Universität Mannheim
Technische Informatik
Lehrstuhl für Automation
Prof. Dr. sc. techn. Essameddin Badreddin

“Modellbildung und Regelung eines Brine-Heaters auf Basis von hybriden Systemen”

Diplomarbeit

vorgelegt von

Matthias Fertig
Matrikel-Nummer: 0758669

Durchgeführt am
Lehrstuhl für Automation,
Universität Mannheim

Betreuung:
Prof. Dr. sc. techn. Essameddin Badreddin
Dr.-Ing. Adrian Gambier

Mannheim, 23. Juni 2001

Matthias Fertig

Meerwasserentsalzung, Mehrstufenentspannungsverdampfung

Modellierung und Regelung eines Brine Heaters auf Basis von hybriden Automaten

Ich versichere, daß ich diese Diplomarbeit selbstständig verfaßt
und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

Mannheim, 23. Juni 2001

Kurzfassung

Ziel

Ziel dieser Arbeit ist es, das Modell eines Brine Heaters einer Multi-Stage-Flash Meerwasserentsalzungsanlage zu erstellen und die Regelung der Top Brine Temperature in vier Arbeitspunkten mit stoßfreier Umschaltung zu ermöglichen. Als übergeordnete Struktur zur Koordinierung der Arbeitspunktwechsels kommt ein hybrider Automat zum Einsatz. Die Implementierung erfolgt in Matlab© und Simulink©.

Abstract

This work deals with dynamic modellingand control of a brine heater. The model is based on thermodynamic laws. Discrete events are treated by using a hybrid structure, which accommodates the differential equations according to the current requirements. The nonlinear model of the brine-heater consists of 5 differential equations for mass and energy balance. It is controlled by PID-controllers in 4 setpoints. The control parameters are calculated with the step-approach of Ziegler-Nichols. A hybrid automaton changes the parameters according to the Min-Switch strategy, presented in [14], and facilitates the bumpless transfer among the setpoints. Two different methods are presented to achieve the parameter change. The first changes the parameter in the steady state, the second during the transient phase, if a setpoint change is detected. The setpoint change is detected by a fuzzy classifier in combination with the Lyapunov Theory and the Min Switch Strategy. Finally a simulation scenario is implemented to generate the reference values of the plant with respect to the sea water temperature. The non-modelled parts of a MSF desalination plant are substituted by PT2-systems, to aviod steps at the inputs of the brine-heater model and to make the simulation more realistic. A graphical user interface provides facilities for simulation and analysis services. The software package was inplemented in Matlab© and Simulink©.

Aufbau

Die im Text eingebundenen Info-Kästen beinhalten Hintergrundinformationen zu den im Kontext behandelten Themen.

In **Kapitel 1** wird ein Überblick über die traditionellen, am häufigsten eingesetzten Entsalzungsverfahren gegeben und die grundlegende Problematik der Wasserversorgung beschrieben. Stellvertretend für die zwei vorgestellten Verfahren wird jeweils eine konkrete Anlagenform genauer betrachtet und der Verbreitungsgrad kurz dargestellt. Anschließend werden Gründe für die Verwendung eines Modells genannt sowie grundlegende Gedankengänge und Vorgehensweisen bei der Modellbildung aufgezeigt. In diesem Zusammenhang wird das "Decomposition und Coordination" Verfahren erläutert und am Beispiel einer MSF-Anlage angewendet. Die Einleitung endet mit der Beschreibung des Brine Heaters, seiner Regelschleifen und einer schematischen Darstellung der thermodynamischen Teilsysteme.

Kapitel 2 beginnt mit der Beschreibung der für die Modellierung notwendigen thermodynamischen Grundlagen. Alle notwendigen Gleichungen und Grundsätze werden erläutert und in Beziehung zueinander gesetzt, um eine theoretische Grundlage zu schaffen, auf der ein korrektes Modell entworfen und validiert werden kann.

In **Kapitel 3** werden die zu den Arbeitspunkten zugehörigen Parameter für den PID-Regler nach der Sprungmethode von Ziegler-Nichols berechnet. Anhand von Simulationsergebnissen werden die Vorteile der Ziegler-Nichols Parameter und der Verwendung von Anti-Integration Windup Strategien verdeutlicht.

Kapitel 4 behandelt die stoßfreie Parameterumschaltung in den Arbeitspunkten und erläutert die Entwicklung eines dafür zuständigen hybriden Automaten. Außerdem wird das Problem der Arbeitspunktdetektion behandelt und durch die Stabilitätstheorie nach Ljapunow in Verbindung mit der Min-Switch-Strategie gelöst. Dazu wird ein Fuzzy-Klassifikator implementiert, der anhand der normierten Ljapunow-Funktionen den Arbeitspunkt ermittelt. Es werden zwei Methoden zur Umschaltung der Parameter beschrieben und implementiert.

Kapitel 5 beschäftigt sich mit der Generation der Referenzwerte in Abhängigkeit der Meerwassertemperatur. Dazu wird ein Szenariogenerator auf Basis der Fuzzy-Theorie implementiert. Nachdem alle Teilsysteme auf ihre Funktion getestet sind, werden sie zu einem Gesamtsystem fusioniert. Das Ergebnis dieser Arbeit ist ein Brine-Heater Modell, welches unter Verwendung von hybriden Strukturen geregelt wird. Ein grafisches Interface ermöglicht eine Vielzahl von Variationsmöglichkeiten hinsichtlich der Wahl der Regel- und Systemparameter.

In **Kapitel 6** werden die Funktionen des grafischen Interfaces beschrieben.

Anmerkungen

Um Mehrdeutigkeiten oder Unklarheiten zu vermeiden, werden in der Literatur übliche englische Ausdrücke nicht ins Deutsche übersetzt.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung V

1. Einführung 3
1.1 Problematik der Wasserversorgung 3
1.2 Arten von Meerwasserentsalzung 5
1.2.1 Thermale Verfahren 5
1.2.2 Mehrstufige Enspannungsverdampfung (Multi-Stage Flash) . 8
1.2.3 Membranverfahren 10
1.2.4 Umkehrosmose (Reverse Osmosis) 10
1.2.5 Verbreitungsgrad der Multi-Stage-Flash (MSF) Entsalzungsanlagen 12
1.2.6 Verbreitungsgrad der Reverse-Osmosis (RO) Entsalzungsanlagen 12
1.3 Motivation für die Modellbildung 13
1.4 Decomposition und Coordination 14
1.5 Decomposition einer MSF-Entsalzungsanlage 15
1.6 Die mathematische Beschreibung 17
1.6.1 Der Freiheitsgrad 17
1.6.2 Freiheitsgrade einer MSF-Anlage 18
1.6.3 Wahl der Prozeßveränderlichen 18
1.6.4 Ansätze für die mathematische Formulierung 19
1.7 'Coordination' einer MSF-Entsalzungsanlage 19
1.8 Der Brine Heater 21

2. Modellbildung und Verifikation 25
2.1 Grundlagen der Thermodynamik 25
2.1.1 Der Temperaturbegriff 25
2.1.2 Das thermische Gleichgewicht 26
2.1.3 Die thermischen Zustandsgleichungen 26
2.1.4 Thermodynamische Systeme 26
2.1.5 Zustandsgrößen 27
2.1.6 Thermodynamische Prozesse 28
2.1.7 Der Wärmebegriff 28

