Überlegungen stehen jedoch in Konflikt zu den ursprünglichen Überlegungen im Originalaufbau, den Volumenstrom und Druck über die Konditioniereinheit konstant zu halten. Bei der hier vorgestellten Anordnung wird sich der Massenstrom und der Druck über die Konditioniereinheit recht deutlich ändern. Im Zuge der Modellbildung soll deshalb geklärt werden, in wie weit sich derartig variierende Bedingungen auf die Regelgüte auswirken und wie groß das tatsächliche Energieeinsparungspotential ist.

Um die Simulation einfach zu gestalten, wird nur der Bypass aus dem Modell entfernt. Je nach gefordertem Massenstrom kommt es zu einem entsprechenden Gegendruck, der von den Reibungsverlusten im Schacht vom aktuellen Zustand der Luft und von den Druckverlusten

am Prüfling abhängig ist. Für diese Betrachtung spielen die Reibungsverluste im Verhältnis zu jenen am Prüfling eine eher untergeordnete Rolle und werden ebenso wie die Druckdifferenzen aufgrund der wechselnden Luftdichte bewusst vernachlässigt. Der Staudruck Δp am Prüfling weist einen quadratischen Zusammenhang mit der Strömungsgeschwindigkeit bzw. dem Volumenstrom \dot{V} auf (siehe Gl. (5.1)).

$$\Delta p = R_P \dot{V}^2 \approx \Delta p = R_P \dot{m}^2 \quad (5.1)$$

Der maximale Druckverlust über den Prüfling tritt beim maximalen Volumenstrom \dot{V}_{max} auf und ist für den Verdampfer-Teil mit $\Delta p_{max}=1000$ [Pa] spezifiziert. Von dieser Bedingung abgeleitet kann über den Widerstandsbeiwert des Prüflings R_P mittels

$$\Delta p = \frac{\Delta p_{max}}{\dot{V}_{max}^2} \dot{V}^2 \quad (5.2)$$

der näherungsweise Druckverlust Δp , der in diesem Fall dem Systemdruck entspricht, in Abhängigkeit des aktuellen Volumenstromes berechnet werden. Um den Massenstrom einzu-
regeln und in weiterer Folge konstant zu halten, wird in dieser Variante ein einfacher Massenstromregler eingesetzt, der als PI-Regler ausgeführt ist (siehe Regelkonzept in Abbildung 5.7).

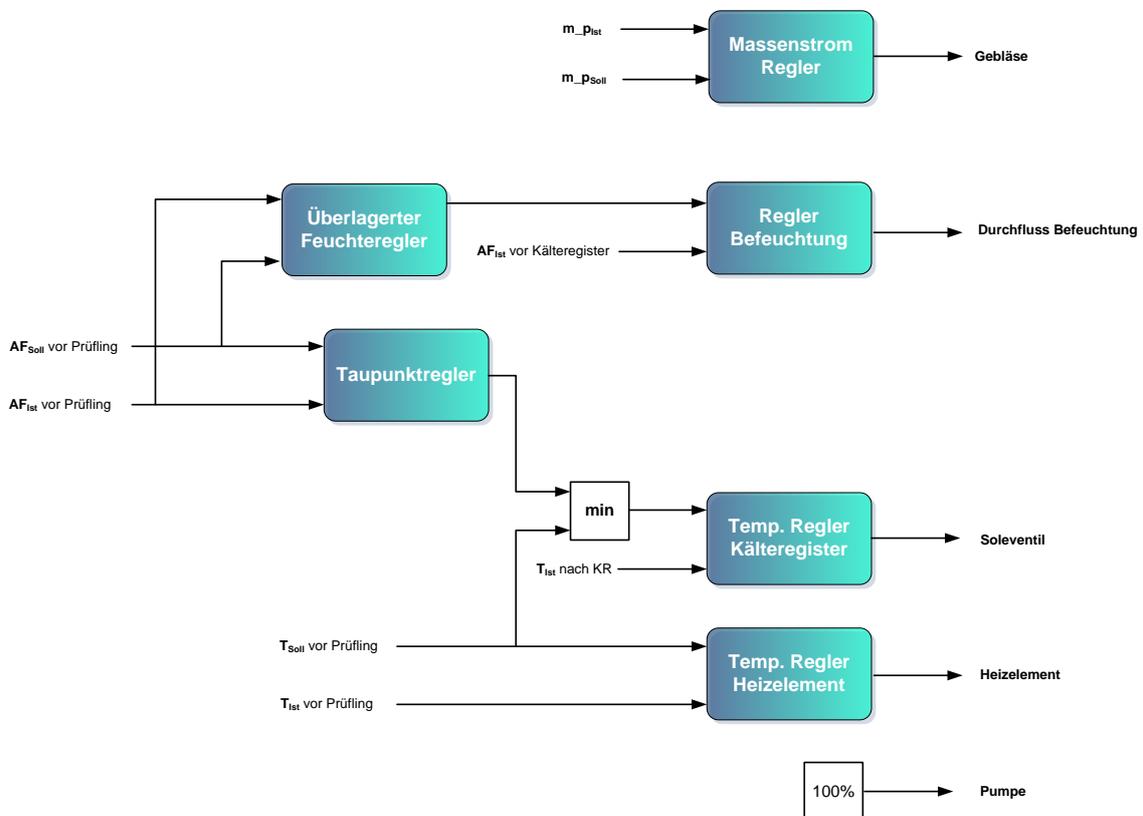


Abbildung 5.7.: Anordnung 4: Schema der Regelung

Die neue Anordnung wird anhand der Sollwertvorgaben von Test 7 und zusätzlichen Massen-

stromsprüngen (siehe Abbildung 5.8 unten) analysiert. Die Ergebnisse der Simulation (siehe

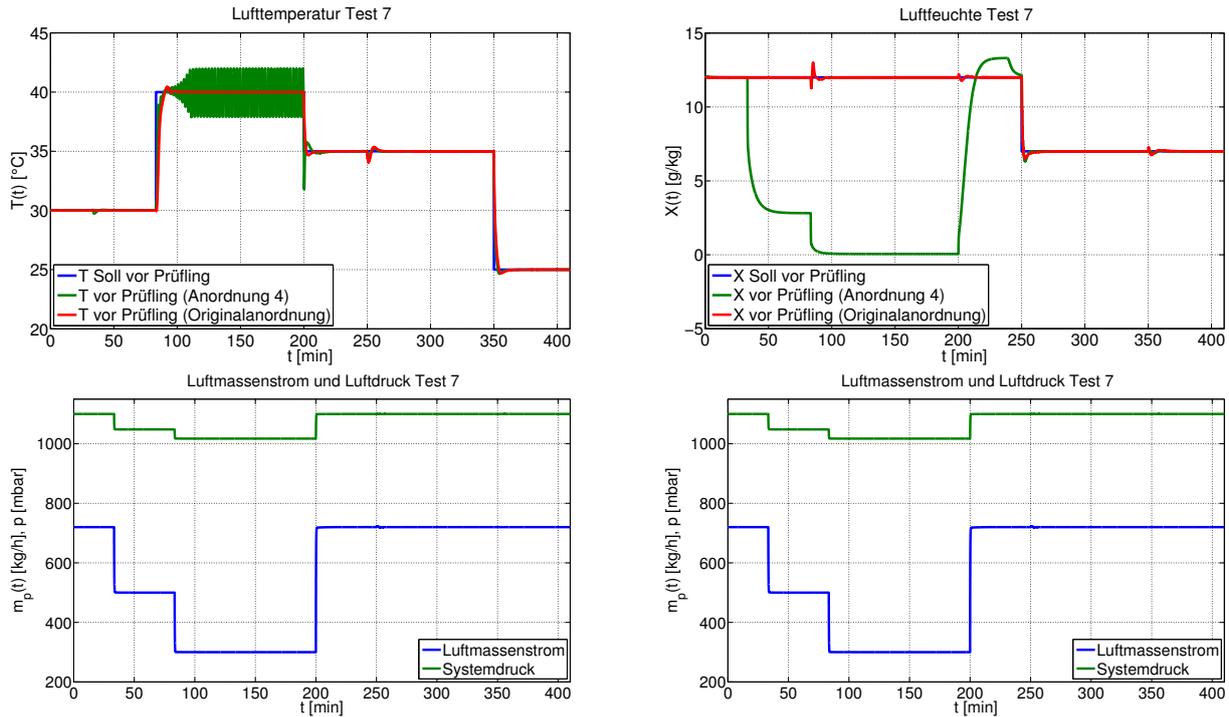


Abbildung 5.8.: Vergleich Anordnung 4 mit Originalanordnung: Temperatur- und Feuchteverlauf Test 7

Abbildung 5.8 oben) zeigen deutlich, dass es bei Massenstromänderungen zu schwerwiegenden Auswirkungen auf die Konditioniereinheit kommt. Bei Massenstromsprüngen kommt es ohne Bypass einerseits zu einer Änderung des Luftmassenstroms über die Konditioniereinheit, da wie zuvor angenommen die ganze Luft im geschlossenen Kreis über den Prüfling strömt und andererseits zu einer Druckänderung in Folge der geänderten Strömungsgeschwindigkeit. Durch die wechselnden Bedingungen im System und somit auch an der Konditioniereinheit ist es praktisch nicht mehr möglich die geforderten Werte einzustellen und es kommt sogar zu Instabilitäten. Die Regelung kann nicht mehr wie gewünscht arbeiten. Am Ergebnis ist deshalb gut ersichtlich, dass konstante Bedingungen in der Konditioniereinheit für den Betrieb des Prüfstands unerlässlich sind. Von einer weiteren Verwendung dieses Konzepts wird letztendlich ausdrücklich abgeraten.

6. Energetische Betrachtung der einzelnen Konzepte

Da es sich beim untersuchten System um einen Prüfstand handelt, der auch im Dauerbetrieb eingesetzt wird und zudem durchaus große Mengen an Energie für gewisse Betriebspunkte benötigt, ist eine energetische Betrachtung und eine dementsprechende Analyse der einzelnen Konzepte als durchaus sinnvoll zu erachten. Zur Beurteilung der Energieeffizienz der einzelnen Konzepte werden sämtliche elektrische Leistungen P [W] der einzelnen Teilkomponenten berücksichtigt und während der einzelnen Simulationen aufintegriert. Für die Arbeit W [Ws] gilt

$$W(t) = \int_0^t P(\tau) d\tau. \quad (6.1)$$

Für jene Komponenten, die über rein thermische Leistungen verfügen, wie beispielsweise das Kältereister, erfolgt die Ermittlung der aufgebrachten Energie über den Wärmestrom. Aus Gl. (3.2) kann die Beziehung für die thermische Energie

$$W(t) = \int_0^t \dot{Q}(\tau) d\tau = \int_0^t \dot{m}(\tau) \cdot c \cdot \Delta T(\tau) d\tau \quad (6.2)$$

abgeleitet werden. Tabelle 6.1 stellt den Energieverbrauch der einzelnen Varianten anhand von Test 1 und Test 7 gegenüber. Die ausgewiesenen Kosten basieren auf einem Strompreis von 8 [ct/kWh].¹ Es ist gut zu erkennen, dass die notwendige Gesamtenergie zwischen den unter-

Tabelle 6.1.: Energiebilanz in [kWh] und Kosten in [EUR] für verschiedene Tests

Variante	Test 1	Energiekosten 1	Test 7	Energiekosten 7
Original	69,29	5,54	277,92	22,23
Reg. Variante 1	75,96	6,07	283,81	22,70
Reg. Variante 2	76,23	6,10	286,29	22,90
Reg. Variante 3	80,72	6,46	302,80	24,22
Reg. Variante 4	76,01	6,08	285,27	22,82
Reg. Variante 5	76,01	6,08	285,60	22,85
Anordnung 1	76,90	6,15	286,03	22,88
Anordnung 2	79,16	6,33	235,60	18,85
Anordnung 3	68,20	5,46	246,80	19,74
Anordnung 4	51,04	4,08	185,06	14,80

schiedlichen Regelungen recht wenig differiert. Auffällig ist, dass das originale Konzept am

¹Vgl. BmWFJ, Strompreismonitor, <http://www.bmwfj.gv.at/EnergieUndBergbau/Energiepreise/Seiten/MonitorStrom.aspx?Report=3>, 04.09.2012.

wenigsten Energie verbraucht und alle anderen Anordnungen in etwa gleich viel konsumieren. Der geringere Verbrauch dürfte aber auf die doch deutlich schlechtere Regelperformance zurückzuführen sein. Anordnung 4 mit dem theoretisch wohl sicherlich größten Einsparungspotential fällt aus der Wertung, da es die Anforderungen an den Aufbau nicht erfüllen kann. In Tabelle 6.2 ist der Kondensatanfall der einzelnen Varianten aufgelistet. Während mit der

Tabelle 6.2.: Kondensatanfall in [l] für verschiedene Tests

Variante	Test 1	Test 7
Original	0,2	0,029
Reg. Variante 1	1,45	0,04
Reg. Variante 2	1,57	3,92
Reg. Variante 3	11,11	35,35
Reg. Variante 4	0,52	0,29
Reg. Variante 5	0,55	0,71
Anordnung 1	0,59	0,08
Anordnung 2	1,23	0,07
Anordnung 3	0,63	0,08
Anordnung 4	5,53	8,15

aktuell verwendeten Regelung kaum Wasser auskondensiert wird, ist bei Verwendung von Regelungsvariante 3 konzeptionell bedingt ein viel größerer Kondensatanfall zu beobachten. Durch die Änderungen in Variante 4, kann dieser aber bei gleicher Performance beinahe auf jenen des Originalkonzepts verringert werden. Der überlagerte Regler für den Feuchteoffset vor dem Kältereister macht sich also deutlich bezahlt. Beim Einsatz der alternativen Dampf-befeuchtung gelingt es durch die gute Regelbarkeit den Kondensatanfall nur sehr geringfügig noch weiter zu reduzieren. Durch die Deaktivierung der Vorheizung vor der Befeuchtung gelingt es in Anordnung 3 gegenüber Anordnung 1 noch Energie einzusparen. Die Kondensatmengen von Anordnung 4 sind aufgrund der großen Regelabweichungen gerade bei der Luftfeuchte nicht für Vergleiche mit anderen Konzepten geeignet.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass es aus energetischer Sicht eigentlich keine große Rolle spielt, welche der Variante eingesetzt wird. Einzig im Kondensatanfall lassen sich je nach Konzept leichte Unterschiede feststellen. Sogar der Einsatz der alternativen Befeuchtung bringt keine wesentlichen Verbesserungen mit sich. Die Differenz zwischen Anordnung 1 und Anordnung 2 ist ebenfalls verschwindend klein. Die Simulation stimmt somit recht gut mit der Theorie überein, nach der die Anordnung der einzelnen Komponenten für den Gesamtenergieverbrauch keine Rolle spielen sollte.

7. Vergleichsweise Betrachtung eines Luftkonditionierers

Um für die Verbesserung des Verdampfer-Teils auch konzeptionell andere Varianten in Betracht zu ziehen, wird im nachfolgenden Abschnitt ein Luftkonditionierer der Firma KS untersucht und modelliert. In weiterer Folge können die so gewonnenen Teilmodelle auch für die hypothetische Simulation neuer Aufbauvarianten des Verdampfer-Teils verwendet werden. Der Konditionierer zeichnet sich durch einen gänzlich anderen Aufbau aus und dient dazu, Ansaugluft mit genau definierten Bedingungen für Motorprüfstände bereitzustellen. Die im Rahmen der Modellierung erarbeiteten Teilmodelle für die hier verwendeten Konzepte können dann aufgrund des modularen Aufbaus auch für die Simulation des Verdampfer-Teils benutzt werden. Ziel dieses Vergleichs ist es, herauszufinden, ob es sinnvoll wäre, einige Konzepte des Konditionierers auch für den Verdampfer-Teil zu übernehmen und diese hinsichtlich ihrer Energieeffizienz zu bewerten. So gewonnene Erkenntnisse könnten dann auch für die Verbesserung des Luftkonditionierers eingesetzt werden.

7.1. Aufbau Luftkonditionierer

Der betrachtete Luftkonditionierer ist in der Lage, bis zu vier Motorprüfstände mit aufbereiteter Luft zu versorgen. Er besteht aus einer Haupteinheit und bis zu vier Sensorboxen (eine Sensorbox pro Prüfstand). Die Haupteinheit dient zur zentralen Vorkonditionierung der Luft und die Sensorboxen passen die Luft dezentral an die leicht variierenden Bedingungen an. Sie ermöglichen es, den Druck am Ausgang genau anzupassen und die Luft zusätzlich zu erwärmen, um einen Temperaturabfall über die Rohrleitungen zu kompensieren oder leicht unterschiedliche Solltemperaturniveaus bei den einzelnen Prüfständen auszugleichen.