2.1.8 Der Wärmeübergang 30
2.1.9 Kondensation an einer Rohrwand 30
2.1.10 Konvektiver Wärmeübergang und Ähnlichkeitstheorie 31
2.1.11 Kalorische Zustandsgleichungen und spezifische Wärmekapazitäten 32
2.2 Thermodynamische Teilsysteme des Brine Heaters 34
2.2.1 Das dampfseitige Teilsystem 34
2.2.2 Die Rohrwand 35
2.2.3 Das brineseitige Teilsystem 35
2.3 Aufgaben des Modells und vereinfachende Annahmen 35
2.3.1 Aufgaben des Modells 36
2.3.2 Vereinfachende Annahmen 36
2.4 Systemparameter und Identifikation der Prozeßveränderlichen 38
2.4.1 Systemparameter 38
2.4.2 Prozeßveränderliche 39
2.5 Energie- und Massebilanzgleichungen 42
2.5.1 Dampfseitiges Teilsystem 42
2.5.2 Brineseitiges Teilsystem 43
2.6 Differentialgleichungen und Algebraische Gleichungen 44
2.7 Bestimmung des Freiheitsgrades 46
2.8 Systemparameter, Zustandsgrößen und Wärmeübergangskoeffizienten 47
2.8.1 Wärmeübergangskoeffizient (konvektiver Übergang) 47
2.8.2 Wärmeübergangskoeffizient (Kondensation) 50
2.9 Hybride Struktur des Modells 52
2.9.1 Diskrete Ereignisse und Singularitäten 52
2.9.2 Modifikationen des dynamischen Modells durch diskrete Ereignisse 53
2.10 Gültigkeitsbereiche der Zustandswerte 55
2.11 Systemparameter - Stellgrößenbeschränkung 57
2.12 Die 4 Arbeitspunkte 58
2.13 Implementierung des Modells 60
2.14 Modellvalidierung 62
2.14.1 dynamisches Verhalten 62
2.14.2 statisches Verhalten unter Regelung der TBT 66
2.15 Modellansätze aus der Literatur 66
2.15.1 Dynamische Modelle ohne verteilte Parameter 67
2.15.2 Dynamische Modelle auf Basis von partiellen Differentialgleichungen 68

3. Regelung und Arbeitspunkte 69
3.1 Regelung 69
3.2 Linearisierung in 4 Arbeitspunkten 71
3.2.1 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 1 73

3.2.2 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 2 74
3.2.3 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 3 75
3.2.4 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 4 76
3.3 Validierung der linearen Modelle 77
3.4 Regelparameter und Sprungantworten 78
3.5 Implementierung 82
3.6 Simulationsergebnisse 84
3.6.1 Szenario 84
3.6.2 Auswertung 84

4. Parameterwechsel und hybride Automaten 91
4.1 Hintergrund und Motivation 91
4.1.1 Parametervergleich für Arbeitspunkt 1 92
4.1.2 Parametervergleich für Arbeitspunkt 2 93
4.1.3 Parametervergleich für Arbeitspunkt 3 94
4.1.4 Parametervergleich für Arbeitspunkt 4 95
4.2 Detektion des Arbeitspunktwechsels 96
4.2.1 Stabilitätstheorie nach Ljapunow 96
4.2.2 Die “Min Switch Strategie” 98
4.2.3 Realisierung der Arbeitspunktdetektion 99
4.2.4 Implementierung der Arbeitspunktdetektion durch einen Fuzzy-Klassifikator 99
4.2.5 Simulation des Fuzzy-Klassifikators 104
4.2.6 Ergebnis 104
4.3 Parameterwechsel durch hybriden Automaten 105
4.3.1 Zeitpunkt des Parameterwechsels 105
4.3.2 Die stoßfreie Umschaltung 105
4.3.3 Methoden der stoßfreien Umschaltung 106
4.3.4 Realisierung durch hybriden Automaten 108
4.4 Simulation der Parameterumschaltung 110
4.4.1 Das Simulationsszenario 110
4.4.2 Vergleich der Methoden 110
4.5 Abbildungen und Simulationsergebnisse 112

5. Der Szenariogenerator 121
5.1 Hintergrund und Motivation 121
5.1.1 Realisierung des Szenariogenerator 122
5.1.2 Simulation 123
5.2 Synthese der Teilsysteme 125
5.2.1 Nichtlineares Brine-Heater Modell 125
5.2.2 PID-Regler 125
5.2.3 Arbeitspunktklassifikator und hybrider Automat 125
5.2.4 Szenariogenerator 125
5.3 Erweiterbarkeit des Systems 126
5.3.1 Verdampferkammern 126

5.3.2 Desuperheater 126
5.4 Simulation des Gesamtsystems 126

6. Das Grafische Interface 127
6.1 Das “Brine-Heater”-Fenster 127
6.2 Das “Linearize”-Fenster 129
6.2.1 Berechnung des stationären Zustandes des nichtlinearen Modells 129
6.2.2 Linearisierung des Modells 130
6.3 Das “Assign-Setpoint”-Fenster 131

7. Zusammenfassung und Ausblick 133
7.1 Hintergrund 133
7.2 Ziel 133
7.3 Modellbildung 133
7.4 Regelung 134
7.5 Parameterumschaltung 135
7.6 grafisches Interface 135
7.7 Schlußwort 135

Literaturverzeichnis 137

Anhang A 139

Abbildungsverzeichnis

1.1 Prinzip der Meerwasserentsalzung 4
1.2 Prinzip der thermalen Verfahren 6
1.3 Druckabhängigkeit des Siedepunktes 7
1.4 Kesselsteinablagerungen 7
1.5 schematische Darstellung einer MSF-Entsalzungsanlage (Quelle: USAID) 9
1.6 Elektrodialyse vs. Umkehrosmose 10
1.7 schematische Darstellung einer Umkehrosmose-Entsalzungsanlage 11
1.8 Decomposition einer Multi-Stage-Flash Entsalzungsanlage 15
1.9 Al-Taweelah, Abu Dhabi (Quelle: Italimpianti) 16
1.10 Schritte der Modellbildung 20
1.11 schematische Darstellung des Brine Heaters 23

2.1 Top-Down Zerlegung des Brine Heaters 38
2.2 Erweitertes Schema des Brine Heaters 42
2.3 nichtdeterministischer endlicher hybrider Automat (NFHA) für die Modellierung des Brine Heaters 54
2.4 Blockdiagramm des Brine-Heater Modells 61
2.5 Integration des Modells in das Gesamtsystem 61
2.6 Gesamtsystem (file: THEMODEL.mdl) 61
2.7 Test 0704: Reduktion der Brineflußrate und die daraus resultierende Änderung der TBT (Technical Report LPT-1999-29). 63
2.8 Reduktion der Brineflußrate. 63
2.9 Resultierende Änderung der TBT 63
2.10 Test 0504a: Erhöhung der Dampfflußrate und die daraus resultierende Änderung der TBT (Technical Report LPT-1999-29). 64
2.11 Erhöhung der Dampfflußrate. 64
2.12 Resultierende Änderung der TBT 64
2.13 Geregelte TBT von UANE Unit 6. 65
2.14 Geregelte TBT des hier erstellten Modells. 65

3.1 TBT-Regelung 69
3.2 Lc-Regelung 69
3.3 Schematische Darstellung der Schwingung des Kesseldrucks um den Maximaldruck 71
3.4 nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 1 73

3.5 lineares Modell in Arbeitspunkt 1 73
3.6 nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 2 74
3.7 lineares Modell in Arbeitspunkt 2 74
3.8 nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 3 75
3.9 lineares Modell in Arbeitspunkt 3 75
3.10 nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 4 76
3.11 lineares Modell in Arbeitspunkt 4 76
3.12 Sprungantwort: Arbeitspunkt 1 79
3.13 Sprungantwort: Arbeitspunkt 2 80
3.14 Sprungantwort: Arbeitspunkt 3 81
3.15 Sprungantwort: Arbeitspunkt 4 82
3.16 Blockdiagramm des PID-Reglers (siehe Anhang A) 83
3.17 PID-Regler 83
3.18 Integration des nichtlinearen Modells in das Gesamtsystem 84
3.19 Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 1 86
3.20 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1 86
3.21 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop 86
3.22 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop, $K_b = 0.99$ 86
3.23 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop, $K_b = 1.01$ 86
3.24 Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 2 87
3.25 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2 87
3.26 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop 87
3.27 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop, $K_b = 0.99$ 87
3.28 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop, $K_b = 1.01$ 87
3.29 Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 3 88
3.30 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3 88
3.31 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop 88
3.32 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop, $K_b = 0.99$ 88
3.33 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop, $K_b = 1.01$ 88
3.34 Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 4 89
3.35 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4 89
3.36 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop 89
3.37 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop, $K_b = 0.99$ 89
3.38 Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop, $K_b = 1.01$ 89

4.1 Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1 92
4.2 Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4 92