Der wesentlichste Unterschied zum Verdampfer-Teil des Klimaanlageprüfstands ist, dass die Luft beim Konditionierer nicht im Kreis geführt wird und dass der Volumenstrom unabhängig von den angeschlossenen Sensorboxen in der Haupteinheit immer konstant ist. Die Druckregelung funktioniert im Gegensatz zum Verdampfer-Teil nicht über einen Bypass, sondern über eine servobetriebene Klappe und ein Überströmventil mit Schwebegel. Wird weniger Luft am Ausgang benötigt oder sind nicht alle Prüfstände aktiv, so wird von der Haupteinheit mehr Luft zur Verfügung gestellt als abgenommen wird. Die überschüssige Luft wird über das Überströmventil ausgeblasen. Ein durch den Luftdruck im System schwebender Keil im Überströmventil hält den Druck im System für die Konditionierung der Luft konstant. In Abbildung 7.1 ist der schematische Aufbau des Konditionierers dargestellt.

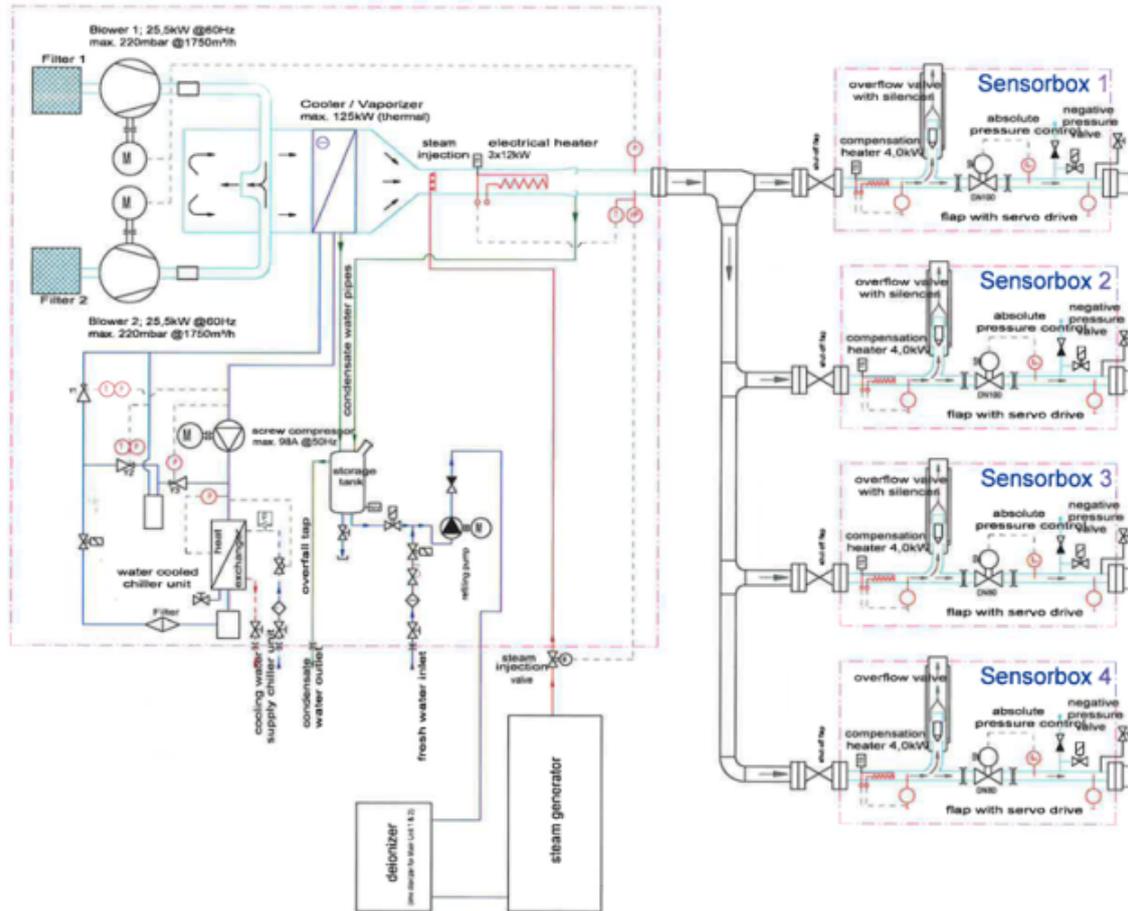


Abbildung 7.1.: Schema Luftkonditionierer

Bei der Vorkonditionierung der Luft kommen ein Kältereiger, ein Dampfgenerator und drei Heizelemente, die mittels Pulsweitenmodulation geregelt werden können, zum Einsatz. Bei dieser Anordnung ist das Kältereiger gleich nach den Verdichtern angeordnet und dient zum Kühlen und Entfeuchten der angesaugten Luft. Der Dampfgenerator ist aufgrund der besseren Regelbarkeit im Vergleich zur Befeuchtung im Verdampfer-Teil des Klimaanlagenprüfstands nach dem Kühlregister angeordnet. Dieser erzeugt in einem Druckkessel ständig Dampf bei konstantem Druck. Zur Befeuchtung der Luft wird das Dampfventil geöffnet und der Dampf wird in den Luftkanal eingeblasen. Um die Luft auf die gewünschte Temperatur zu bringen, sind nach der Befeuchtung noch drei Heizelemente angeordnet.

7.2. Modellbildung Luftkonditionierer

7.2.1. Umrechnung absolute in relative Luftfeuchte

Im Rahmen der Versuchsläufe zur Aufzeichnung der Messdaten für die weitere Modellbildung ist es in einigen Betriebspunkten dazu gekommen, dass der Aufnehmer für die Luftfeuchte

nass wurde und somit keine richtigen Messergebnisse mehr liefern konnte. Um diese Betriebspunkte schnell identifizieren zu können, wird die absolut gemessene Luftfeuchte in relative Luftfeuchte umgerechnet. Bei einem Wert von 100 [%] relativer Feuchte kann davon ausgegangen werden, dass der Aufnehmer nass ist und die Messwerte nicht mehr plausibel sind. Die relative Luftfeuchte φ wird aus dem Sättigungsdampfdruck (siehe Formel nach Wagner (3.66)) mittels Beziehung¹

$$\varphi = \frac{X}{0,622 + X} \frac{p}{p_{SD}} \quad (7.1)$$

ermittelt. X entspricht der absoluten Feuchte in [kg/kg] und p dem Luftdruck in [Pa]. Der Faktor 0,622 ergibt sich aus dem Verhältnis der Gaskonstanten von trockener Luft $R_{Luft} = 287,058$ und Wasserdampf $R_{H_2O} = 461,52$

$$\frac{R_{Luft}}{R_{H_2O}} \approx 0,622. \quad (7.2)$$

Beziehung (7.1) für die relative Luftfeuchte kann mit den molaren Massen von Luft M_{Luft} und Wasserdampf M_{H_2O} (siehe Formel (3.69) und (3.70)) auch als

$$\varphi = \frac{X \cdot p \cdot M_{Luft}}{(M_{H_2O} + X \cdot M_{Luft})p_{SD}} \quad (7.3)$$

angeschrieben werden.

7.2.2. Teilmodell Blower

Der Luftkonditionierer ist auf einen Nennluftvolumenstrom von 2100 [m³/h] dimensioniert. Dieser wird von zwei Seitenkanalverdichtern, die konstant mit 50 [Hz] betrieben werden, aufgebracht. Die überschüssige Luftmenge wird durch die Druckregelung mittels Schwebekegel in den einzelnen Sensorboxen abgebaut. Der geförderte Volumenstrom und die Temperaturerhöhung der Luft sind vom Gegendruck abhängig (siehe [8]). Da dieser im Wesentlichen dem konstanten Systemdruck entspricht, können diese beiden Größen mittels Kennfeldern (siehe Abbildung 7.2) ermittelt werden. Für die weiteren Teilmodelle kann somit von einem konstanten Volumenstrom ausgegangen werden, der über die Dichte in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Feuchte in den äquivalenten Massenstrom umgerechnet werden kann.

¹[1, S. 291]

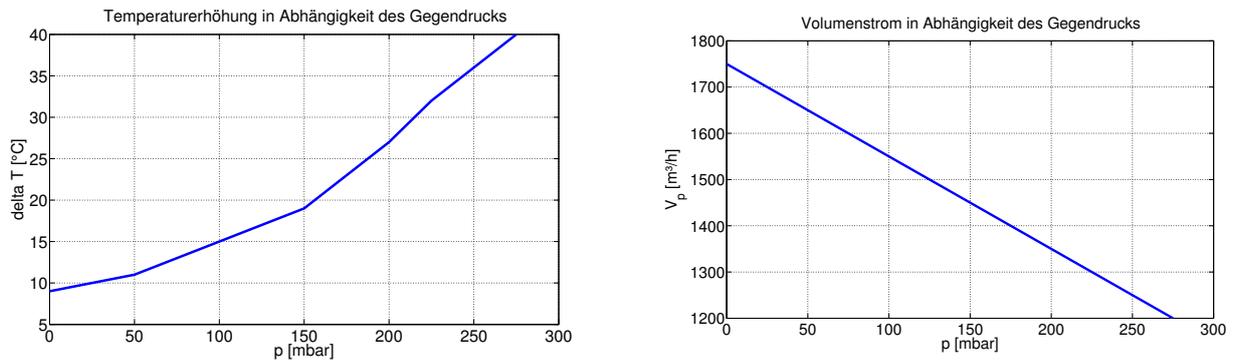


Abbildung 7.2.: Volumenstrom und Temperaturerhöhung in Abhängigkeit des Gegendruckes

7.2.3. Teilmodell Heizung

Die beiden Heizungen in der Haupteinheit und der Sensorbox werden wie die Heizungen beim Klimaanlageprüfstand laut Kapitel 3.1 modelliert. Hier wird jedoch durch den konstant vorgegebenen Volumenstrom (bei Klimaanlageprüfstand konstanter Massenstrom) und die aktuelle Dichte auf den äquivalenten Massenstrom zurückgerechnet. Es folgt somit wiederum

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1x_1 + a_1u_1 + b_1u_2 \quad (7.4)$$

$$y_1 = c_1x_1 + (1 - c_1)u_1 \quad (7.5)$$

mit Temperatur des Heizelementes T_H [°C] als Zustandsgröße x_1 , der Eingangstemperatur der Luft T_{in} [°C] und dem Wärmestrom durch die Heizleistung \dot{Q}_H [W] als Eingangsgrößen und der Ausgangstemperatur T_{out} [°C] als Zustandsraummodell. Die einzelnen Parameter setzen sich wie in (Gl. 3.5) zusammen, für den Parameter c_1 gilt jedoch

$$c_1 = \frac{\alpha_m A_1}{\dot{V}_L(t)\rho(t)cp(t)} = \frac{450}{\dot{V}_L(t)\rho(t)cp(t)} \quad (7.6)$$

mit dem aktuellen Volumenstrom der Luft $\dot{V}_L(t)$ [m³/s] und der aktuellen Dichte $\rho(t)$ [kg/m³]. Für die Gaskonstante feuchter Luft folgt laut Gl. (7.7)² mit der absoluten Feuchte X und den Gaskonstanten für trockene Luft und Wasserdampf

$$R_f = \frac{R_{Luft} + XR_{H_2O}}{1 + X} \quad (7.7)$$

²[7, S. 272]

Die Dichte ρ feuchter Luft setzt sich additiv aus den Partialdichten der trockenen Luft ρ_{Luft} und des Wasserdampfes ρ_{H_2O} zusammen³:

$$\rho = \rho_{Luft} + \rho_{H_2O} = \frac{p_{Luft}}{R_{Luft}T} + \frac{p_{H_2O}}{R_{H_2O}T}. \quad (7.8)$$

Ersetzt man den Partialdruck der Luft p_{Luft} durch $p_{Luft} = p - p_{H_2O}$, so ergibt sich

$$\rho = \frac{p}{R_{Luft}T} \left[1 - \frac{p_{H_2O}}{p} \left(1 - \frac{R_{Luft}}{R_{H_2O}} \right) \right]. \quad (7.9)$$

Mit $R_{Luft}/R_{H_2O} = 0,622$, dem Luftdruck p [Pa], der absoluten Feuchte X und der Temperatur T [°C] folgt laut [1]

$$\rho = \frac{p(1 - 0,378X)}{R_{Luft}(T + 273,15)} \quad (7.10)$$

für die Dichte.

Auch dieses Teilmodell wird mit gemessenen Daten von der Anlage verglichen. Leider war es im Rahmen der Messungen konstruktionsbedingt nicht möglich, vor dem Heizelement Temperatursensoren anzubringen sowie die Oberflächentemperatur der Heizstäbe zu bestimmen. Aus diesem Grund wurde das vorgeschaltete Kälterregister während der Messungen zur Modellbildung nur mit dem Grundstellwert betrieben. Nachdem sich die Temperatur nur bei aktiviertem Kälterregister eingestellt hat, kann davon ausgegangen werden, dass diese während der ganzen Messungen konstant bleibt. Am Temperaturfühler nach dem Heizelement können somit weitestgehend nur die Auswirkungen der auf das Heizelement aufgeschalteten Stellgrößen gemessen werden. In Abbildung 7.3 sind die Messdaten mit den Ergebnissen der Modellbildung gegenübergestellt.

Zur Beurteilung des Modells der Sensorboxheizung wurden ebenfalls Messdaten aufgenommen. Während der Messung war in der Haupteinheit wieder nur das Kälterregister mit dem Grundstellwert aktiv. In Abbildung 7.4 sind die Temperaturvergleiche nach der Haupteinheit und vor der Sensorbox dargestellt. Es kann beobachtet werden, dass die Temperatur nach der Haupteinheit sehr gut mit dem Modell übereinstimmt. Auch die Verluste über die Rohrleitungen scheinen durchaus gut modelliert, da die Temperatur nach der Sensorbox bei inaktiver Heizung ebenfalls nahe an der Realität liegt. Die generellen Temperaturverläufe bei unterschiedlichen Stellgrößen werden in den beiden Betrachtungen recht gut abgebildet. Die Schwingungen der Temperatur, die vom Kälterregister herrühren, werden im Modell jedoch nicht berücksichtigt. Dies führt in manchen Bereichen zu etwas größeren Abweichungen, sollte sich aber für diese vergleichsweise Betrachtung nicht weiter schlimm auswirken.

³[1, S. 290]

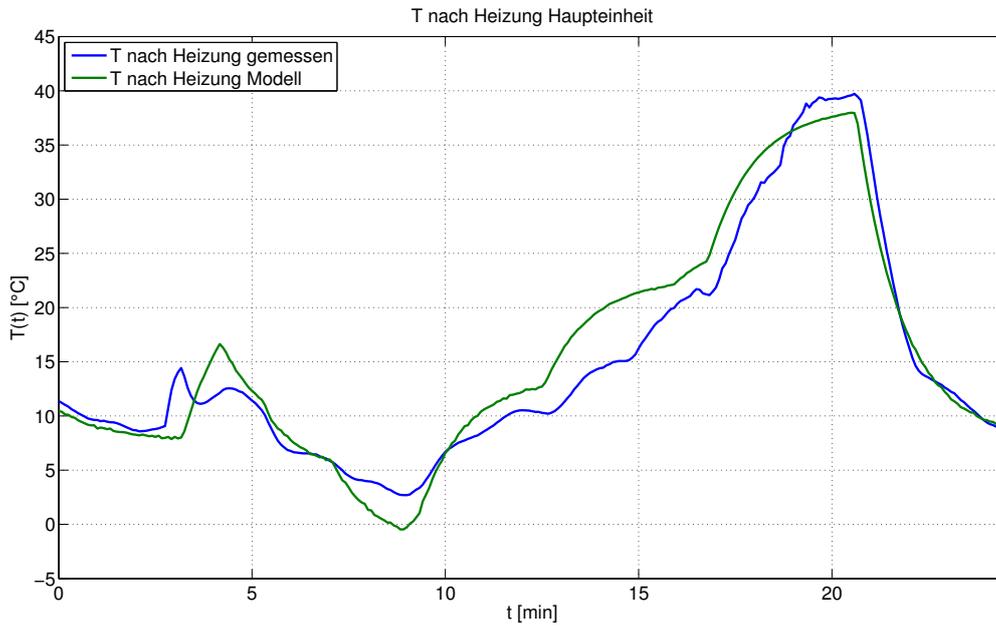


Abbildung 7.3.: Verifikation Teilmodell Heizung Luftkonditionierer: Temperatur nach Heizung Haupteinheit

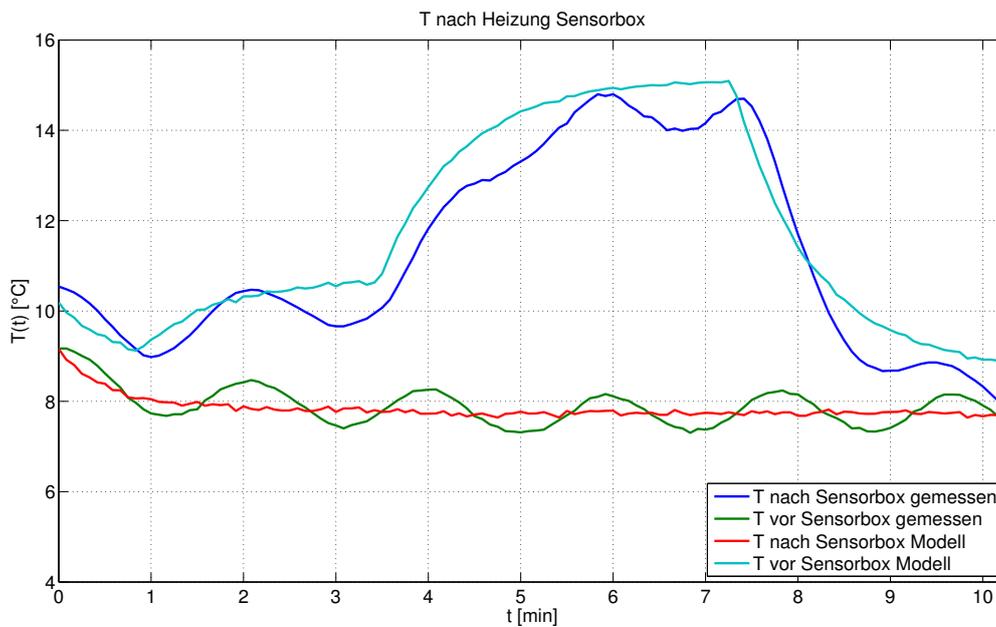


Abbildung 7.4.: Verifikation Teilmodell Heizung Luftkonditionierer: Temperatur nach Sensorbox

7.2.4. Teilmodell Kältereister

Das Kältereister wird in diesem Fall nicht über ein Solesystem gespeist, sondern über einen frequenzumrichterregerten Kältemittelverdichter versorgt. Je nach vorgegebener Frequenz des Verdichters steht dem Kältereister mehr oder weniger Kühlleistung zur Verfügung. Da das Register im vorherrschenden Aufbau direkt in den Kältekreislauf des Kälteaggregats eingebunden ist, stehen keinerlei weitere Informationen über die Vor- und Rücklauftemperatur des Registers zur Verfügung. Die Modellbildung erfolgt aus diesem Grund nicht über den Ansatz aus Kapitel 3.2 sondern über die Beziehung des proportional zur Verdichterfrequenz eingebrachten Kältestromes und dem Wärmeübergang an die Luft.

Laut Gl. (3.1) gilt für den Wärmeübergang

$$\dot{Q} = \alpha A(T_1 - T_2). \quad (7.11)$$

Mit Gl. (3.2) ergibt sich für das Zustandsraummodell des Kältereisters

$$\frac{dx_1}{dt} = -a_1 x_1 + a_1 u_1 + b_1 u_2 \quad (7.12)$$

$$y_1 = c_1 x_1 + (1 - c_1) u_1, \quad (7.13)$$

wobei die Zustandsgröße x_1 der Temperatur der Kühlrippen T_{KR} [°C], die Eingangsgröße u_1 der Eingangstemperatur der Luft T_{in} [°C], die Eingangsgröße u_2 dem Kältestrom durch die Kühlleistung \dot{Q}_K [W] und der Ausgang y_1 der Ausgangstemperatur der Luft T_{out} [°C] entspricht. Für die Parameter a_1 , b_1 und c_1 gilt

$$a_1 = \frac{\alpha_m A_1}{m_K c_K} = \frac{1}{30} \quad b_1 = \frac{1}{m_K c_K} = \frac{1}{2800} \quad c_1 = \frac{\alpha_m A_1}{\dot{m}_L(t) c_p(t)} \quad (7.14)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α_m , der Fläche der Kühlrippen A_1 , der Masse des Kältereisters m_K , der spezifischen Wärmekapazität c_K , dem aktuellen Massenstrom der Luft $\dot{m}_L(t)$ und der spezifischen Wärmekapazität der Luft $c_p(t)$. Für $\alpha_m A_1$ wird im Rahmen der Modellbildung $\alpha_m A_1 = 2300$ gewählt. Da die spezifische Wärmekapazität und die Dichte der Luft temperatur- und feuchteabhängig sind und die Anlage über ein weites Temperatur- und Feuchtespektrum betrieben wird, werden diese als zeitvariant angenommen und laufend aus der aktuellen Temperatur, Feuchte und dem vorherrschenden Druck ermittelt. Die Dichte folgt aus Gl. (7.10) und die spezifische Wärmekapazität in Abhängigkeit der Feuchte und der Temperatur folgt aus Gl. (3.6). Bei der Ermittlung der Luftfeuchte nach dem Kältereister wird wie bereits in Kapitel 3.2 der Bypassseffekt berücksichtigt. Die Feuchte am Ausgang folgt somit der Beziehung in Gl. (3.22).

Abbildung 7.5 zeigt die Temperaturen nach dem Kältereister. Um Minute drei kommt es

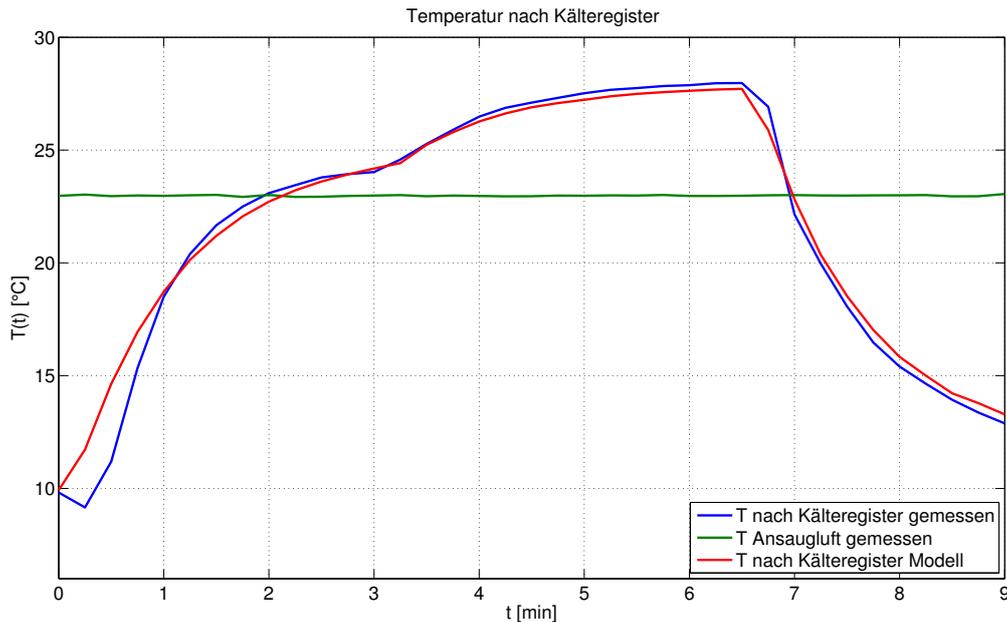


Abbildung 7.5.: Verifikation Teilmodell Kältereister Luftkonditionierer: Temperatur nach Kältereister

durch eine ausgangsseitige Druckänderung an der Sensorbox zu einem Druckanstieg in der Haupteinheit und dadurch zu einem leichten Knick nach oben im Temperaturverlauf. Durch die Berücksichtigung des Druckes bei der Ermittlung des effektiven Massenstroms und der spezifischen Wärmekapazität in der Modellbildung wird dieser druckbedingte Knick im Temperaturverlauf ebenfalls gut abgebildet. Weiters ist zu beobachten, dass sich das Register trotz der hohen Eigenmasse durch den hohen Volumenstrom und die Temperaturerhöhung durch die beiden Verdichter recht schnell erwärmen kann.

7.2.5. Teilmodell Befeuchtung

Zur Befeuchtung, der vom Konditionierer angesaugten Luft, kommt in diesem Fall ein Dampfgenerator der Firma Certuss zum Einsatz. Dieser besteht aus einem Dampfkessel mit einem Volumen von 28 Litern und einer Heizung mit 28 [kW] samt Regelung für die Dampferzeugung. Der Dampfgenerator ist in der Lage, Dampf mit einem Massenstrom von 37 [kg/h] zu produzieren. Der Arbeitsdruck im Kessel wird auf 6 [bar] Überdruck geregelt. Die einzuspritzende Dampfmenge wird über ein Ventil mit linearer Ventilkennlinie vorgegeben und anschließend über eine Lanze entgegen der Luftströmungsrichtung in den Luftkanal eingebracht.

Die eingespritzte Dampfmenge \dot{m}_D hängt in erster Näherung von der Ventilöffnung α_V , vom Kesseldruck p_K , vom Systemdruck im Inneren der Haupteinheit p und von der Dichte des Dampfes ρ_D ab. Da der Kessel nur einen gewissen Nenndampfmassenstrom $\dot{m}_{D,Nenn}$ produzieren kann, fällt der Druck im Kessel bei größeren Ventilöffnungen ab und der Dampfmassestrom wird kleiner. Für die Modellierung wird vereinfachend davon ausgegangen, dass der

Dampfgenerator unabhängig vom gerade vorherrschenden Druck im Kessel immer Dampf mit gleicher Temperatur T_D erzeugt. In der Realität wird die Dampftemperatur natürlich vom Kesseldruck abhängen und so zudem in die Berechnung der Dampfdichte eingehen. Für den Massenstrom durch ein Ventil gilt im Allgemeinen

$$\dot{m}_D = \alpha_V \cdot k_V \cdot \sqrt{(p_K - p) \rho_D}. \quad (7.15)$$

Da das Ventil durch die große Druckdifferenz im überkritischen Bereich betrieben wird und beim Ausströmen des Dampfes mit Strömungsgeschwindigkeiten nahe bzw. über der Schallgeschwindigkeit zu rechnen ist, wird für die weitere Berechnung die Näherungsformel für den überkritischen Bereich mit Satttdampf als Medium aus dem Ventildatenblatt⁴ herangezogen

$$\dot{m}_D = \frac{\alpha_V \cdot k_V \cdot p_K}{8,4}. \quad (7.16)$$

Der Durchflusskoeffizient k_V [m³/h] ist eine Kenngröße des Ventils und kann im Datenblatt abgelesen werden. Die der Stellgröße entsprechende Ventilöffnung α_V wird aus der Ventilkennlinie ermittelt. Da der gesamte Druck über das Ventil abgebaut wird und der Druckverlust im Ventil somit im Verhältnis zum Gesamtdruckverlust sehr groß ist, kann für die Ventilautorität $P_V = 1$ angenommen werden. Für die Ventilöffnung α_V kann bei linearer Ventilkennlinie die Beziehung⁵

$$\alpha_V = \sqrt{\frac{1}{1 - P_V + \frac{P_V}{(\frac{h}{h_{100}})^2}}} = \frac{h}{h_{100}} \quad (7.17)$$

abgeleitet werden, wobei h [%] dem aktuellen und h_{100} [%] dem maximalen Stellwert entspricht. Die Änderung des Kesseldrucks wird über die zeitliche Änderung der Dampfmasse im Kessel ermittelt. Für den Kesseldruck ergibt sich

$$\frac{dp_K}{dt} = \frac{(\dot{m}_{D,Nenn} - \dot{m}_D) R_W T_D}{V_K}. \quad (7.18)$$

Für die konstante Dampftemperatur wird $T_D = 165$ [°C] angenommen. Das Kesselvolumen V_K beträgt 0.028 [m³] und die Gaskonstante für Wasser $R_W = 461$ [J/kgK]. Im Rahmen des Simulationsmodells werden zusätzlich die Schaltschwellen des Dampfgenerators berücksichtigt. Dieser aktiviert die Dampferzeugung beim Erreichen eines im Datenblatt definierten Mindestdruck von 3,5 [bar] und schaltet diese bei einer oberen Schwelle von 5,5 [bar] wieder ab.

⁴[18, S. 6]

⁵Vgl. [16, S. 75]

Nach der Einmischung des ermittelten Dampfmassenstroms \dot{m}_D in den Luftmassenstrom \dot{m} ergibt sich unter Verwendung von (Gl. (3.61)) und dem Kesseldruck p_K [Pa] als Zustandsgröße nachfolgendes Zustandsraummodell für die Befeuchtung

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dp_K}{dt} = a_1 - a_2x \quad (7.19)$$

$$y_1 = X_{nVerd} = c_1x + u_1 \quad (7.20)$$

$$y_2 = T_{nVerd} = g(x, u_1, u_2) = \frac{h + \Delta h - \Delta h_V X_{nVerd}}{c_{pL}^0 + c_{pW}^0 X_{nVerd}}. \quad (7.21)$$

Die interessierenden Ausgangsgrößen sind die absoluten Luftfeuchte X_{nVerd} [kg/kg] und die Lufttemperatur nach der Befeuchtung T_{nVerd} [°C]. Die Eingangsgrößen u_1 und u_2 entsprechen der Luftfeuchte und Temperatur vor der Befeuchtung. Für die Parameter a_1 , a_2 und c_1 gilt

$$a_1 = \dot{m}_{D,Nenn} \frac{R_W T_D}{V_K} \quad (7.22)$$

$$a_2 = \alpha_V(t) k_V \frac{R_W T_D}{8,4 V_K}, \quad c_1 = \frac{\alpha_V(t) k_V}{8,4 \dot{m}_L}, \quad (7.23)$$

wobei h [kJ/kg] der Enthalpie der Luft vor der Befeuchtung (Gl. (3.59)) und Δh [kJ/kg] (Gl. (3.60)) der Enthalpieerhöhung in Folge der Dampfeinbringung entsprechen. Insgesamt ergibt sich für das Teilsystem ein zeitvariantes Zustandsraummodell mit zwei Eingangsgrößen mit Durchgriff.

Wie in Abbildung 7.6 und 7.7 ersichtlich, stimmen die Feuchtwerte nach der Befeuchtung bei den jeweiligen Stellgrößen recht gut überein. Die als Folge des Druckabbaues im Dampfkessel mit zunehmender Stellgröße abnehmende effektive Befeuchtung wird gut modelliert. Durch die modellierten Druckschaltsschwellen des Dampfbefeuchters kommt es im Modell zu leichten Schwingungen der Feuchte nach der Befeuchtung. In der Realität werden diese am Weg zur Messstelle anscheinend gedämpft. Die leichten Temperaturschwankungen durch das Einspritzen des heißen Dampfes treten auch im Modell auf, sind jedoch nicht ganz so ausgeprägt wie in den Messungen ersichtlich. Hierbei ist aber zu berücksichtigen, dass dem Temperaturverlauf in der Realität zusätzlich die leichte Grundschwingung des Kälteregisters überlagert ist. Insgesamt ist die Modellqualität der Dampfbefeuchtung sehr zufriedenstellend und das erarbeitete Modell kann ohne Weiteres für Simulationszwecke im Verdampfer-Teil des Klimaanlageprüfstands als alternative Befeuchtungsmethode eingesetzt werden.