4.3 Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3 92
4.4 Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2 92
4.5 Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2 93
4.6 Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4 93
4.7 Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3 93
4.8 Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1 93
4.9 Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3 94
4.10 Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4 94
4.11 Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2 94
4.12 Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1 94
4.13 Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4 95
4.14 Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3 95
4.15 Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2 95
4.16 Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1 95
4.17 Implementierung der Ljapunow-Funktion V_1 100
4.18 Normierung der Ljapunow-Funktionen 100
4.19 Zugehörigkeitsfunktion des linguistischen Eingangsvariable V_1^{norm} 101
4.20 Regelbasis des Arbeitspunkt-Klassifikators 101
4.21 Problematik der dynamischen Prioritätenvergabe des Arbeitspunktklassifikators 103
4.22 Testumgebung für den Arbeitspunktklassifikator 104
4.23 Ventilmodell mit linearer Kennlinie und PT2-Verzögerungsglied 105
4.24 Zeitpunkt(e) des Parameterwechsels nach Methode 1 106
4.25 Zeitpunkt(e) des Parameterwechsels nach Methode 2 107
4.26 integrierter Fehler bei Methode 1 111
4.27 integrierter Fehler bei Methode 2 111
4.28 hybrider Automat zur Parameterumschaltung Teil 1 112
4.29 hybrider Automat zur Parameterumschaltung Teil 2 113
4.30 Parameterwechsel nach Methode 1 - Simulation Teil 1 114
4.31 Parameterwechsel nach Methode 2 - Simulation Teil 1 114
4.32 Parameterwechsel nach Methode 1 - Simulation Teil 2 115
4.33 Parameterwechsel nach Methode 2 - Simulation Teil 2 115
4.34 Parameterwechsel nach Methode 1 - Simulation Teil 3 116
4.35 Parameterwechsel nach Methode 2 - Simulation Teil 3 116
4.36 Parameterwechsel nach Methode 1 - Simulation Teil 4 116
4.37 Parameterwechsel nach Methode 2 - Simulation Teil 4 116
4.38 Parameterwechsel ohne stoßfreie Umschaltung 117
4.39 Parameterwechsel nach Methode 1 118
4.40 Parameterwechsel nach Methode 2 119

5.1 Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen des Eingangs T_{Sea} 123
5.2 Szenariogenerator - Implementierung ins Gesamtsystem 124
5.3 Simulationsergebnisse des Szenariogenerators 124

6.1 Das grafische Interface 127

6.2 Linearisierung des Modells 129
6.3 Definition neuer Arbeitspunkte 131

Tabellenverzeichnis

2.1 Regel-, Stellgrößen und Reduktion des Freiheitsgrades 47
2.2 Vergleich der statischen Zustände $(^*)$ 66

3.1 Vergleich der stationären Zustände des nichtlinearen Modells mit den linearisierten Modellen in den Arbeitspunkten. 78

4.1 integrierte Fehler bei der Regelung 102
4.2 Simulationsergebnisse des Arbeitspunktdetektors 104

1. Einführung

1.1 Problematik der Wasserversorgung

Ohne Wasser ist kein Leben möglich. Ob auf der Erde oder auf jedem anderen Planeten, das Leben ist bedingungslos an das ausreichende Vorkommen von Wasser gebunden. Mit steigender Weltbevölkerung, Umweltbelastung und sich ändernden klimatischen Verhältnissen wird es in naher Zukunft immer häufiger Regionen geben, die unter akutem Wassermangel leiden. Durch die globale Erwärmung wird eine Temperaturerhöhung um fünf Grad Celsius, einhergehend mit einen Niederschlagsrückgang um 15% im Sommer erwartet. Einerseits wird eine größere Menge Wasser verdampfen, andererseits wird dem Ökosystem weniger Feuchte zugeführt. Für den Winter wird eine Niederschlagszunahme um den Faktor zwei erwartet. Dies bedeutet Überflutungs- und Lavinengefahr. Durch die Versiegelung der Böden kann der Niederschlag nicht ins Grundwasser gelangen, sondern wird durch Flüsse und Bäche ins Meer befördert und die Grundwasserreserven werden nicht hinreichend aufgefüllt. Die Versorgung mit Süßwasser kann deshalb ohne unterstützende Maßnahmen auf lange Sicht nicht gesichert werden. Mit steigender Knappheit und Nachfrage wird Wasser zum wertvollen Handelsgut werden. In den Wüstenregionen ist Trinkwasser seither das kostbarste Gut und mit fortschreitender Desertifikation wird der Wert des Wassers für immer größere Teile der Weltbevölkerung steigen und diese werden auf die Herstellung von Süßwasser angewiesen sein.

Im Jahre 1995 betrug die Weltbevölkerung 5.7 Milliarden Menschen. Zu diesem Zeitpunkt waren drei Prozent von akutem Wassermangel bedroht. Bis 2050 wird die Weltbevölkerung auf ungefähr 9.4 Milliarden Menschen angewachsen sein. Der an Wassermangel leidende Bevölkerungsanteil wird bis dahin auf 18 Prozent geschätzt [10]. Insbesondere in den wirtschaftlich schwachen Dritte-Welt- und Schwellenländer wird Wasser, wenn es das nicht schon ist, zum strategischen Gut für Politik und Wirtschaft werden, welches über Krieg oder Frieden zu entscheiden vermag. Doch auch in wirtschaftlich starken und politisch stabilen Ländern spielt die Herstellung von Süßwasser für die Industrie heute schon eine große Rolle. Dort werden Brack- und Abwässer aufbereitet und als Kühlwasser für Fabrikanlagen verwendet. Auch in der chemischen Industrie werden derartige Anlagen zur Abwasserreinigung eingesetzt.

Ein weiterer Anwendungsbereich für die Süßwasserherstellung liegt bei großen Kreuzfahrt- und Kriegsschiffen. Um autark von externer Wasserversorgung zu sein und keine großen Mengen Wasser mitführen zu müssen werden auf solchen Schiffen Meerwasserentsalzungsanlagen eingesetzt.

Dies macht die Herstellung von Süßwasser zu einer herausfordernden und lebenswichtigen Aufgabe für die Zukunft, die mit steigender Wasserknappheit politische und wirtschaftliche Entscheidungen lenkt und ein Ländergrenzen überschreitender Machtfaktor werden wird. Der vorhandene und entstehende Wettbewerb wird von der wirtschaftlichsten Technologie dominiert.

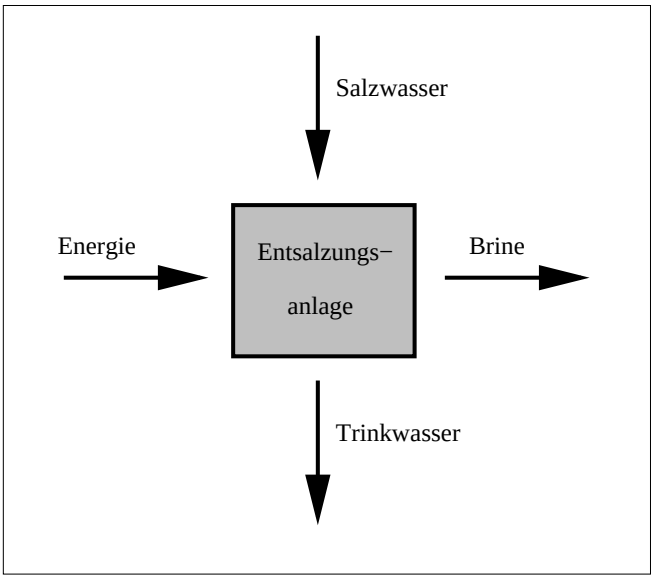


Abb. 1.1. Prinzip der Meerwasserentsalzung

1.2 Arten von Meerwasserentsalzung

> MEERWASSERENTSALZUNG
>
> Der Begriff Meerwasserentsalzung beschreibt den Vorgang der Trennung von Meerwasser in einen Teil Flüssigkeit mit hoher Konzentration an gelösten Salzen und einen Teil Flüssigkeit mit niedriger Konzentration an gelösten Salzen unter Verwendung von Energie. Der Anteil mit niedrige Konzentration gilt dann als trinkbares Süßwasser, wenn der Salzgehalt unter 1000 Milligramm pro Liter liegt.

Die beiden bedeutendsten Verfahren der Meerwasserentsalzung sind die **thermalen Verfahren** und die **Membranverfahren**. Stellvertretend für die beiden Verfahren werden hauptsächlich "Multi-Stage-Flash-" (Mehrstufige Enstpannungsverdampfung) und "Reverse-Osmosis-" (Umkehrosmose) Anlagen eingesetzt. Andere Verfahren wie "Multi-Effect", "Electrodialysis", "Vapour-Compression" oder "Solar" sind mit 14 Prozent akkumuliertem Anteil an allen existierenden Entsalzungsanlagen nur von vergleichsweise geringer Bedeutung. Mit zunehmender alternativer Energiegewinnung und abnehmenden Ölressourcen ist in nicht allzu langer Zeit eine Zunahme dieser Entsalzungsverfahren zu erwarten. Die Menge aller installierten Entsalzungsanlagen verteilt sich auf etwa 100 Länder, von denen 10 etwa 75 Prozent der Gesamtkapazität besitzen. Diese Staaten liegen vorwiegend im Mittleren Osten und in Nordafrika. Saudi Arabien belegt mit 24 Prozent den ersten Platz in der Kapazitätsrangliste, gefolgt von Amerika mit 16 Prozent[4].

1.2.1 Thermale Verfahren

Bei den thermalen Verfahren der Meerwasserentsalzung werden prinzipiell die gleichen Effekte genutzt, die in der Erdatmosphäre ablaufen. Meerwasser verdampft und lagert sich an Aerosolen in höheren, kühleren Luftschichten als kondensierte Flüssigkeit an. In diesen Luftschichten ist der atmosphärische Druck geringer, was ein absinken der Sättigungstemperatur bewirkt und somit die Kondensation begünstigt. Alle im Meerwasser gelösten Feststoffe bleiben zurück. Diese Konvektionsströme bilden Wolken aus, die ab einem bestimmten Sättigungspunkt abregnen. Regnen die Wolken über Landmassen ab, so werden sie während des Absickerns ins Grundwasser mit Mineralien angereichert (Abb. 1.2). Dieses Prinzip der Verdampfung und anschließender Kondensation unter veränderten Druckverhältnissen nutzt auch die thermale Entsalzung. Die Ausbringungsmenge ist dabei proportional zur erzeugten Dampfmenge.

Bei der industriellen Herstellung von Süßwasser ist es nicht möglich eine Fläche für die Verdampfung bereitzustellen, die der Fläche der Meere auch nur annähernd entspricht. Um die Dampfmenge zu erhöhen wird das Salzwasser erwärmt. Wenn der Siedepunkt erreicht ist, so kommt es bei weiterer Energiezufuhr zur Verdampfung. Da der Siedepunkt des Salzwassers vom Umgebungsdruck abhängt, kann

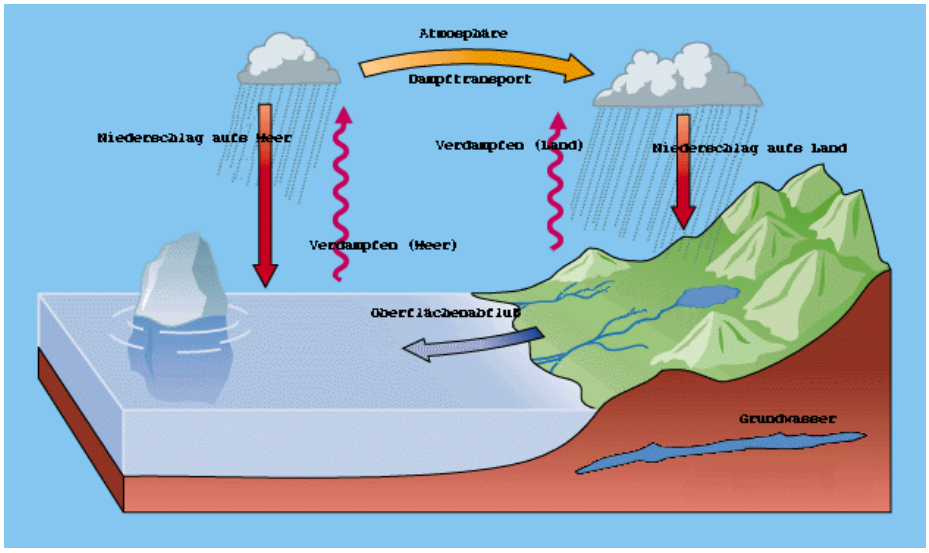


Abb. 1.2. Prinzip der thermalen Verfahren

dieser Vorgang durch Änderung des Druckes wiederholt werden (siehe Abb. 1.3). Die Verdampfung ist somit an die geeignete Kombination von Temperatur (Sättigungstemperatur) und Druck (Sättigungsdruck) gebunden. Es gibt jedoch noch einen weiteren Effekt der beim Verdampfen eine Rolle spielt. Führt man siedendem Wasser in einem adiabaten System (kein Energieaustausch mit der Umgebung) keine externe Energie (Wärme, nullter Hauptsatz der Thermodynamik) zu, so hört das Wasser nach kurzer Zeit auf zu sieden. Dem System wurde durch das Sieden Energie entzogen. Diese Energie wird als Verdampfungswärme (engl.: heat of vaporization) bezeichnet. Um Wasser permanent zu verdampfen, ist also entweder eine konstante Energiezufuhr in Höhe der Verdampfungswärme notwendig, oder wie bereits erwähnt eine Reduktion des Umgebungsdrucks, was eine Reduktion des Siedepunktes bzw. der Sättigungstemperatur zur Folge hat und die Temperatur des Fluids dann bis zu dieser absinkt. Dies geht mit einer Verdampfung (Multi-Stage-**Flash**) einher. Die Effizienz dieses Vorganges erhöht sich, je mehr Dampf pro eingesetzte Energieeinheit erzeugt werden kann. Bei den thermalen Verfahren wird die Dampfmenge erhöht, indem mehrere aufeinanderfolgende Verdampfungskammern hintereinandergeschaltet werden. Jede dieser Kammern hat einen spezifischen Umgebungsdruck, der niedriger ist als in der voherigen Kammer (**Multi-Stage**-Flash). Um keinen Druckausgleich zwischen benachbarten Kammern zu erhalten, müssen die Kammern durch Regelung der Füllstände ständig voneinander getrennt sein. Die Druckreduktion kann so weit getrieben werden, daß im Extremfall Siede- und Gefrierpunkt zusammenfallen.

Da ab einer bestimmten Temperatur vermehrt Feststoffe aus Salzwasser ausgelöst werden, stellt die Bildung von Kesselstein (engl.: scaling) bei allen thermalen Verfahren ein Problem dar (Abb. 1.4). Bei Temperaturen über 115°C wird vermehrt

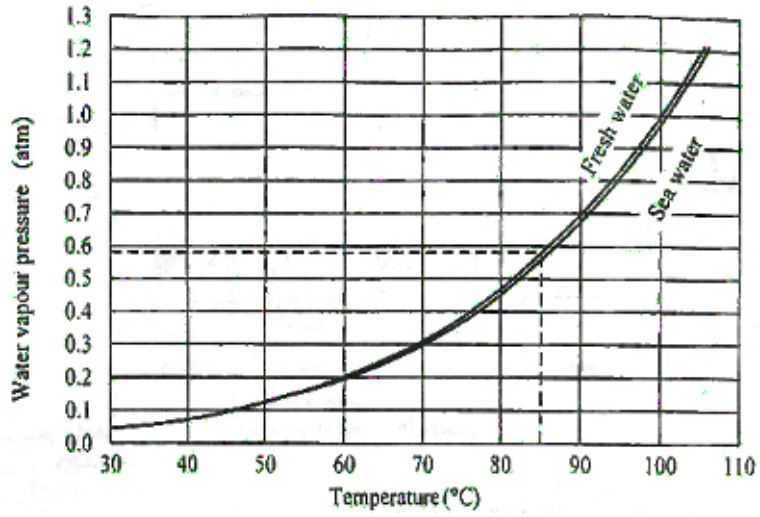


Abb. 1.3. Druckabhängigkeit des Siedepunktes

Kalziumsulfat ($CaSO_4$) aus dem Salzwasser ausgelöst. Dieses setzt sich in den Rohren fest, vermindert die Wärmeleitfähigkeit der Rohre und erhöht die mechanische Belastung. Möglichkeiten der Kesselsteinbildung entgegenzuwirken sind die Kontrolle des Salzgehaltes der Salzlake (Sole, engl.: brine), die Begrenzung der maximalen Temperatur **(Top Brine Temperature, TBT)** und den Zusatz von chemischen Additiven. Der Zusatz von Additiven hat den zusätzlichen Vorteil, daß die zulässige TBT nach oben verschoben wird und dadurch die Anzahl der Verdampfungskammern erhöht werden kann, da ein größeres Temperaturgefälle zur Verfügung steht. Dennoch kann die Bildung von Kesselstein nicht gänzlich verhindert werden. Deshalb wird bei Multi-Stage-Flash Entsalzungsanlagen in regelmäßigen Zeitabständen ein sogenanntes “on-line ball cleaning system” eingesetzt. Dabei werden speziell für die Entfernung von Kesselstein entwickelte Kunststoffbälle durch die Rohre gepresst und die Ablagerungen mechanisch entfernt.