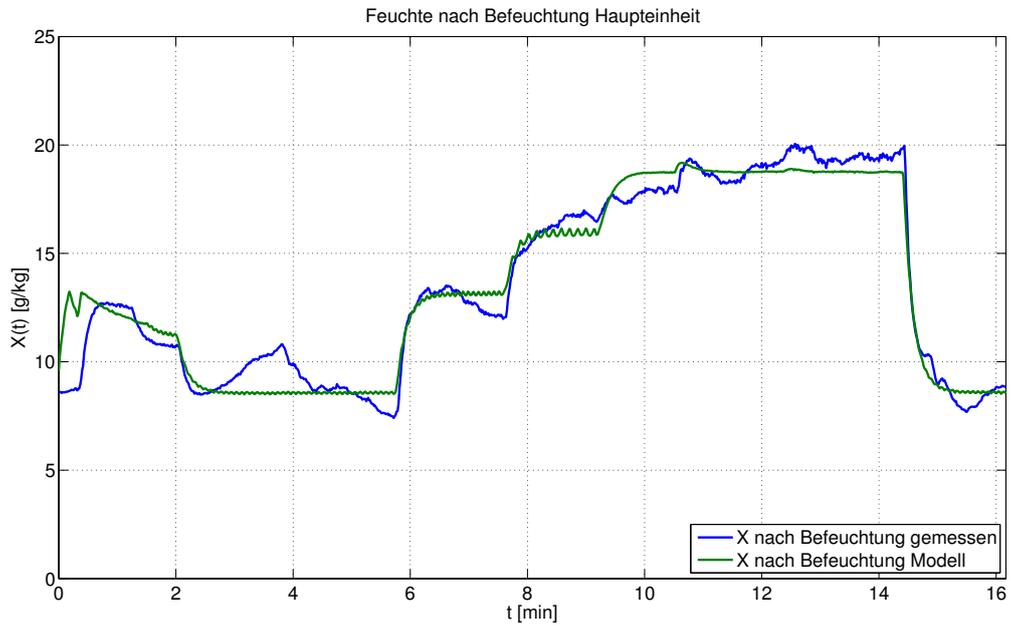


Abbildung 7.6.: Verifikation Teilmodell Befeuchtung Luftkonditionierer: absolute Feuchte nach Befeuchtung

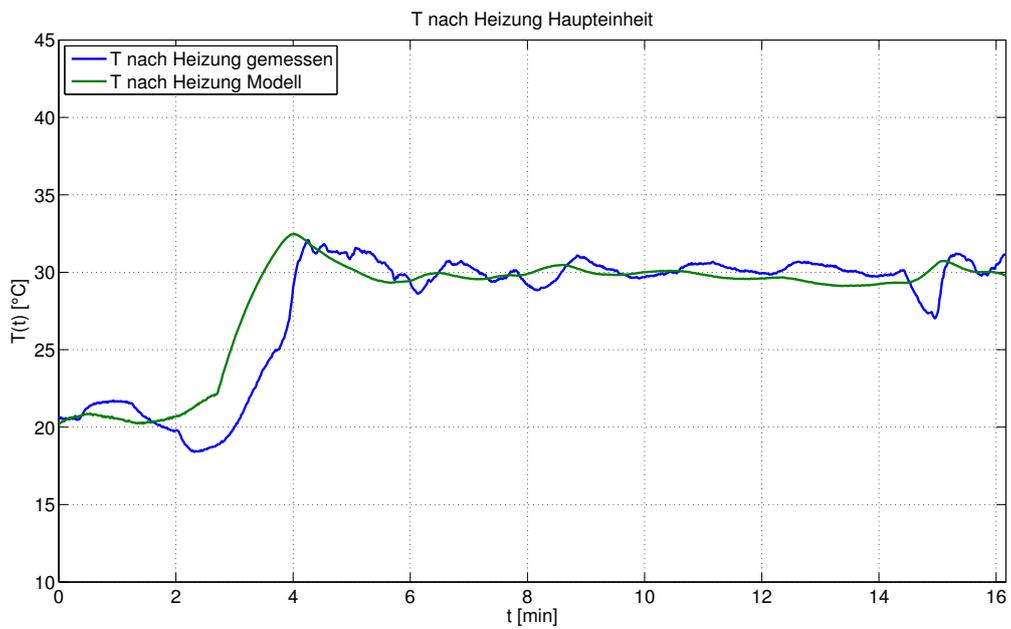


Abbildung 7.7.: Verifikation Teilmodell Befeuchtung Luftkonditionierer: Temperatur nach Befeuchtung

7.2.6. Gesamtmodell

Das Gesamtmodell wird aus den in diesem Abschnitt erarbeiteten Teilmodellen sowie unter Zuhilfenahme des Luftschachtmodells (siehe Abschnitt 3.6) wie in Abbildung 7.8 ersichtlich aufgebaut und modelliert die gesamte Haupteinheit inklusive einer am Ausgang angeschlossenen Sensorbox. Bei der Modellbildung und den anschließenden Simulationen wird davon

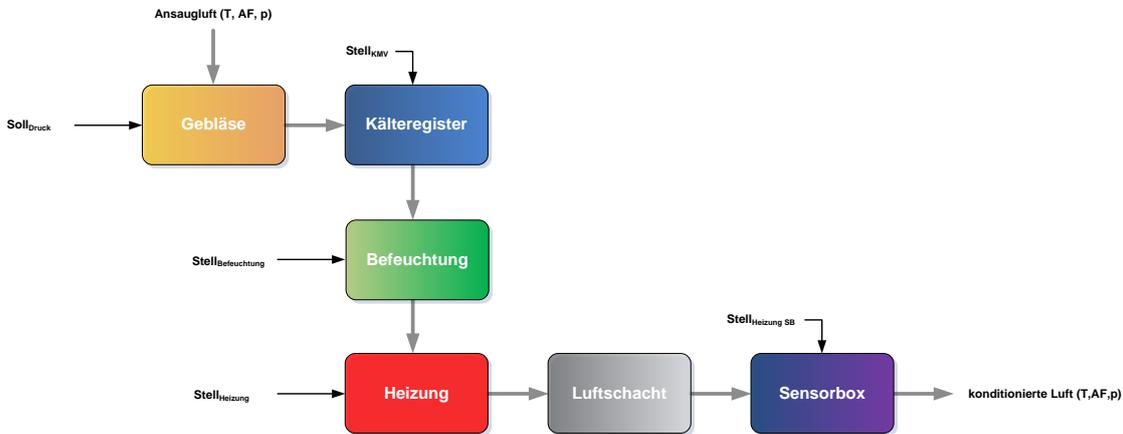


Abbildung 7.8.: Blockschaltbild des Luftkonditionierers

ausgegangen, dass der gesamte zur Verfügung stehende Luftmassenstrom über die angeschlossene Sensorbox abgegeben wird und sich am Ausgang ein zugehöriger Druck einstellt. Die ausgangsseitige Druckregelung mittels servobetriebener Klappe wird im Modell nicht berücksichtigt. Soll in weiterer Folge ein bestimmter Ausgangsdruck simuliert oder weitere Sensorboxen in das Modell aufgenommen werden, so muss eine entsprechende Druckregelung modelliert werden. Je nach Klappenstellung in der Sensorbox oder Anzahl der angeschlossenen Sensorboxen muss dann mehr oder weniger Luft über das Abluftventil mit Schwebekegel abgebaut werden, um den Systemdruck in der Anlage konstant zu halten. Da es sich hier nur um eine Modellierung zu Vergleichszwecken handelt, wird auf die Druckregelung bewusst verzichtet. Bei derartigen Anforderungen müsste das Modell dahingehend erweitert werden.

7.3. Vergleich möglicher Konzepte zur Verbesserung

In weiterer Folge wird untersucht, ob mit den Erkenntnissen aus der Modellierung und Optimierung des Verdampfer-Teils auch Rückschlüsse auf etwaige Verbesserungspotenziale des Luftkonditionierers möglich sind. Im Zuge dessen wird analysiert, inwiefern sich andere Aufbauvarianten auf die Regelgüte und den Energieverbrauch des Konditionierers auswirken. Zu diesem Zweck wird das Modell des Konditionierers an die jeweilige Aufbausituation angepasst und die resultierenden Auswirkungen gegenübergestellt.

7.3.1. aktuelles Regelungskonzept

Für den Vergleich möglicher alternativer Konzepte ist es notwendig, das System samt Reglern im geschlossenen Kreis zu simulieren. Aus diesem Grund wird im nachfolgenden Abschnitt

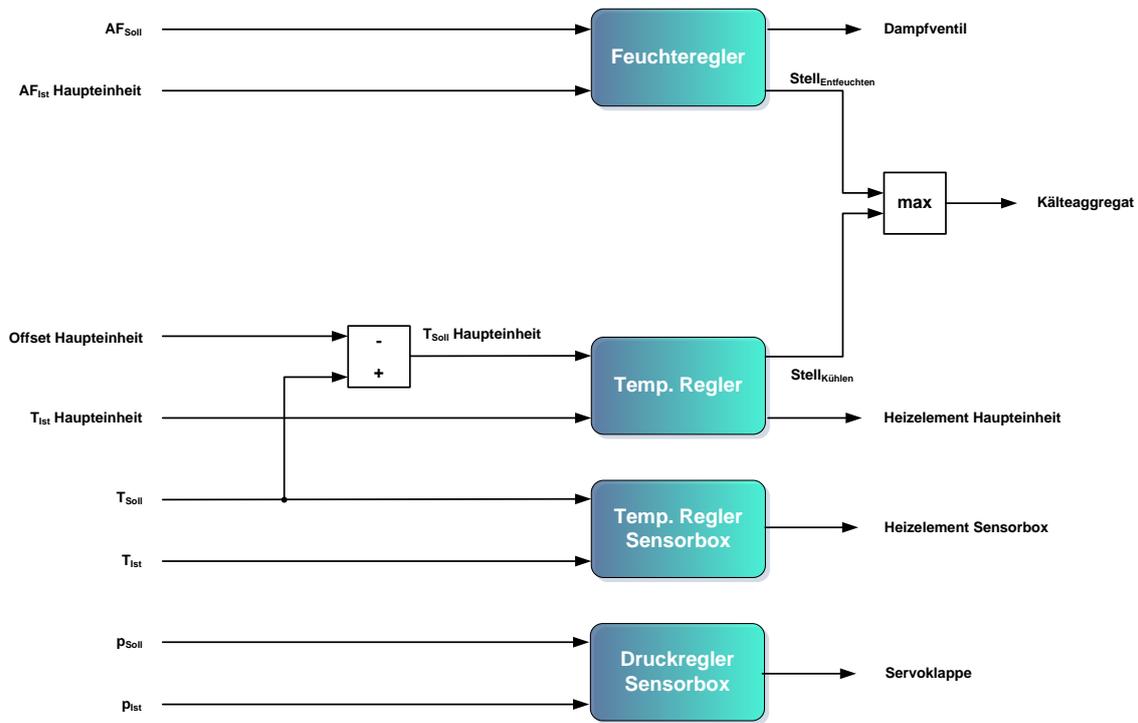


Abbildung 7.9.: aktuelles Regelungskonzept Luftkonditionierer

kurz auf das aktuell verwendete Regelungskonzept eingegangen (siehe Abbildung 7.9). Die Haupteinheit des Konditionierers versorgt die einzelnen Sensorboxen und regelt die Temperatur und Feuchte der Luft ein. Um die Verluste in den Rohrleitungen zu kompensieren und leicht variierende Temperaturniveaus an den einzelnen Abgängen vorgeben zu können, verfügen die Sensorboxen über eine Heizpatrone. Weiters sind die Sensorboxen für die Regelung des Ausgangsdruckes des jeweiligen Abgangs mittels servobetriebener Klappen zuständig. Der überschüssige Massenstrom wird über einen Schwebekegel abgeleitet. Der Systemdruck wird somit mechanisch über das Gewicht des Kegels geregelt und es stellt sich immer der gleiche konstante Druck ein. Aus den soeben dargestellten Gründen ist die Temperatur- und Feuchtevorgabe an den einzelnen Abgängen immer nur in einem gewissen Bereich möglich. Die Temperatursollwerte der einzelnen Sensorboxen dürfen also nur geringe Abweichungen aufweisen und die Feuchtesollwerte müssen konzeptionell bedingt durch die gemeinsame Befeuchtung in der Haupteinheit ohnehin für alle Abgänge gleich sein. Der Temperatursollwert der Haupteinheit ergibt sich aus dem, um einen vom Benutzer definierbaren Offset verringerten, kleinsten Sollwert der Sensorboxen. Dies ermöglicht es, durch die Heizungen in den einzelnen Sensorboxen die leicht variierenden Solltemperaturen einzustellen.

Die Konditionierung in der Haupteinheit verfügt über einen Temperaturregler, dessen Stellwert je nach Bereich auf das Heizelement und das Kältereister aufgeschaltet wird sowie einen Feuchteregler, dessen Stellwert zur Befeuchtung auf das Dampfventil und zur Entfeuchtung auf das Kältereister wirkt. Die Grundstellwerte von Kältereister und Dampfventil sind so ausgelegt, dass die Luft am Kältereister immer etwas weiter als nötig entfeuchtet wird und durch die Mindestöffnung des Dampfventils eine kontinuierliche Befeuchtung erfolgt.

Die Mindestöffnung des Dampfventils ist vor allem deswegen wichtig, um Unstetigkeiten beim Wechsel vom geschlossenen in den geöffneten Zustand bedingt durch den hohen Druck im Dampfkessel und daraus resultierende Schwingungen zu vermeiden. Jede Sensorbox hat einen Temperaturregler, dessen Stellwert dem boxinternen Heizelement zugeführt wird und ein Druckregler, der auf die servobetriebene Klappe wirkt. Durch die mechanische Realisierung der Systemdruckregelung mittels Schwebegel ist kein weiterer Regler notwendig, um den Druck in der Haupteinheit konstant zu halten.

In Abbildung 7.10 ist links der Temperatur- und rechts der Feuchteverlauf am Ausgang der Haupteinheit bei verschiedenen Sollwertsprüngen dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass es bei dem Sollwertsprung der Luftfeuchte zu einer Beeinflussung der Temperatur kommt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Feuchteregler vor dem Sprung im negativen Stellbereich betrieben wird, um die angesaugte Luft auf das Sollniveau zu entfeuchten. Durch den Sollwertsprung wechselt der Regler in den positiven Stellbereich und beginnt mit der Befeuchtung. Durch diesen Wechsel wird die Stellgröße des Kältereisters verringert und der Temperaturregler muss entsprechend reagieren, indem er die Leistung am Heizelement zurücknimmt. Insgesamt ergibt sich aber auch bei der aktuellen Regelung eine durchaus zufriedenstellende Regelcharakteristik. Insbesondere die Feuchteregelung funktioniert durch die schnelle und zudem gut dosierbare Befeuchtung mittels Dampfventil sehr gut.

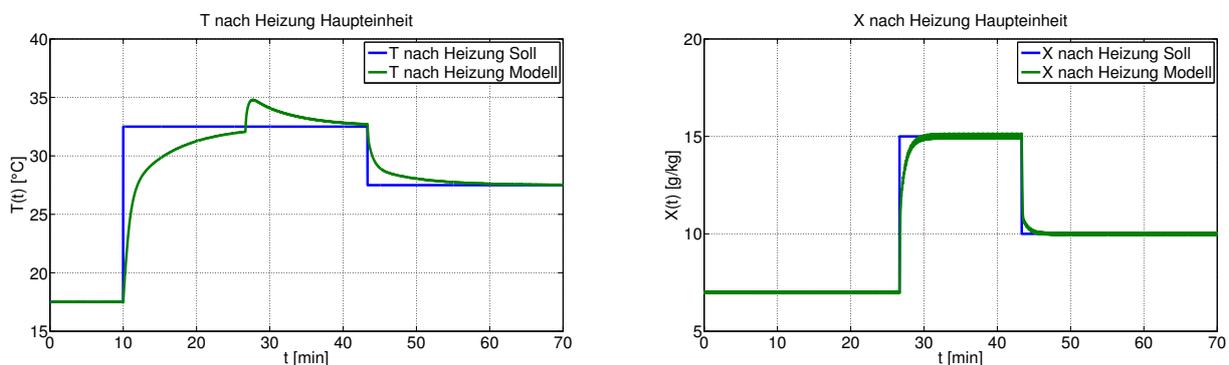


Abbildung 7.10.: aktuelle Regelung Luftkonditionierer: Temperatur und Luftfeuchte Haupteinheit

7.3.2. Anordnung 1: Befeuchtung vor Kältereister

In dieser Variante wird untersucht, wie groß die energetischen und regelungstechnischen Auswirkungen auf den Konditionierer bei einem räumlichen Tausch von Befeuchtung und Kältereister sind. Im Vorhinein kann davon ausgegangen werden, dass es zu einer energetischen Verbesserung kommen sollte, da die standardmäßige Unterfeuchtung entfallen könnte und die Feuchte bereits vorab mit dem gut regelbaren Befeuchter eingeregelt wird. Zudem kann die Luft durch die höheren Temperaturen nach den beiden Gebläsen mehr Feuchte aufnehmen. Bei hohen Temperaturen könnte das Kältereister ebenfalls mit höheren Temperaturen betrieben werden. Dies sollte insgesamt in einem niedrigeren Energieverbrauch resultieren. Die Auswirkungen auf die Regelgüte können vorerst nicht genau abgeschätzt werden und werden

erst nach erfolgter Simulation beurteilt.

Das Simulationsmodell wird dahingehend adaptiert, dass die Befeuchtung und das Kälte-
register in der Reihenfolge ihrer Anordnung vertauscht werden (siehe Abbildung 7.11). Zur

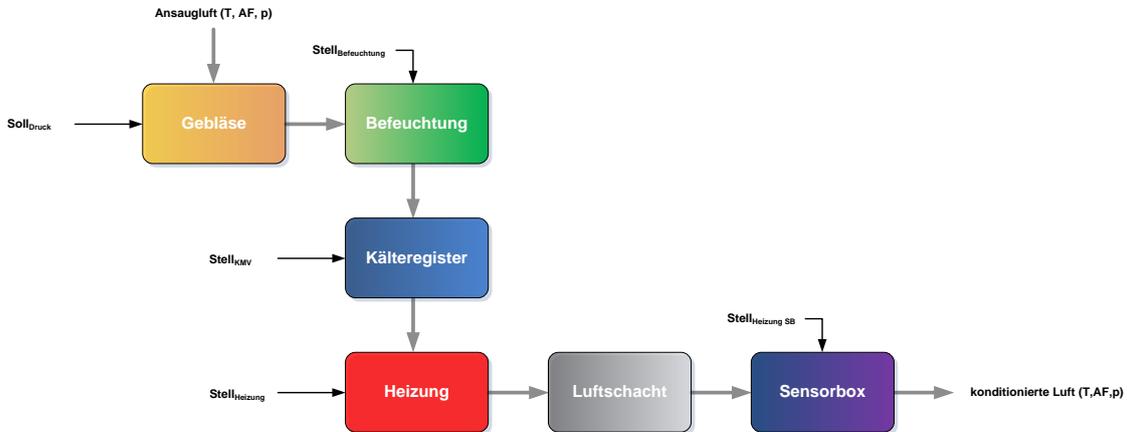
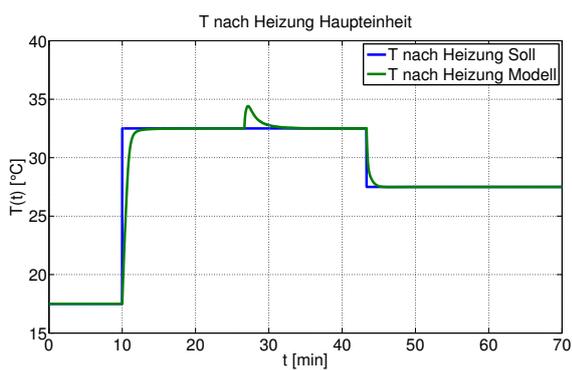
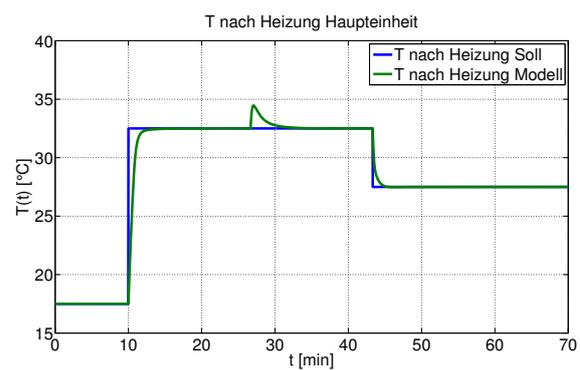


Abbildung 7.11.: Blockschaltbild des Luftkonditionierers Anordnung 1

Regelung kommen nach wie vor dieselben Regler wie im Originalaufbau (siehe Kapitel 7.3.1) zum Einsatz. Zum Vergleich der ursprünglichen mit der hier betrachteten Anordnung werden verschiedene Testfälle mit variierenden Betriebspunkten simuliert und hinsichtlich Regelverhalten, Energieverbrauch und Kondensatanfall bei der Entfeuchtung gegenübergestellt. In Abbildung 7.12 und 7.13 sind der Temperatur- und Feuchteverlauf eines derartigen Vergleichs beispielgebend abgebildet. Der Originalaufbau wird für den Vergleich mit der hier betrachteten Anordnung statt mit den aktuellen Mindeststellgrößen von 30 [Hz] für das Kälte register und 8 [%] Mindestöffnung für das Dampfventil mit einer Mindeststellgröße von 5 [Hz] für das Kälte register 0 [%] für das Dampfventil simuliert.



(a) Originalanordnung ohne Mindeststellgröße



(b) Anordnung 1 ohne Mindeststellgröße

Abbildung 7.12.: Vergleich Original mit Anordnung 1 Luftkonditionierer: Temperatur Haupteinheit

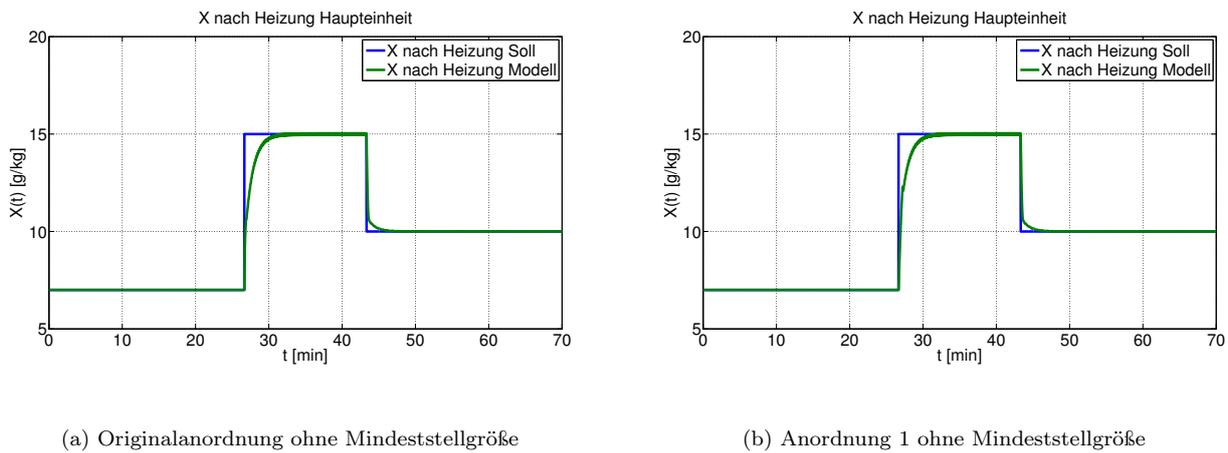


Abbildung 7.13.: Vergleich Original mit Anordnung 1 Luftkonditionierer: Luftfeuchte Haupteinheit

Wie die Ergebnisse unterstreichen, spielt die Anordnung durch die gute Regelbarkeit des Kälteregisters und der Befeuchtung aus dynamischer Sicht keine Rolle. Beide Verfahren zeigen im Betriebsbereich, für den die Anlage ausgelegt ist, dieselben Verläufe der interessierenden Größen auf. In einigen Tests außerhalb des Auslegungsbereichs wird ersichtlich, dass diese Variante durch die veränderte Anordnung im Vergleich zum originalen Aufbau bei Betriebspunkten mit maximaler Kühlung zu einer etwas geringeren Luftfeuchte am Ausgang führt. Dies ist dadurch bedingt, dass das Kälteregister nach der Befeuchtung den maximalen Feuchtegehalt durch die Kühlrippentemperatur begrenzt. Bei der nachgelagerten Befeuchtung kann die Luft trotzdem noch geringe Mengen an Feuchte aufnehmen. Damit die räumliche Anordnung der Befeuchtungseinheit vor dem Kälteregister generell möglich ist, darf die Kälteanlage über keinen bzw. nur einen sehr geringen Mindeststellwert verfügen. Bei einem zu großen Mindeststellwert wird die zuvor befeuchtete Luft beim Durchströmen des Kälteregisters wieder entfeuchtet und die Befeuchtung ist wirkungslos. Der Vorteil der Anordnung liegt aber darin, dass das Dampfventil durch die dämpfende Wirkung des nachgelagerten Kälteregisters über keine Mindestöffnung verfügen muss. Diese wäre sogar kontraproduktiv, da es in Kombination mit niedrigen Temperaturen zu einer Vereisung des Kälteregisters kommen könnte. Obwohl sich die Regelgüte und -dynamik im Vergleich zum Originalaufbau kaum ändert, bringt die Anordnung durch das Wegfallen der Mindeststellwerte deutliche energetische Vorteile (siehe Abschnitt 7.3.4) und weist zudem eine geringere Kondensatbildung auf. Hierbei ist jedoch anzumerken, dass die beiden Varianten ohne die im originalen Aufbau aus regelungstechnischer Sicht durchaus sinnvollen Mindeststellwerte, energetisch äquivalent sind. Auch die Kondensatbildung spielt bei dieser Anlage eine eher untergeordnete Rolle, da das abgegebene Kondensat ohnehin für eine erneute Befeuchtung genutzt wird. Bei Anlagen ohne eine Rückführung des Kondensats oder Auffangbehältern mit begrenzter Größe ist die Kondensatbildung nicht ganz unwesentlich.

7.3.3. Anordnung 2: Haupteinheit mit Kreislauf

Das in diesem Abschnitt untersuchte Konzept wird vom Aufbau des Verdampfer-Teils abgeleitet und weist im Gegensatz zum Originalkonzept einen geschlossenen Kreislauf über die

Konditioniereinheit auf. Im Originalkonzept wird die überschüssige konditionierte Luft über das Überdruckventil in den Sensorboxen nach außen abgeleitet. Wird beispielsweise nur eine Sensorbox betrieben, bleiben große Mengen an konditionierter Luft ungenutzt. Aus energetischer Sicht wäre es hier durchaus sinnvoll, die konditionierte Luft in der Haupteinheit des Konditionierers im Kreis zu führen und den notwendigen Vordruck vor den einzelnen Sensorboxen über eine Zuluftklappe in der Haupteinheit zu regeln. Der Druck in der Konditioniereinheit ergibt sich aus der Klappenstellung der Zuluftklappe. Um den Druck weitgehend konstant zu halten, wird über den Druckregler am Abgang der Haupteinheit ein leicht angehobener Druck gegenüber dem maximalen Solldruck am Ausgang der Sensorbox vorgegeben. Die Feinregelung des Solldrucks wird wie jetzt üblich an den Sensorboxen vorgenommen und der geringe überschüssige Massenstrom wird über den Schwebegel abgebaut. Die beiden Gebläse saugen somit, je nach notwendigem Nutz-Luftmassenstrom an den Sensorboxen, eine Mischung aus rückgeführter, überschüssiger Luft und Umgebungsluft an (siehe Abbildung 7.14). Vorab wird von einem deutlich geringeren Energieverbrauch ausgegangen, da beinahe

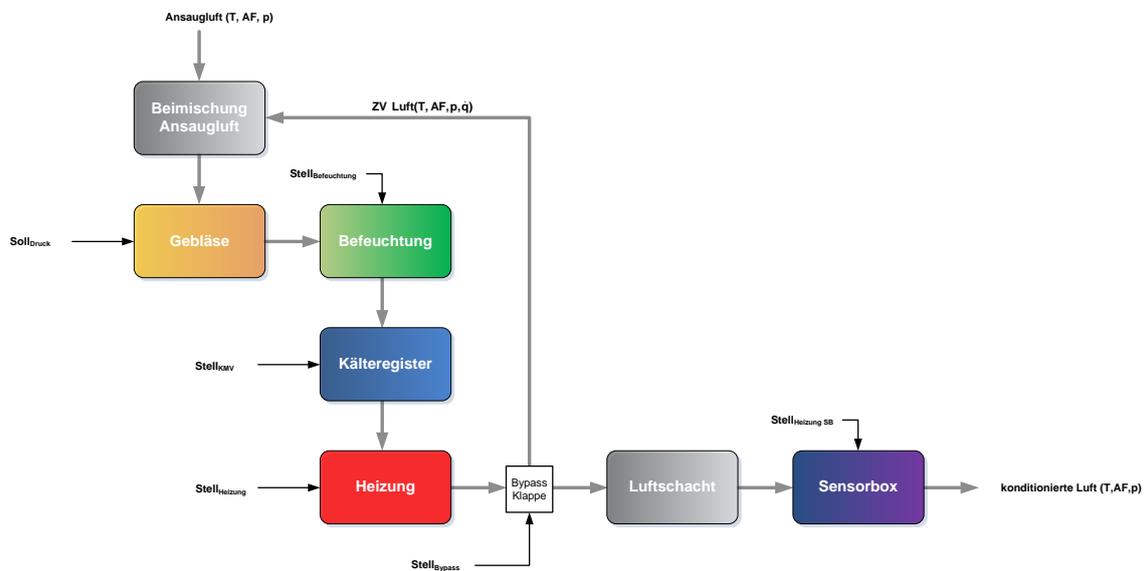


Abbildung 7.14.: Blockschaltbild des Luftkonditionierers Anordnung 2

keine konditionierte Luft ungenutzt verloren geht. Weiters sollte es durch die Rückführung der überschüssigen Luft zu einer Verbesserung der Dynamik bei Sollwertsprüngen kommen.

Zur Simulation wird wiederum das ursprüngliche Regelungskonzept (siehe Kapitel 7.3.1) verwendet. Für einen realen Betrieb der modifizierten Anlage müsste das Regelungskonzept um einen Druckregler am Bypass der Haupteinheit erweitert werden. In dieser Ausbaustufe der Simulation kann dieser aber vernachlässigt werden, da es nur um generelle Überlegungen hinsichtlich Energieeinsparung und Regeldynamik geht. In der Simulation wird also von einer idealen Druckregelung und einer näherungsweise proportionalen Aufteilung des Luftmassenstroms je nach Klappenstellung am Bypass ausgegangen.

Die Simulationen in Abbildung 7.15 zeigen den Temperatur- und Feuchteverlauf bei einer

Klappenstellung von $1/4$. In diesem Fall wird somit $1/4$ der konditionierten Luft über den Bypass im Kreis geführt. Wie erwartet kommt es zu einer leichten Verbesserung der Dynamik. Dies spiegelt sich in geringfügig schnelleren Anstiegszeiten bei den Sollwertsprüngen wider. Je größer die Sprünge ausfallen, umso deutlicher wird die Verbesserung sichtbar. Weitere Tests haben zudem gezeigt, dass durch die Rückführung der Luft und das resultierende integrierende Verhalten weitaus höhere Temperatur- und Feuchteendwerte erreicht werden können. Im hier dargestellten Verlauf der Luftfeuchte ist kurz nach Minute 10 ein leichter Anstieg zu beobachten. Dieser resultiert aus der Rückführung der konditionierten Luft. Da die rückgeführte Luft am Eingang des Verdichters um einiges wärmer ist als die Ansaugluft im originalen Aufbau, wird das Kältereister durch die durchströmende Luft rasch erwärmt und weniger Feuchte wird auskondensiert. Bis der Feuchteregler reagiert und die Stellgröße für das Kältereister erhöht, kommt es zu einer kleinen Abweichung in Verlauf der Luftfeuchte. Die Abweichung ist aber gering und von kurzer Dauer und sollte sich aus diesem Grund nicht weiter schlimm auswirken. Durch das Einführen eines eigenen Parametersatzes für den Feuchteregler zum Entfeuchten könnte die Abweichung sicher auch noch weiter reduziert werden.