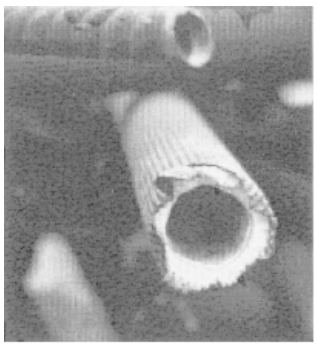


Abb. 1.4. Kesselsteinablagerungen

1.2.2 Mehrstufige Enspannungsverdampfung (Multi-Stage Flash)

Die mehrstufige Entspannungsverdampfung zählt zu den thermalen Entsalzungsverfahren. Grundsätzlich wird zwischen Verfahren mit einfachem Wasserkreislauf, den sogenannten **“MSF-OT-Anlagen”** (OT - Once Through), und Verfahren mit Salzwasserkreislauf, den sogenannten **“MSF-R-Anlagen”** (R - Recirculation), unterschieden. Once-Through-Anlagen sind energetisch vergleichsweise ineffizient, da das Speisewasser nur einmal durch die Verdampferkammern geleitet und danach sofort ins Meer zurückgepumpt wird. Dadurch geht ein großer Teil der zur Erwärmung aufgewendeten Energie verloren. Doch diese Art der Meerwasserentsalzung hat auch einige Vorteile. Zum einen ist die erforderliche Oberfläche für den Wärmeübergang kleiner, da der Siedepunkt durch den geringeren Salzgehalt der Salzlake in den Verdampferkammern absinkt. Andererseits ist die Installation einer MSF-OT-Anlage nicht so kostenaufwendig wie die einer MSF-R-Anlage. Dies bedeutet geringere Instandhaltungs- und Wartungskosten. Darum wird dieser Anlagentyp wohl nicht gänzlich von den MSF-R-Anlagen vom Markt verdrängt werden.

Bei MSF-R-Anlagen zirkuliert die erwärmte Salzlake und wird mit frischem Speisewasser gemischt, damit möglichst wenig Wärmeenergie verloren geht. Solche Anlagen werden im Allgemeinen in die heat-rejection section, heat-recovery section und den brine heater funktional unterteilt. Über die **“heat-rejection section”** gelangt Meerwasser durch Rohre, die durch die Verdampferkammern der heat-rejection section führen, in die Anlage. Dadurch wird das Meerwasser erwärmt und im ersten primären Kreislauf auf die gewünschte Temperatur gebracht, bevor es als sogenannter **“make-up flow”** der letzten Verdampferkammer der heat-rejection section zugeführt wird. Der make-up flow vermischt sich mit dem brine der letzten Kammer und wird als sogenannter **“brine recycle flow”** durch die Kammern der heat-recovery section gepumpt (Abb. 1.5 auf der nächsten Seite). Dabei wird der Brine durch den erzeugten Dampf erwärmt und durchläuft nachdem er die erste Kammer passiert hat den brine heater. Der **“brine heater”** erhitzt den brine auf die maximal zulässige Temperatur, die sogenannte **“top brine temperature (TBT)”**. Mit dieser Temperatur fließt der brine in die erste Verdampferkammer. In dieser herrscht ein Umgebungsdruck, der so gewählt ist, daß der zugehörige Siedepunkt unter der TBT liegt. Dadurch kommt es zu einer Verdampfung und die Brinetemperatur sinkt auf die Sättigungstemperatur. In der nächsten Kammer herrscht ein geringerer Umgebungsdruck und es kommt zu einer erneuten Ausdampfung. So wird in jeder Verdampferkammer der heat-recovery section Dampf erzeugt, der sich an den Rohren niederschlägt, in denen der Brine von der heat-rejection section durch die heat-recovery section zum Brine Heater fließt und somit als Kühlmittel der Rohre dient (Abb. 1.5 auf der nächsten Seite). Der Brine fließt nun bis in die letzte Kammer der heat-rejection section, wo er erneut mit dem make-up flow gemischt wird und der Kreislauf von neuem beginnt. Durch diese Anordnung bleibt möglichst viel Wärmeenergie erhalten. Bei den Once-Through Verfahren wird der nach der Verdampfung übriggebliebene Brine als sogenannter **“blowdown”** direkt ins Meer zurückgeleitet.

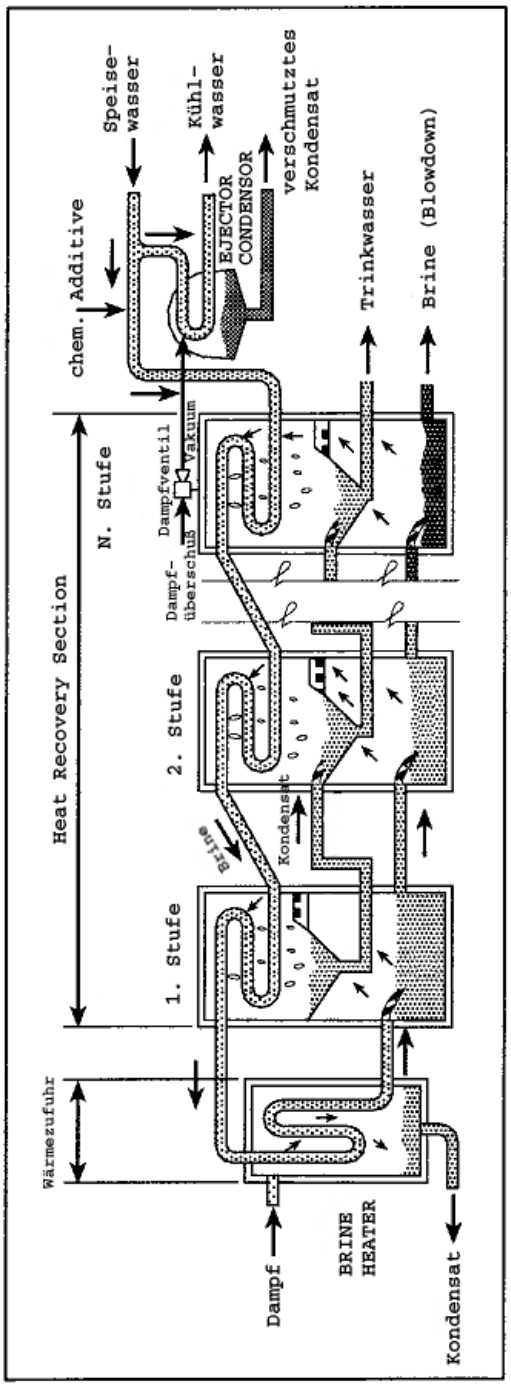


Abb. 1.5. schematische Darstellung einer MSF-Entsalzungsanlage (Quelle: USAID)

1.2.3 Membranverfahren

OSMOSE

Mit Osmose bezeichnet man den einseitig gerichteten Durchdringungsvorgang (Diffusionsvorgang) durch eine semipermeable (halbdurchlässig) Membran. Dieser Vorgang vollzieht sich zwischen Gasen und Lösungen unterschiedlicher Konzentration. Die stärker konzentrierte Lösung zieht die schwächer konzentrierte Lösung an, wobei sich die Konzentrationsunterschiede ausgleichen. Der Stofftransport in pflanzlichen und tierischen Zellen beruht hauptsächlich auf diesem Vorgang.

Bei den Membranverfahren nutzt man das Prinzip der Osmose. Dabei wird die osmotische Eigenschaft einer speziell für die Entsalzung hergestellten Membran ausgenutzt, um das Speisewasser mit hohem Salzgehalt in Süßwasser und Abwasser zu trennen. Prinzipiell arbeiten sowohl Umkehrosmose- als auch Elektrodialyseanlagen nach diesem Verfahren. Es gibt jedoch den Unterschied, daß bei Elektrodialyseanlagen die Salzlake mittels elektrischer Spannung durch die Membran gezogen wird und das Süßwasser zurückbleibt, während bei Umkehrosmoseanlagen das Süßwasser unter Einsatz von Hochdruck durch die Membran gepresst wird und die Salzlake zurückbleibt (Abb. 1.6). Diese Prinzipien sind seit der Jahrhundertwende bekannt, werden aber erst in den letzten 30 bis 40 Jahren kommerziell eingesetzt.

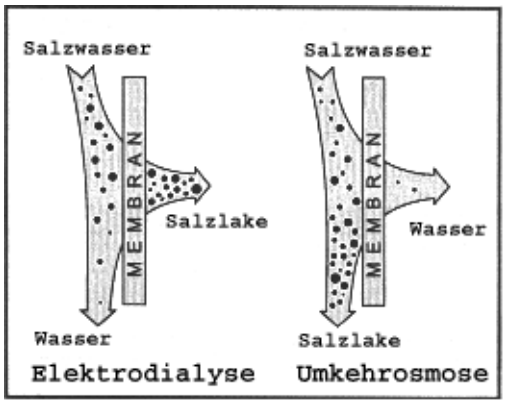


Abb. 1.6. Elektrodialyse vs. Umkehrosmose [4]

1.2.4 Umkehrosmose (Reverse Osmosis)

Umkehrosmoseanlagen gehören zu den nach dem Membranverfahren arbeitenden Anlagen. Sie werden seit den siebziger Jahren kommerziell eingesetzt. Dieser Anlagentyp zeichnet sich unter anderem dadurch aus, daß keine Energie zum Erhitzen

oder Phasenwechsel (Aggregatzustand) der Flüssigkeiten benötigt wird, um Süßwasser zu erzeugen. Sattdessen kommt eine spezielle Membran zu Einsatz, durch die das zu entsalzende Speisewasser unter Verwendung von Hochdruck gepresst wird. Dieser Vorgang verbraucht den größten Teil an Energie, der für die Entsalzung nach dem Membranverfahren benötigt wird. Wie bereits erwähnt bleibt die restliche Salzlake vor der Membran zurück. Diese Salzlake wird mit steigender Salzkonzentration zu einem Problem, denn der osmotische Druck ist proportional zur Konzentrationsdifferenz der Flüssigkeiten. Dieser sich erhöhende osmotische Druck stellt eine steigende mechanische Belastung der Membran dar, die im Extremfall zur Zerstörung der Membran führt. Abhängig vom Membrantyp, des Drucks und der Salzkonzentration wird die erforderliche Menge Salzlake abgepumpt. Umkehrosmoseanlagen lassen sich in Vorverarbeitungsstufe ("Pre-Treatment"), Druckpumpe ("Pressure Pump"), Membraneinheit und Nachbearbeitungsstufe ("Post-Treatment") funktional zerlegen (Abb. 1.7). Beim **"Pre-Treatment"** wird das Speisewasser für die Separation durch die Membran vorbereitet. Dabei wird der Salzgehalt beeinflußt, eine grobe Filterung vorgenommen und durch Zusatz von Chemikalien von Mikroorganismen bereinigt und der PH-Wert angepasst. In der **"Pressure pump"** wird der für den Osmoseprozeß nötige Durck von 15 bis 25 Bar für Brackwasser und 54-80 Bar für Meerwasser erzeugt. Mit diesem Druck wird das zu entsalzende Wasser gegen die **Membran** gepresst. Der Osmosevorgang findet in einem seperaten Behälter statt und ist im Hinblick auf die Entsalzungseigenschaften keineswegs perfekt. Bis heute ist es nicht gelungen eine Membran zu entwickeln, die eine ideale Entsalzung garantiert. Es gibt, abhängig von der Art des Speisewassers, eine Vielzahl unterschiedlicher Membrankonfigurationen. Für Brackwasser werden oft spiralförmige Membranen eingesetzt. Bei Meerwasser kommen vorwiegend Hohlfasermembranen zum Einsatz. Das **"Post-Treatment"** reguliert den ph-Wert des hergestellten Süßwassers und entfernt Schwefelwasserstoffgase.

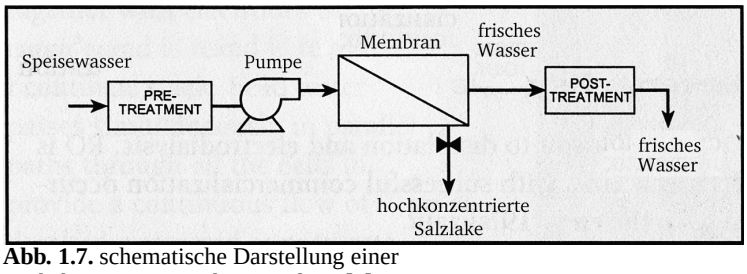


Abb. 1.7. schematische Darstellung einer Umkehrosmose-Entsalzungsanlage [4]

Verbesserungsansätze bei Umkehrosmoseanlagen gehen haupsächlich in Richtung effizienterer Membranen und zusätzlichen Anlagensektionen zur Rückgewinnung der eingesetzen Energie. Bei den Membranen wird versucht den Wasserdurchfluß, die osmotische Eigenschaft, die Lebensdauer und natürlich den Preis zu optimieren. Die eingesetzte Energie wird mittels Turbinen aus dem Druck der abgeführ-

ten Salzlake zurückgewonnen. Diese Turbinen wandeln den Druck, der durch den Osmoseprozeß um nur ein bis vier Bar absinkt, in Rotationsenergie und erzeugen daraus elektrische Energie.

1.2.5 Verbreitungsgrad der Multi-Stage-Flash (MSF) Entsalzungsanlagen

Die thermalen Verfahren haben mit über 65 Prozent Kapazitätsanteil, von denen 80 Prozent MSF-Anlagen sind, eine überragende Marktposition [4]. Da für die thermalen Verfahren viel Wärmeenergie benötigt wird, ist der Einsatz der nach diesem Verfahren arbeitenden Anlagen nur dann wirtschaftlich, wenn die Anbindung der Anlage an ein Energiekraftwerk möglich ist. Dies ist der Hauptgrund warum in den Golfstaaten nahezu alle Entsalzungsanlagen nach diesem Prinzip arbeiten. Aufgrund der enormen Ölvorkommen ist die Energiegewinnung durch Erdgas oder Erdöl äußerst kostengünstig. In Saudi Arabien stehen 70 Prozent, das entspricht etwa 8,8 Millionen Kubikmeter Wasser pro Tag, aller thermalen Anlagen (12,7 Millionen Kubikmeter pro Tag). Überall dort wo die Qualität des Speisewassers schlecht oder mengenmäßig unzureichend und der Bedarf an Süßwasser hoch ist, stellt der Einsatz von MSF-Anlagen die bis heute einzige Alternative dar. Die für thermale Verfahren benötigte Technologie kommt vorwiegend aus Europa (45 Prozent) und Asien (37 Prozent). Die USA spielen bei den thermalen Verfahren keine große Rolle [4].

1.2.6 Verbreitungsgrad der Reverse-Osmosis (RO) Entsalzungsanlagen

Umkehrosmoseanlagen werden vorwiegend für Süßwassergewinnung geringer oder mittlerer Menge eingesetzt. Die Toleranzschwelle hinslichtlich der Verschmutzung des zu entsalzenden Wassers muß bei den Membranverfahren tiefer angesetzt werden als bei den thermalen Verfahren, was den Einsatzbereich der Umkehrosmoseanlagen einschränkt. Da das Speisewasser bei allen Membranverfahren nicht erhitzt werden muß, um es in Frischwasser und Nebenprodukte zu trennen, wird diese Art der Süßwassergewinnung vorwiegend in Gebieten eingesetzt, in denen Wärmeenergie nicht so kostengünstig erzeugt werden kann wie z.B. in den Golfstaaten. Eine der größten Umkehrosmoseanlagen steht in Yuma (USA) mit einer Ausbringungsmenge 270.000 Kubikmeter Süßwasser pro Tag.

In den Jahren 1987 bis 1997 erlebten die Membranverfahren, allen voran die Umkehrosmoseanlagen, einen großen Aufschwung in allen Anwendungsbereichen der Entsalzung. Der Aufschwung war das Resultat ständigen Bestrebens nach besserer Technologie und kostengünstigeren Produktionsverfahren. Dies führte zu einer stetigen Senkung der Kosten, wodurch das Interesse an den Membranverfahren für den kommerziellen Einsatz stieg.

1.3 Motivation für die Modellbildung

MODELL

In der Automatisierungstechnik versteht man unter einem Modell die mathematische Beschreibung eines Prozesses auf einer bestimmten Abstraktionsebene. Man unterscheidet *dynamische* von *statischen* Modellen.

Dynamische Modelle werden durch originäre oder partielle Differentialgleichungssysteme beschrieben und lassen Aussagen über die Dynamik eines Prozesses zu.