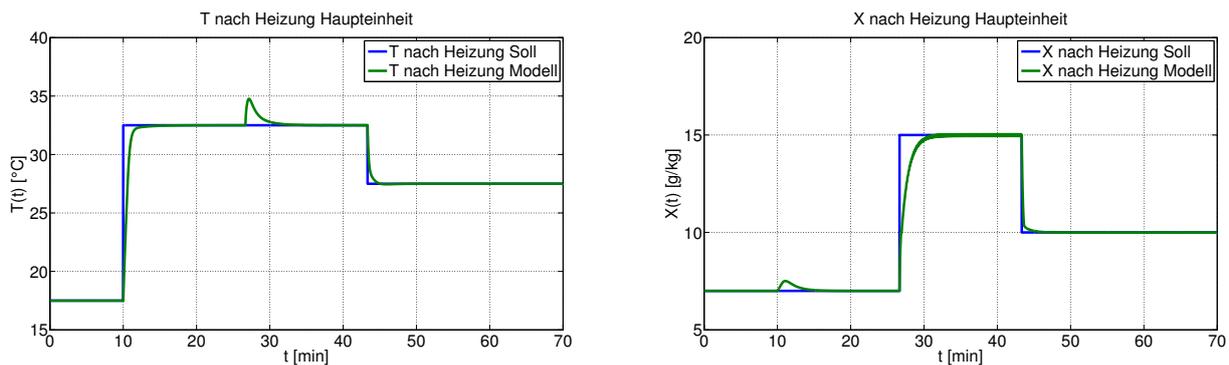


Abbildung 7.15.: Anordnung 2 Luftkonditionierer: Temperatur und Luftfeuchte Haupteinheit

Anhand der Simulationsergebnisse wird ersichtlich, dass es bei einem geringen Nutzmassenstrom am Ausgang der Sensorboxen oder teilweise inaktiven Sensorboxen zu einer deutlichen Energieeinsparung (siehe Abschnitt 7.3.4) kommt und die Regeldynamik stark verbessert wird. In wie weit sich das Konzept in der Realität bewährt, hängt wesentlich von der Dynamik der Solldruckvorgabe am Ausgang der Sensorboxen ab. Wird eine große Dynamik gefordert, eignet sich der ursprüngliche Aufbau sicherlich besser, da es über die Haupteinheit immer zu einem konstanten Volumenstrom und konstanten Druck durch den Schwebegel kommt. Bei der hier betrachteten Variante müsste die Druckregelung in der Haupteinheit laufend nachregeln, um den Druck vor den Sensorboxen anzupassen. Als direkte Folge davon ändert sich das Mischungsverhältnis von Frischluft und rückgeführter Luft am Verdichtereintritt. Weiters kommt es bei einer Druckregelung durch eine Klappe ziemlich sicher zu größeren Schwankungen des Systemdrucks als im Vergleich zur Regelung mittels Schwebegel. Wie sehr sich diese Schwankungen auswirken kann vorerst nicht genau abgeschätzt werden. Die Variante eignet sich dann, wenn der Solldruck am Ausgang weitgehend stationär ist und im

Falle von nicht verwendeten Sensorboxen zur Energieeinsparung. Die Einsetzbarkeit des hier erarbeiteten Konzepts hängt also stark vom betreffenden Anwendungsfall ab.

7.3.4. Energetische Betrachtung der einzelnen Konzepte

Zur Beurteilung der Energieeffizienz der einzelnen Konzepte werden sämtliche elektrische sowie thermische Leistungen der einzelnen Teilkomponenten berücksichtigt und während der einzelnen Simulationen laut Gl. (6.1) und (6.2) aufintegriert. Zur weiteren Gegenüberstellung der einzelnen Varianten im Sinne der Energiebetrachtung wird hier beispielhaft ein zusätzlicher Testfall betrachtet, der sich durch eine besonders hohe Ansauglufttemperatur bei hohem Feuchtegehalt und niedriger Solltemperatur bei geringer Feuchte auszeichnet. Derartige Betriebspunkte stellen jene mit maximalem Energieverbrauch dar und ermöglichen somit eine besonders gute Veranschaulichung des Einsparungspotentials. Der vorgegebene Temperatur- und Feuchteverlauf ist in Abbildung 7.16 dargestellt.

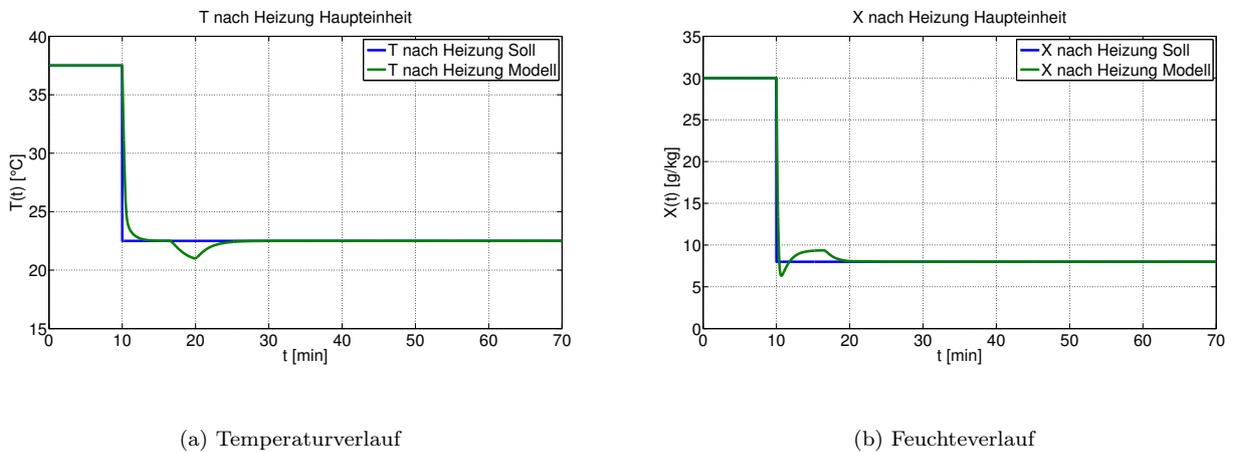


Abbildung 7.16.: Leistungsbetrachtung: Test 2

Wie in den Abbildungen 7.17 zu sehen ist, sind die Kühlleistung, die Heizleistung und die Leistung der Dampfbefeuchtung beim Originalaufbau ohne Mindeststellgrößen im Vergleich zu der Variante mit Mindeststellgrößen deutlich geringer. Dies resultiert hauptsächlich aus

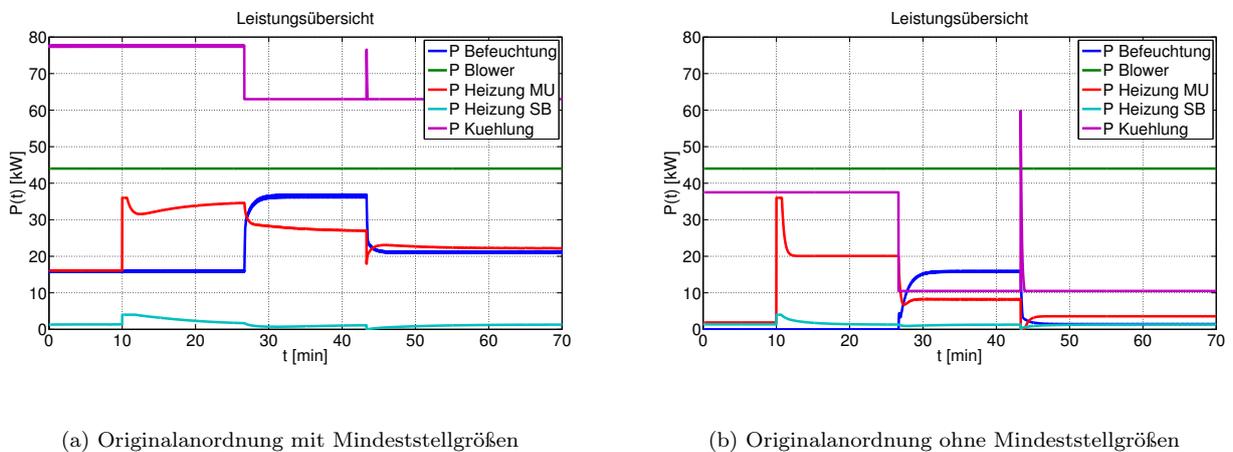
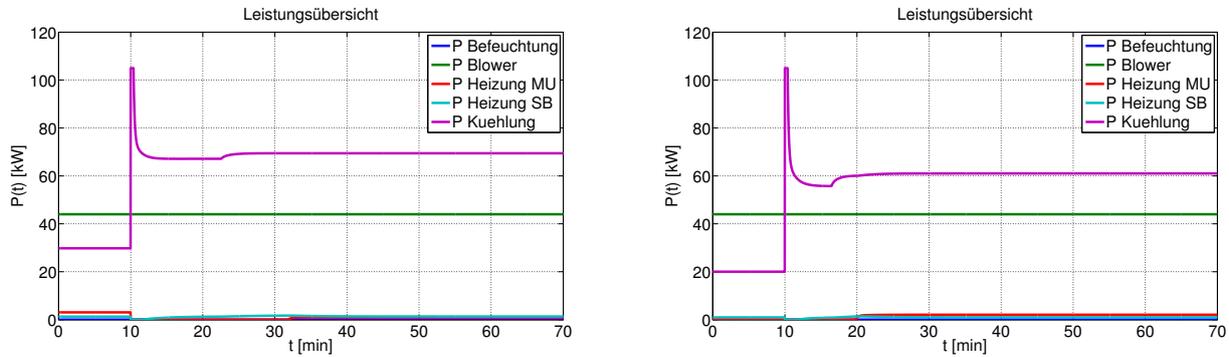


Abbildung 7.17.: Leistungsübersicht Luftkonditionierer Test 1

der Reduktion der Mindeststellgröße des Kältereigens, in Folge dessen weniger Feuchte

auskondensiert wird und weniger geheizt werden muss um die Sollwerte zu erreichen. Beim Vergleich der Leistungen der Originalanordnung mit der Anordnung 2 in Abbildung 7.18 ist gut zu erkennen, dass bei dem Sollwertsprung in Minute 10 in etwa gleiche Leistungen notwendig sind, um den vorgegebenen Endzustand zu erreichen. Im eingeschwungenen Zustand zeigt sich allerdings, dass in der Variante mit Bypass eine deutlich geringere Kühlleistung notwendig ist, um diesen zu halten.



(a) Originalanordnung ohne Mindeststellgrößen

(b) Anordnung 2 ohne Mindeststellgrößen

Abbildung 7.18.: Leistungsbetrachtung Luftkonditionierer Test 2

In Tabelle 7.1 ist der Energieverbrauch der unterschiedlichen Anordnungen für die beiden Testfälle gegenübergestellt. Die ausgewiesenen Kosten basieren auf einem Strompreis von 8 [ct/kWh].⁶ Es ist gut zu erkennen, dass es bei Verwendung von Anordnung 2 zu deutlichen

Tabelle 7.1.: Energiebilanz in [kWh] und Kosten in [EUR] für verschiedene Anordnungen Luftkonditionierer

Variante	Test 1	Energiekosten 1	Test 2	Energiekosten 2
Original o. MS. ⁷	154,15	12,33	209,01	16,72
Original m. MS. ⁸	314,58	25,17	336,90	26,95
Anordnung 1 o. MS	154,56	12,36	209,29	16,74
Anordnung 1 m. MS	199,79	15,98	243,92	19,51
Anordnung 2 KS ⁹ =0.25	150,92	12,07	192,16	15,37
Anordnung 2 KS=0.75	144.68	11,57	168,74	13,50

Energieeinsparungen kommt. Umso mehr konditionierte Luft über den Bypass rückgeführt wird, umso größer werden die erzielten Einsparungen. Wie schon in den vorangegangenen Abschnitten erwähnt, führen die originale Anordnung und Anordnung 1 ohne Mindeststellgrößen zu identen Ergebnissen. Dies bestätigt somit die vorab angestellten grundlegenden Überlegungen hinsichtlich Energieaufwand und Energieerhaltung. Tabelle 7.2 stellt den angefallenen Kondensatanfall gegenüber. Die teilweise doch recht beträchtlichen Mengen resultieren vor allem aus der starken Entfeuchtung der angesaugten Luft in Testfall 2 und der Länge des

⁶Vgl. BmWFJ, Strompreismonitor, <http://www.bmfj.gv.at/EnergieUndBergbau/Energiepreise/Seiten/MonitorStrom.aspx?Report=3>, 04.09.2012.

⁷ohne Mindeststellgröße

⁸mit Mindeststellgröße

⁹Klappenstellung

betrachteten Zeitraumes.

Tabelle 7.2.: Kondensatanfall in [l] für verschiedene Anordnungen Luftkonditionierer

Variante	Test 1	Test 2
Original o. MS.	4,87	68,78
Original m. MS.	26,96	96,55
Anordnung 1 o. MS	5,00	68,98
Anordnung 1 m. MS	23,03	91,22
Anordnung 2 KS=0.25	3,81	50,29
Anordnung 2 KS=0.75	1,70	22,46

Aus den hier präsentierten Betrachtungen wird deutlich, dass es beim Betrieb der Anlage ein nicht unbeträchtliches Optimierungs- und Einsparungspotential gibt. Schon alleine durch die Reduktion der Mindeststellgrößen könnten große Mengen an Energie eingespart werden. In wie weit eine derartige Reduktion in der Praxis wirklich möglich ist, müsste jedoch erst im Detail abgeklärt werden. Vor allem beim Originalaufbau kommt es bei einer Verkleinerung der Mindestöffnung des Dampfventils zu deutlichen Schwingungen im Feuchteverlauf durch die größeren Unstetigkeiten bei der Ansteuerung. Aus dieser Sicht wäre Anordnung 1 vorzuziehen, da hier die Schwingungen durch das nachgeschaltete Kältereister stark gedämpft werden. Dies jedoch nur unter der einschränkenden Nebenbedingung, dass das Kältereister mit einer geringen Mindeststellgröße von max. 5 [Hz] betrieben werden kann. Aus energetischer und dynamischer Sicht wäre Anordnung 2 gegenüber den anderen beiden Varianten zu favorisieren. Hier müssten jedoch die anfallenden Baukosten und die letztendlich resultierende Regelqualität bedingt durch die Druckregelung in Verbindung mit dem jeweiligen Anwendungsfall (stationärer bzw. instationärer Betrieb) gegenüber der Energieeffizienz abgewogen werden.

8. Zusammenfassung

8.1. Fazit

Durch die Modellbildung des Verdampfer-Teils und die anschließenden Simulationen mit unterschiedlichsten Reglerkonfigurationen sowie verschiedenen räumlichen Anordnungen konnten die grundlegenden Schwachstellen der aktuellen Konfiguration aufgezeigt werden. Als größte Schwachstelle ist hier vor allem die Regelung des Kältereisters durch die zwei Stellglieder Solepumpe und Mischventil zu nennen. Hierbei kommt es zu einer gegenseitigen Beeinflussung durch den Feuchte- und Temperaturregler. Durch die Änderung des Konzepts hin zu einer Regelung nur mittels Mischventil und konstanter Pumpendrehzahl werden die negativen Effekte deutlich minimiert. Ein weiterer Kritikpunkt am aktuellen Konzept ist die Konzeption von Temperatur- und Feuchteregler. Da deren positiver und negativer Stellbereich auf verschiedene Stellglieder wirkt, kommt es zu einer schlechten Regeldynamik und zudem zu einer erschwerten Regelparameterauswahl. Auch hier konnte im Rahmen des Regelungsentwurfs Abhilfe geschaffen werden. Durch die Auftrennung der beiden Regler in einen Befeuchtungsregler, Heizregler und Kältereisterregler wird die Regeldynamik stark verbessert und die zahlreichen Parameterumschaltungen können entfallen. Die separaten Regler ermöglichen es, beispielsweise bei einem Sollwertsprung deutlich früher mit dem Heizen bzw. Kühlen zu beginnen, während der gegengelagerte Regler noch seine vormalige Stellgröße reduziert. Die zusätzlich untersuchte überlagerte Feuchteregelung inkl. Störgrößenaufschaltung brachte letzten Endes die besten Ergebnisse hinsichtlich Regelgüte und Energieeffizienz und stellt somit sicherlich eine gute Wahl für eine praktische Implementierung dar. Eine noch weitergreifende, ebenfalls untersuchte Variante stellt der Einsatz einer anderen Dampf-befeuchtung dar. Diese ermöglicht es, die Feuchteregelung durch deren gute Dosierbarkeit noch weiter zu verbessern, erfordert jedoch einige Umbauten an der Anlage. Hier gilt es also, die leicht verbesserte Regelperformance gegenüber dem anfallenden Aufwand abzuwägen. Insgesamt ist es im Rahmen dieser Arbeit somit gelungen, Modelle zu erarbeiten, die die Realität sehr gut widerspiegeln und sämtliche Charakteristika gut abbilden, sowie zahlreiche regelungstechnische und konzeptionelle Verbesserungen aufzuzeigen um den Verdampfer-Teil des Prüfstands zu optimieren.