Statische Modelle werden durch algebraische Gleichungen beschrieben und gestatten lediglich Aussagen über das statische Verhalten eines Prozesses.

Einige Ansatzpunkte zur Optimierung industrieller Anlagen sind Verfügbarkeit der Anlage, Qualität des Produktes, Kapazität der Anlage und die Minimierung der Umweltbelastung. Diese Gütekriterien sind auch bei Entsalzungsanlagen ein zentrales Thema, wenn es darum geht, bestehende Regel- und Kontrollstrukturen zu verbessern. Um die Zuverlässigkeit einer großen Anlage zu gewährleisten und zu überwachen, ist ein Prozeßleitsystem erforderlich. Dieses System muß lange Standzeiten vermeiden, die Prozeßführung für das Personal erleichtern, Fehler detektieren sowie optimale Laufzeitbedingungen schaffen und aufrechterhalten. Um dahingehende Verbesserungen nicht direkt an der Anlage testen zu müssen, was einerseits Ausfallzeiten und andererseits mechanische Belastungen bis hin zur Beschädigung bedeuten würde, haben sich mathematische Modelle zur Simulation als hilfreich erwiesen. Mittels solcher Modelle lassen sich erste Aussagen über Qualität und Funktionalität eines neuen Ansatzes treffen. Ein Beispiel ist die Simulation eines Arbeitspunktwechsels, wie er in Kapitel 4 implementiert wird. Wird ein Arbeitspunktwechsel nicht stoßfrei durchgeführt, so verschlechtert sich die Regelgüte und es kann zur Beschädigung von Aktoren (Ventilen usw.) und Sensoren (Meßfühler usw.) kommen. Deshalb werden Verbesserungsansätze zunächst anhand eines mathematischen Modells simuliert. Erst wenn die Simulationen zufriedenstellend durchgeführt werden, wird die Verbesserung an der realen Anlage getestet. Einige weitere Einsatzmöglichkeiten für mathematische Modelle sind:

- Erforschung des Systemverhaltens unter bestimmten externen Einflüssen
- Vorhersagen für die Produktionsplanung und das Management
- Simulationsumgebung für neue Regelstrategien
- Schulungsumgebung für Personal

Das Modell muß den Prozeß so gut abbilden, daß keine Schäden an der Anlage auftreten und repräsentative Aussagen bezüglich eines Gütekriteriums möglich sind. Im nächsten Abschnitt werden die Anforderungen an die Genauigkeit des Modells näher betrachtet und eine mögliche Systematik für die Handhabung von komplexen Systemen erläutert.

1.4 Decomposition und Coordination

DECOMPOSITION & COORDINATION

Mit "Decomposition and Coordination" bezeichnet man ein Verfahren zur Modellbildung von komplexen Prozessen. Dabei wird das System in einem ersten Schritt in Teilsysteme zerteilt (*Decomposition*), für die jeweils eine mathematische Beschreibung formuliert wird. Die Zerlegung sollte im Hinblick auf die entstehenden Schnittstellen geeignet vorgenommen werden.

Im zweiten Schritt werden diese Teilsysteme zusammengefügt (*Coordination*).

Bei der Decomposition unterscheidet man die *physische, horizontale* oder *geographische Zerlegung* von der *funktionalen, vertikalen* oder *temporalen Zerlegung*.

Bei der *horizontalen Zerlegung* wird eine räumliche Einteilung in prozeßrelevante Subsysteme vorgenommen.

Die *vertikale Zerlegung* beschreibt verschiedene Vorgänge und Wechselwirkungen zu bestimmten Zeitpunkten.

Eine *spatio-temporale Zerlegung* besteht aus einer Kombination von horizontaler und vertikaler Zerlegung.

Die Komplexität eines Systems spielt bei der Modellbildung einen zentrale Rolle. So können Prozesse mit geringer Komplexität ohne größere Probleme als einheitliches statisches oder dynamisches Modell formuliert werden, welches alle zu berücksichtigenden Eigenschaften des realen Modells abbildet. Bei Anlagen mit höherer Komplexität führt eine derartige Vorgehensweise schnell zu unübersichtlichen Modellen, die auch im Hinblick auf Speicher und Rechenzeitbedarf nicht mehr zu handhaben sind. Ein international standardisierter Ansatz zu Erstellung verteilter Simulationen liefert die **High Level Architecture** [13]. Eine Meerwasserentsalzungsanlage ist ein sehr komplexes System im Hinblick auf interagierende Teilprozesse und auftretende physikalische und chemische Vorgänge. Die Darstellung einer MSF-Anlage in einem einzigen Gleichungssystem kann zu Modellen mit über 150 Zustandsvariablen führen, was den Zeitaufwand für Formulierung, Fehlersuche und Validierung unnötig in die Höhe treibt. Um die Übersicht zu wahren und eine intuitiv naheliegende Struktur zu schaffen ist eine Systematik für die Modellierung von komplexen Anlagen nötig. Ein geeigneter Ansatz dafür ist das "Decomposition and

Coordination”-Verfahren.

Ein weiterer Aspekt der Modellbildung ist die erforderliche **Genauigkeit**. Grundsätzlich können mathematische Beschreibungen von chemischen, thermodynamischen oder anderen Prozessen die Realität nur mit begrenzter Genauigkeit abbilden. Da Rechenzeit und Speicherbedarf oft exponentiell mit steigender Genauigkeit wachsen, muß der grundlegende Verwendungszweck und die damit einhergehende zulässige Fehlertoleranz zu Beginn der Modellbildung feststehen. Damit sind die obere (Rechenzeit und Speicherplatz) und untere Schranke (Verwendungszweck) für die Genauigkeit des Modells gegeben. Doch es ist keinesfalls sinnvoll die gegebene obere Schranke immer voll auszunutzen. Mit jedem unnötig Detail wird dem Modell eine weitere potentielle Fehlerquelle hinzugefügt. Die Auswahl der im Modell berücksichtigten Eigenschaften des realen Prozesses ist ausschlaggebend für dessen Verwendbarkeit und Aussagekraft. Es sollten so wenig wie möglich, aber so viel wie nötig Prozeßeigenschaften abgebildet werden. Damit ist ein Spielraum für **vereinfachende Annahmen** gegeben, wodurch die Modellierung von irrelevanten Details vernachlässigbar ist.

1.5 Decomposition einer MSF-Entsalzungsanlage

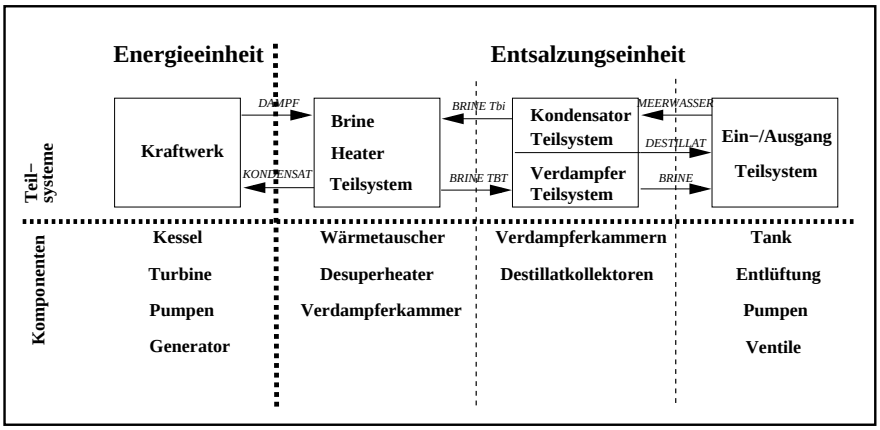


Abb. 1.8. Decomposition einer Multi-Stage-Flash Entsalzungsanlage [8]