Hinsichtlich des zusätzlich betrachteten Luftkonditionierers konnten im Rahmen der Simulation variierender Anordnungen ebenfalls zahlreiche Erkenntnisse gewonnen und neue Konzepte zur Reduktion des Energiekonsums aufgezeigt werden. Je nach technischer Auslegung der verwendeten Komponenten kann entweder die derzeit verwendete Anordnung oder die Variante mit räumlich vertauschter Anordnung von Befeuchtung und Kältereister bessere

Ergebnisse erzielen. Die hierfür maßgebenden Größen stellen die Mindeststellgrößen der eingesetzten Komponenten dar. In einer letzten Betrachtung wurde ein für derartige Konditionierer gänzlich neuer Aufbau, basierend auf dem geschlossenen Kreislauf des Verdampfer-Teils, analysiert. Diese Variante brachte sehr gute Ergebnisse hinsichtlich Regeldynamik und Energieeffizienz. Die Einsetzbarkeit hängt jedoch sicher stark vom Anwendungsfall ab und bedarf vor der praktischen Umsetzung sicher noch einiger weiterer Überlegungen. Die generierten Teilmodelle können, wie auch bereits im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt, zur Optimierung oder Neukonstruktion ähnlicher Anlagen eingesetzt werden und stellen somit ein umfassendes Simulationspaket für derartige Systeme dar.

8.2. Ausblick

Für weitere Betrachtungen betreffend des Klimaanlageprüfstands könnten die anderen beiden Anlagenteile (Gaskühler-Teil und Klimakammer) sowie das Solesystem, basierend auf den gewonnenen Teilmodellen, ebenfalls modelliert werden. Durch den modularen Aufbau der Modelle und die Vorteile der zugrundeliegenden physikalischen Modellbildung sollte dies keine allzu großen Probleme aufwerfen. Das resultierende Gesamtsystem kann dann hinsichtlich gegenseitiger Verkopplung der einzelnen Anlagenteile, einerseits durch den Prüfling und andererseits durch das gemeinsame Solesystem, untersucht werden. Die aufgezeigten Regelstrategien für den Verdampfer-Teil können weitestgehend auch auf die anderen Teile übertragen und getestet werden. In weiteren Ausbaustufen können die hier vorgestellten Regelungsstrategien an der Anlage implementiert und getestet werden. Sollte die Regelung der Feuchte selbst nach diesen Änderungen noch immer nicht zufriedenstellend sein, könnte der Einsatz des ebenfalls betrachteten Dampfgenerators anstatt der aktuell verwendeten Befeuchtung zu noch besseren Resultaten führen.

A. Anhang

A.1. Mollier hx-Diagramm

Das Mollier hx-Diagramm (siehe Abbildung A.1) ist nach Richard Mollier (1863-1935) benannt und ermöglicht es, Zustandsänderungen von Luft bei bestimmtem Luftdruck grafisch darzustellen. Da die Enthalpie h und die Zustandsänderungen druckabhängig sind, ist das Diagramm immer auf einen bestimmten Druck bezogen. Durch die grafische Darstellung ist es dem Anwender leicht möglich, aus den bekannten Zuständen interessierende Größen aus dem Diagramm abzulesen. Auf der Abszisse wird die absolute Feuchte X in [g/kg] und auf der Ordinate die Temperatur in [°C] aufgetragen. Die schrägen, nach unten verlaufenden roten Geraden stellen Linien mit konstanter spezifischer Enthalpie [kJ/kg] dar. Die relative Luftfeuchte in [%] kann anhand der schwarzen Kurven abgelesen werden. Die Kurve bei 100 [%] relativer Feuchte wird auch Sättigungskennlinie genannt. Über dieser Linie befindet sich die Luft im ungesättigten Zustand, darunter wird vom sog. Nebelgebiet gesprochen. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Luft bei Erreichen der Sättigungskennlinie kondensiert und Feuchte auszuscheiden beginnt. Die zusätzlichen grünen Geraden spiegeln Linien mit konstanter Dichte [kg/m³] der Luft wider.

Ist der aktuelle Zustand durch die gegebene Feuchte und Temperatur bekannt, kann sofort die spezifische Enthalpie für den betreffenden Druck bestimmt werden. Bei einer Temperaturänderung (zB. Aufheizvorgang) bewegt man sich auf der Ordinate nach oben oder unten und kann sofort die neue spezifische Enthalpie ablesen. Das Diagramm eignet sich aber auch zur Bestimmung des resultierenden Feuchtegehalts in Folge einer Entfeuchtung oder zum Bestimmen des Resultats von Mischvorgängen.

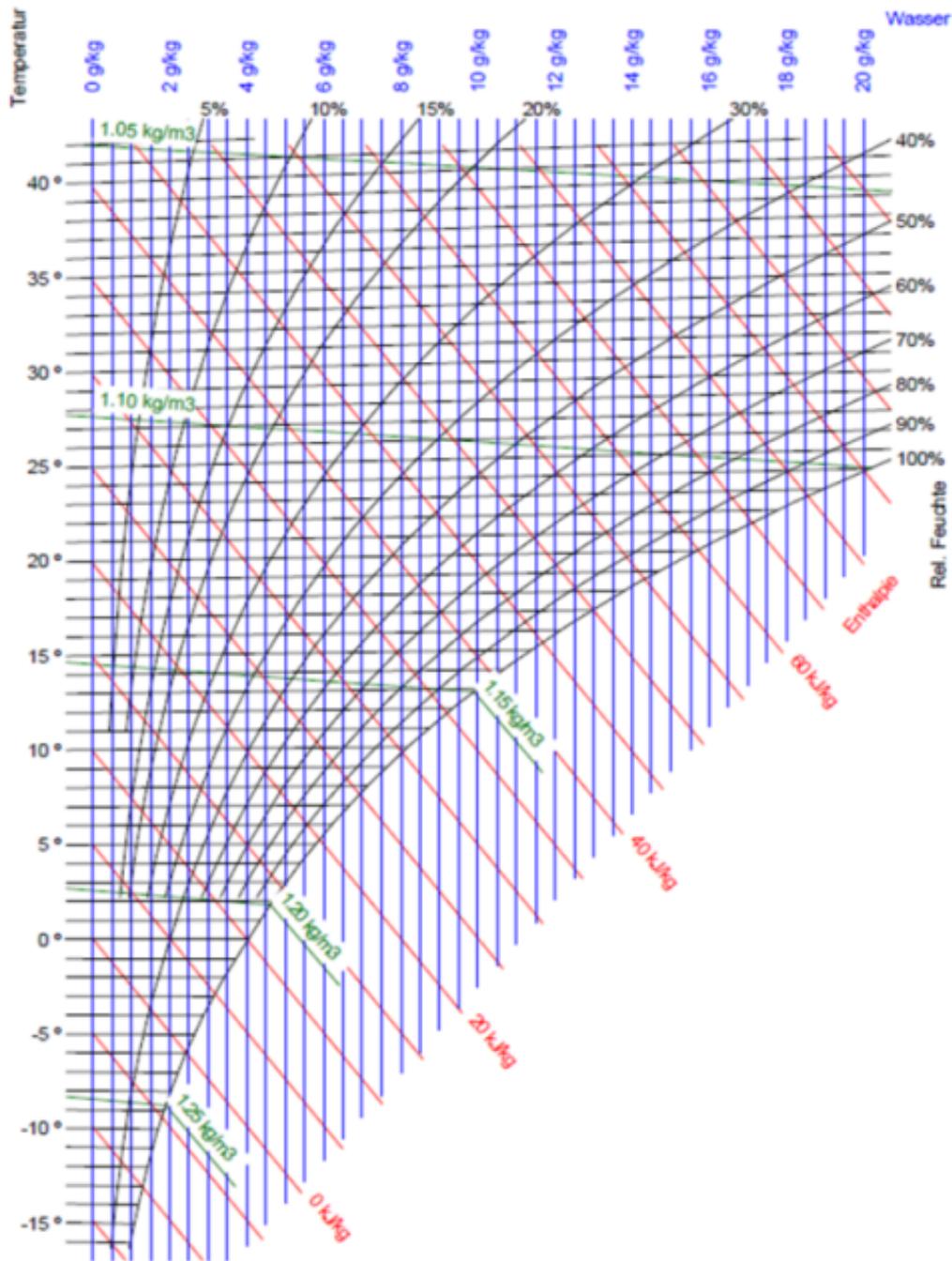


Abbildung A.1.: Mollier hx-Diagramm¹

A.2. MATLAB Funktion zum Einlesen von Messdaten

A.2.1. Einleitung

Die MATLAB-Funktion `read_measured_data()` dient zum Einlesen von Tornado²-Messdaten im ASCII-Format. Die enthaltenen Daten werden in einer Struktur im Workspace gespeichert und können somit in MATLAB in gewohnter Art und Weise weiterverwendet werden.

¹[5]

²Automatisierungssystem der Firma KS

Die Funktion erlaubt es, ASCII-Messdaten, die mittels Tornado aufgezeichnet wurden, teilweise vollautomatisiert einzulesen. Bei Verwendung der Standard-Trennzeichen wie (**TAB** und **;**) sowie der Standard-Dezimaltrennzeichen (**,** oder **.**) werden diese selbst erkannt und die Daten entsprechend eingelesen. Die Daten werden im MATLAB-Workspace in einer Struktur abgelegt. Diese enthält die Headerdaten (wenn im Messfile vorhanden) sowie alle Kanäle. Die einzelnen Kanäle stellen dann wiederum Unterstrukturen dar, die die Werte sowie etwaige Kanaleigenschaften (wie *Name*, *Einheit*, *ID*, *Beschreibung*) beinhalten. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, gewisse Kanäle vorab in einer *Cell* zu definieren und zu übergeben. Es werden dann nur die definierten Kanäle ausgelesen. Bei großen Dateien und wenig auszulesenden Kanälen kann somit eine signifikante Zeiteinsparung erzielt werden.

A.2.2. Über- und Rückgabeparameter

Beim Aufruf der Funktion können nachfolgende Parameter übergeben werden. Alle Parameter bis auf den Dateinamen sind dabei optional und müssen nur übergeben werden, wenn die Struktur der Messdatendatei von der Standardstruktur (Definition der Standardstruktur siehe Kap. A.2.5) abweicht.

Übergabeparameter :

filename	...	Dateinamen des einzulesenden Files
chnlist	...	Liste mit einzulesenden Kanälen
name	...	ZeilenNr der Namenszeile
id	...	ZeilenNr der Zeile mit der Variablen ID
unit	...	ZeilenNr der Zeile mit den Einheiten
desc	...	ZeilenNr der Zeile mit der Beschreibung
seperator	...	Trennzeichen Daten
decimal	...	Dezimaltrennzeichen
hlines	...	Anzahl der Kopfzeilen
seperator_h	...	Trennzeichen Kopfzeilen

Rückgabeparameter :

error	...	Fehlernummer (ungleich 0 wenn Fehler aufgetreten)
measurement	...	Struktur mit den eingelesenen Daten
detection	...	Struktur mit automatisch ermittelten Trennzeichen

A.2.3. Struktur der Messdatendatei

Die Messdaten liegen für gewöhnlich in folgender Form vor:

Header								
Name 1	S P H	Desc 1	S P H	Unit 1	S P H	Value 1		
...	S P H	...	S P H	...	S P H	...		
Name n	S P H	Desc n	S P H	Unit n	S P H	Value n		
Kopfdaten Kanäle								
Name 1	S P C	Name 2	S P C	Name 3	S P C	...	S P C	Name n
ID 1	S P C	ID 2	S P C	ID 3	S P C	...	S P C	ID n
Desc 1	S P C	Desc 2	S P C	Desc 3	S P C	...	S P C	Desc n
Unit 1	S P C	Unit 2	S P C	Unit 3	S P C	...	S P C	Unit n
Daten								
Chn 1	S P C	Chn 2	S P C	Chn 3	S P C	...	S P C	Chn n
Value 1		Value 1		Value 1				Value 1
:		:		:				:
Value n	Value n	Value n	Value n	Value n				

Abbildung A.2.: Aufbau der Messdatendatei

Die Daten für den Header können in Tornado frei konfiguriert werden oder je nach Einstellung ganz weggelassen werden. Auch die vier Spalten der Headerdaten können in der Konfiguration beliebig hinzugefügt und gereiht werden. Hierbei stehen *Name*, *Beschreibung*, *Einheit* und *Wert* zur Auswahl. Aus diesem Grund muss der User, falls ein Header vorhanden ist, auch die Anzahl der Headerzeilen als Parameter übergeben. Nur so kann eine korrekte Interpretation der Daten gewährleistet werden. Die Spalten können durch ein beliebiges Trennzeichen voneinander getrennt werden. Als Standardeinstellung stehen **TAB** und **;** zur Verfügung.

Die Kopfdaten der Kanäle können ebenfalls individuell zusammengestellt werden. Zur Auswahl stehen die 4 Attribute: *Name*, *ID*, *Beschreibung* und *Einheit*. Jedes dieser Attribute kann an einer beliebigen Reihenfolge eingefügt oder auch weggelassen werden. Aus diesem Grund hat der User die Möglichkeit, die Zeilennummer der jeweiligen Eigenschaft als Parameter zu übergeben. Als Trennzeichen fungiert hierbei dasselbe Trennzeichen wie bei der Trennung der einzelnen Messkanäle.

Bei den Kanälen kann als Dezimaltrennzeichen ein beliebiges Zeichen angegeben werden. Als Standardeinstellung stehen , und . zur Auswahl. Wie erwähnt, muss auch das Trennzeichen zwischen den einzelnen Kanälen angegeben werden. Hierzu stehen wiederum **TAB** und ; zur Auswahl.

A.2.4. Funktionsaufruf

Die Funktion kann direkt im MATLAB - Command Window oder in Funktionen aufgerufen werden. Je nach Aufbau des einzulesenden Files können unterschiedlich viele Übergabeparameter notwendig sein. Die nachfolgende Auflistung gibt einen Überblick über sämtliche mögliche Anwendungsfälle:

```
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename)
```

Wird nur der Name der einzulesenden Messdatendatei übergeben, so wird davon ausgegangen, dass die Struktur der Datei der Standardkonfiguration entspricht. Diese sieht eine Messdatei ohne zusätzlichen Header mit zwei Kopfzeilen (Name und ID) sowie einer Trennung der Daten mittels ; und einem , als Dezimaltrennzeichen vor. Bei dieser Konfiguration werden alle verfügbaren Kanäle geladen (nähere Infos zur Standardkonfiguration siehe Kap. A.2.5).

Tritt ein Fehler auf, so kann durch die Spezifikation weiterer Merkmale der einzulesenden Datei ein weiterer Versuch unternommen werden das File fehlerfrei einzulesen. Im Rückgabeparameter *detection* kann auch eingesehen werden, welche Trennzeichen von der Funktion für die aktuelle Auswertung verwendet wurden.

```
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist)
```

Bei dieser Konstellation wird zusätzlich eine Auflistung von den einzulesenden Kanälen mit-übergeben. Diese Auflistung wird als Cell übergeben. Alle anderen Parameter sollten wiederum der Standardstruktur entsprechen.

```
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name)
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id)
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,
                                                    unit)
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,
                                                    unit , desc)
```

Entspricht die Struktur des einzulesenden Files nicht dem Standardformat, so kann die Struktur durch die Angaben der Zeilennummern, in denen die entsprechenden Informationen enthalten sind, angepasst werden. Sind gewisse Kopfzeilen nicht vorhanden, so wird für die entsprechende Position 0 übergeben. Andernfalls wird die Zeilennummer (beginnend bei 1 = 1. Zeile im File) angegeben. Soll auf die Auswahl von bestimmten Kanälen zum Auslesen

verzichtet werden, so muss eine leere Cell übergeben werden, es werden dann alle Kanäle ausgelesen.

```
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,  
                                                    unit , desc , seperator )  
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,  
                                                    unit , desc , seperator ,  
                                                    decimal)
```

Bei abweichenden Trennzeichen können diese als Parameter übergeben werden. Soll die Funktion die jeweiligen Standardparameter verwenden, so ist der jeweilige Übergabeparameter auf 0 zu setzen. Ist der erste Einleseversuch nicht erfolgreich, so führt die Angabe der spezifischen Trennzeichen meist zum Erfolg.

```
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,  
                                                    unit , desc , seperator ,  
                                                    decimal , hlines )  
[error , measurement , detection]=read_measured_data(filename , chnlist , name , id ,  
                                                    unit , desc , seperator ,  
                                                    decimal , hlines , seperator_h)
```

In der Standardkonfiguration kommt kein zusätzlicher Header vor. Ist dieser in den Messdaten enthalten, so müssen die Parameter *hlines* zur Spezifikation der Anzahl an Header-Lines und *seperator_h* zur Spezifikation des Trennzeichens für den Header angegeben werden. Wird der Parameter *seperator_h* nicht angegeben oder wird der Wert 0 übergeben, so versucht die Funktion selbst das richtige Trennzeichen zu finden. Es werden allerdings nur **TAB** und ; automatisch erkannt. Bei abweichendem Trennzeichen muss dieses übergeben werden.

Es ist anzumerken, dass grundsätzlich nur numerische Kanäle eingelesen werden können. Sind im einzulesenden Messfile Textdaten vorhanden, so werden die entsprechenden Kanäle ignoriert. Die ignorierten Kanäle werden in der entsprechenden Warnung und dem Rückgabeparameter *error* ausgegeben.

A.2.5. Standardkonfiguration

Um das Einlesen von häufig vorkommenden Messdatenformaten zu vereinfachen und die Anzahl an notwendigen Übergabeparametern zu verringern, wurde die Standardeinstellung für das Einlesen von Messdaten wie folgt gewählt:

- kein Header
- Kopfdaten = (Name, ID)
- Dezimaltrennzeichen = ,
- Trennzeichen = TAB

Liegt eine andere Konfiguration der Messdaten vor, so kann die Funktion durch die Übergabe der zusätzlichen Parameter leicht an die geforderte Struktur angepasst werden.

A.2.6. Weiterverarbeitung eingelesener Daten

Aufbau der Ausgabestruktur

Nach dem Einlesen stehen die Daten in Form einer Struktur im MATLAB-Workspace zur Verfügung (siehe Abbildung A.3).

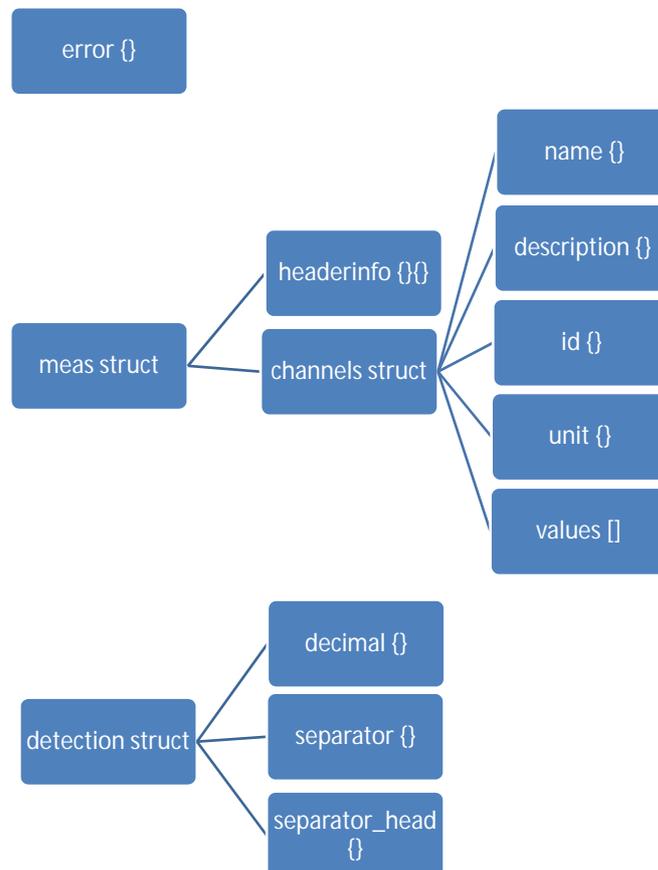


Abbildung A.3.: Aufbau der Ausgabestruktur

Zugriff auf die Ausgabestruktur

Auf die Daten kann wie folgt zugegriffen werden:

```
measurement.headerinfos
measurement.channels.[CHNName].values
measurement.channels.[CHNName].unit
measurement.channels.[CHNName].description
measurement.channels.[CHNName].id
```

Im Fall dass keine Parameter mit Trennzeichen übergeben wurden, ermittelt die Funktion die Trennzeichen selbst. (Hierbei kann die Funktion aber nur eine Unterscheidung zwischen den Standardparametern treffen.) Die somit ermittelten Parameter können in der Ausgabestruktur *detection* eingesehen werden.

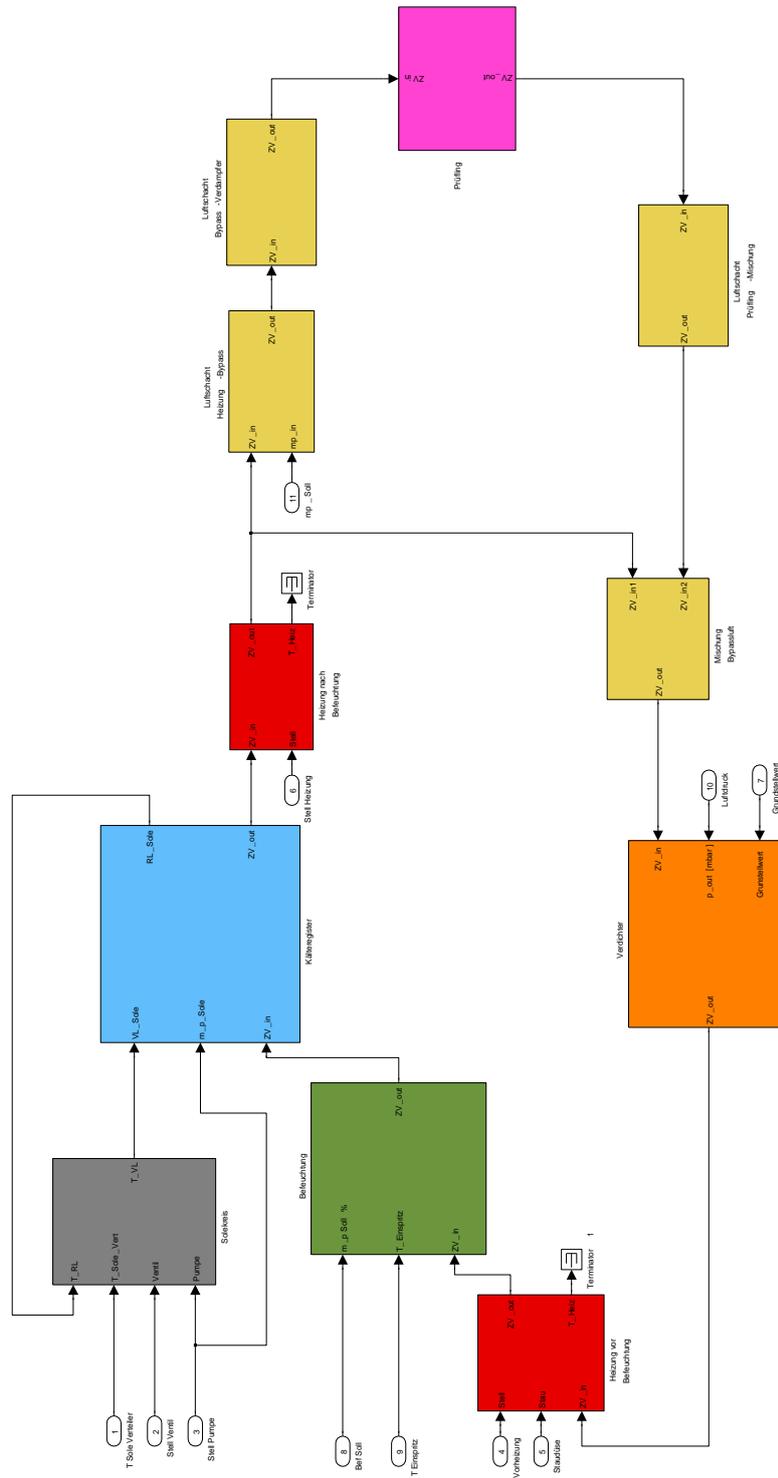
A.2.7. Fehlercodes

Wenn die Daten fehlerfrei geladen werden können, ist der zurückgegebene Fehler = 0. Andernfalls wird zwischen folgenden Fehlercodes unterschieden:

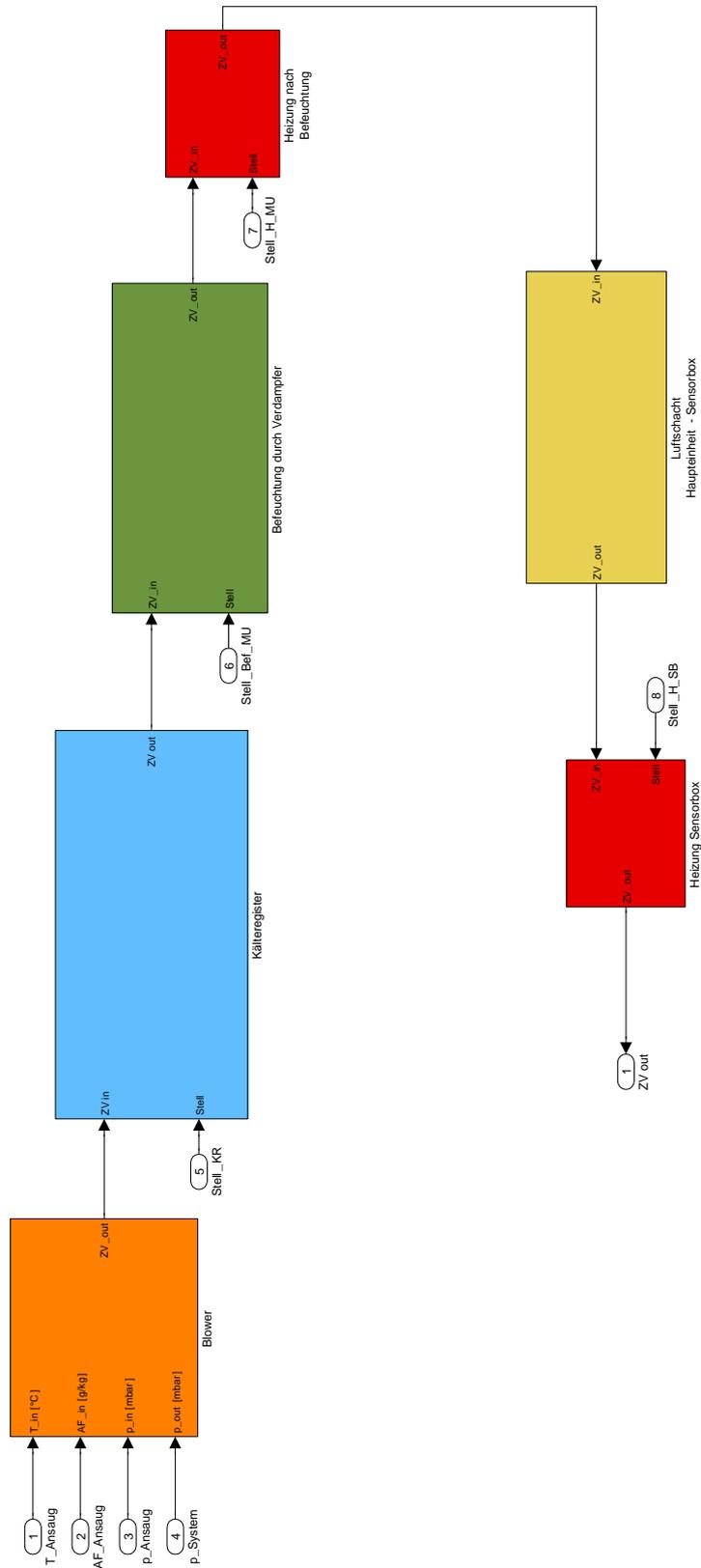
```
error = 1 ... Das angegebene File konnte nicht gefunden werden!
error = 2 ... Es konnte kein Trennzeichen für den Header gefunden werden!
error = 3 ... Es konnte kein Trennzeichen für die Daten gefunden werden!
error = 4 ... Es konnte kein Dezimaltrennzeichen gefunden werden!
```

Zusätzlich zur Rückgabe des entsprechenden Fehlercodes wird auch eine Warnung in Form eines Dialoges angezeigt.

A.3. Koppelplan Verdampfer-Teil



A.4. Koppelplan Luftkonditionierer



Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR, Hans D. ; KABELAC, Stephan: *Thermodynamik: Grundlagen Und Technische Anwendungen*. 13. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 2006
- [2] BAUER, Robert: *Modellbildung und modellbasierte Regelungsstrategien am Beispiel einer Biomasse-Feuerungsanlage. Habilitationsschrift*. Graz : TU Graz, 2009
- [3] BAUER, Robert ; GÖLLES, Markus ; BRUNNER, Thomas ; DOURDOUMAS, Nicolaos ; OBERNBERGER, Ingwald: Modellierung des dynamischen Verhaltens der Wärmeübertragung in einem Rauchrohr-Wärmeübertrager. In: *Automatisierungstechnik* 56 (2008), Nr. 10, S. 513–520
- [4] BERTIES, Werner: *Übungsbeispiele aus der Wärmelehre*. 20. Auflage. München : Fachbuchverlag Leipzig, 2003
- [5] DOLDER, Ingenieurbüro: *h, x-Diagramme für verschiedene Standorthöhen / Luftdruckwerte (pdf-Download)*. http://www.dolder-ing.ch/wissen/Lueftung-Klima/h-x-diagramm/Mollier_h-x-diagramm_pdf-vorlagen-dowload.htm. Version: 2012, Abruf: 05.09.2012
- [6] DOURDOUMAS, Nicolaos ; HORN, Martin: *Regelungstechnik, Rechnerunterstützter Entwurf zeitkontinuierlicher und zeitdiskreter Regelkreise*. München : Paerson Studium Verlag, 2004
- [7] FISCHER, Karl F.: *Taschenbuch der technischen Formeln*. 3. Auflage. München Wien : Hanser Verlag, 2005
- [8] FPZ, S.p.A.: *SEITENKANAL - VERDICHTER SCL K07 / K08 / K09 / K10 / K11 / K12*. <http://www.fpz.com/pdf/SN1819-10.pdf>. Version: 2007, Abruf: 05.09.2012
- [9] GABERNIG, Heinz: *Energie- und Klimatechnik*. Wien : Bohmann Fachbuch, 2000
- [10] HAHNE, Erich: *Technische Thermodynamik, Einführung und Anwendung*. 5. Auflage. München : Oldenbourg Verlag, 2010
- [11] HANUS, R. ; KINNAERT, M. ; HENROTTE, J.-L.: Conditioning Technique, a General Anti-windup and Bumpless Transfer Method. In: *Automatica* 23 (1987), Nr. 6, S. 729–739
- [12] HERBIG, Heinz: *Wärmeübertragung A-Z, Systematische und ausführliche Erläuterungen wichtiger Größen und Konzepte*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2000

- [13] ILK, Dresden: *ILK-hx-Dia (Software zur Erstellung von Prozessen im Mollier-h,x-Diagramm)*. <http://www.ilkdresden.de/hxdia>. Version: 2000, Abruf: 14.08.2012
- [14] KNAPP, Michael: *CoolPage Geschichte der Kältetechnik*. http://www.coolpage4u.de/geschichte1_0.htm. Version: 2000, Abruf: 14.08.2012
- [15] REIFENSERVICE, Wasner: *Klimaanlage*. <http://www.reifenwasner.de/info/klimaanlage.htm>. Version: 2012, Abruf: 05.07.2012
- [16] ROSS, Hans: *Hydraulik der Wasserheizung*. 5. Auflage. München : Oldenbourg Verlag, 2002
- [17] SCHRAMEK, Ernst R.: *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 07/08*. München : Oldenbourg Industieverlag, 2007
- [18] SIEMENS, Building-Tenchnologies: *Stetige Regelventile mit Magnetantrieb, PN 16 MVF461H*. https://hit.sbt.siemens.com/HIT/fs_global.aspx?RC=DE&lang=de&TITLE=Stetige-Regelventile-mit-Magnetantrieb\%2c-PN16\%2c-mit-Flanschanschluss\&ACTION=ShowProduct\&KEY=BPZ:MVF461H.. \&MODULE=Catalog. Version: 2010, Abruf: 05.09.2012
- [19] SIEMENS-SCHWEIZ, AG: *Das h,x-Diagramm Aufbau und Anwendung*. https://www.cee.siemens.com/web/austria/de/industry/bt/support/Documents/grdldoku_091899de.pdf. Version: 2009, Abruf: 10.08.2012