Bei der Zerlegung (Decomposition) eines Prozesses kann unterschiedliches Gewicht auf die Richtung (horizontal oder vertikal) gelegt werden. In [20] wird eine horizontale Zerlegung einer Mult-Stage-Flash Entsalzungsanlage vorgestellt. Die Anlage wird in die Blöcke Brine Heater, Verdampfer, Kondensator, Kühlwasserauswurf und Ventilsystem eingeteilt. Eine funktionale Zerlegung, wie in [6] könnte aus

den Blöcken Prozeßsteuerung, Prozeßsicherung, Umweltschutz, Sicherheit, Effizienz bestehen. Alle am Prozeß beteiligten Einheiten (Hard- und Software) werden einem dieser Blöcke zugeordnet. Aufgrund der strukturellen Eigenschaften und den prozeßtypischen Abläufen der Meerwassentsalzung hat sich eine spatio-temporale Zerlegung bewährt. Dabei werden die durch die horizontale Einteilung entstehenden Blöcke in einem vertikalen Schritt weiter verfeinert ([2]). Dies führt zu einer feineren Granularität, die eine Einteilung des Prozesses in zeitlich koordinierbare Teilabläufe ermöglicht. Abbildung 1.8 auf der vorherigen Seite zeigt eine mögliche spatio-temporale Zerlegung einer Multi-Stage-Flash Meerwasserentsalzungsanlage [8]. In horizontaler Richtung sind die entsprechend der horizontalen Zerlegung entstehenden Blöcke angeordnet. Diese Blöcke werden in einem vertikalen Schritt in funktionale Einheiten zerlegt. Bei jedem Zerlegungsschritt ist auf die entstehende Schnittstelle zwischen den Teilsystemen zu achten. Der Kommunikationsaufwand über eine Schnittstelle sollte den Rechenaufwand innerhalb des Teilsystems keinesfalls übertreffen. In Abb. 1.10 auf Seite 20 ist ein mögliches Ablaufdiagramm für die Modellbildung dagestellt. Um eine Vorstellung über die Größenordnung einer Entsalzungsanlage zu bekommen, ist in Abb. 1.9 Al-Taweelah abgebildet Diese Anlage steht in Abu Dhabi, liefert eine Tagesleistung von 17.5 Millionen kWh und produziert 346.000m^3 Trinkwasser pro Tag. Erbaut wurde sie von einem Firmenkonsortium bestehend aus ABB, Babcock-Lentjes, Hartmann&Braun Italimpianti und SixConstruct JV.

Abb. 1.9. Al-Taweelah, Abu Dhabi (Quelle: Italimpianti)

1.6 Die mathematische Beschreibung

Nachdem das System im 'Decomposition'-Schritt in Blöcke zerlegt worden ist, müssen für jedes der so entstandenen Teilsysteme eine mathematische Formulierung gefunden werden. Diese muß das Verhalten Ausgänge des Teilprozesses auf sich ändernde Eingänge beschreiben. Bevor jedoch eine mathematische Darstellung gefunden werden kann, muß vorab entschieden werden, ob ein statisches oder ein dynamisches Modell erforderlich ist. Ist man an den statischen Zuständen eines Prozesses interessiert, so ist ein **statisches Modell** zu bevorzugen. Möchte man jedoch das Transientenverhalten eines Prozesses ([21]) oder neue Regelansätze ([2]) untersuchen, so kommt nur ein **dynamisches Modell** in Frage. Als nächstes muß der abzubildende Prozeß so genau wie nötig spezifiziert werden, seine **Freiheitsgrade** festgelegt und die erforderlichen **Prozeßveränderlichen**, bestehend aus Eingängen, Ausgängen und internen Zustandsvariablen, gewählt werden. Da diese beiden Schritte die Verwendbarkeit des Modells entscheidend bestimmen, kann bereits hier über Erfolg oder Mißerfolg der Modellierung entschieden werden.

1.6.1 Der Freiheitsgrad

Die Differenz aus Anzahl der modellrelevanten **Prozeßveränderlichen** (N_V, bestehend aus Eingängen, internen Zuständen und Ausgängen) und der Anzahl der linear unabhängigen Differentialgleichungen sowie algebraischen Gleichungen (N_G) bezeichnet man als den Freiheitsgrad (N_F) eines mathematischen Modells.

$$N_F = N_V - N_G$$

mit

$$N_F \begin{cases} < 0 & \text{überspezifiziertes mathematisches Modell} \\ = 0 & \textbf{exakt spezifiziertes mathematisches Modell} \\ > 0 & \text{unterspezifiziertes mathematisches Modell} \end{cases}$$

Das **überspezifizierte Modell** besitzt nicht genügend Variablen bzw. zuviele Gleichungen, die ein überbestimmtes Gleichungssystem und somit keine Lösung für die vorhandenen Variablen liefern. In solch einem Modell müssen Gleichungen reduziert oder Variablen ergänzt werden. Beim **unterspezifizierten Modell** müssen zusätzliche linear unabhängige Gleichungen in das Modell einbezogen werden, um eine eindeutige Abbildung der Eingänge auf die Ausgänge des Modells zu ermöglichen. Ziel ist es ein **exakt spezifiziertes Modell** zu erstellen. Eine Möglichkeit der Reduktion des Freiheitsgrades ist die **Regelung durch Zustandsrückführung**. Durch die gewichtete Rückführung der Ausgänge auf die Eingänge des Modells, entstehen zusätzliche Gleichungen die den Freiheitsgrad reduzieren.

1.6.2 Freiheitsgrade einer MSF-Anlage

In [18] wird gezeigt, daß Anzahl der Prozeßveränderlichen einer MSF-Anlage $(12N + 28)$ und die Anzahl der Gleichungen $(12N + 24)$ ist. Daraus ergibt sich ein Freiheitsgrad von 14 ($N_F = 14$). Durch die Regelung von 14 Prozeßvariablen wird der Freiheitsgrad auf Null reduziert.

1.6.3 Wahl der Prozeßveränderlichen

Mit der Wahl der Prozeßveränderlichen wird die Verwendbarkeit des Modells weiter eingeschränkt. Deshalb muß dieser Schritt der Modellbildung ebenfalls unter besonderer Berücksichtigung des Verwendungszwecks durchgeführt werden.

- Festlegung der konstanten Systemparameter (Abmessungen, physikalische Kennzahlen, ...)

Es kann bei komplexen Modellen sinnvoll sein, zunächst ein vereinfachtes Modell zu erstellen und dabei späteren Prozeßvariablen zunächst konstante Werte zuzuweisen, um potentielle Fehlerquellen vorläufig auszuschließen.

- Festlegung der Ausgänge des Modells

Da die Ausgänge die Schnittstelle zu den anderen Teilsystemen bildet, sind diese entsprechend der Prozeßzerlegung (Decomposition-Schritt) zu wählen. Trifft man dabei auf inkompatible Teilprozesse, so muß die Zerlegung überarbeitet werden.

- Identifikation der internen Zustandsvariablen des Prozesses

Die internen Zustandsvariablen müssen bei der mathematischen Formulierung durch Differentialgleichungen (dynamisches Modell) bzw. algebraischen Gleichungen (statischen Modell) beschrieben werden. Deshalb ist es von Vorteil, wenn man bei diesem Schritt bereits eine ungefähre Vorstellung von der Form der Gleichungen hat, um eventuelle Redundanzen möglichst früh erkennen zu können. Werden zu einem späteren Zeitpunkt redundante interne Zustände (Zustandsvariablen) entdeckt, so muß die Identifikation revidiert werden.

- Festlegung der Eingänge

Bei der Auswahl Eingänge sollte darauf geachtet werden, daß diese **direkten Einfluß** auf die durch sie gesteuerten Zustandsvariablen ausüben. Dabei bezieht sich der Begriff direkter Einfluß einerseits auf eine raümliche Nähe im Sinne der horizontalen Zerlegung, andererseits auf eine zeitliche Nähe im Sinne der vertikalen Zerlegung ([23]).

Nach der Wahl aller relevanten Prozeßveränderlichen muß für deren Beziehung einen mathematische Formulierung gefunden werden. Ein Überblick über die verschiedenen Ansätze, die dabei verfolgt werden können ist im folgenden Abschnitt gegeben.

1.6.4 Ansätze für die mathematische Formulierung

Für die weiteren Schritte kann, abhängig von den Anforderungen an das Modell, ein empirischer, theoretischer oder semiempirischer Ansatz verfolgt werden.

Beim **empirischen Ansatz** muß die zu beschreibende Anlage für Messungen zur Verfügung stehen. Anhand der bei sich ändernden Eingängen und auftretenden Störungen gemessenen Werte wird das Modell erstellt. Dieses Vorgehen ist sehr zeitaufwendig, kostenintensiv und bildet den Teilprozess nur für den durch Messungen abgedeckten Bereich ab.

Der **theoretische Ansatz** legt keine Messwerte für die mathematische Beschreibung zugrunde und kann daher auch zum Einsatz kommen wenn ein Modell vor der Erbauung einer Anlage erstellt werden soll. Dieser Ansatz liefert eine Modellformulierung in Form einer Menge von Differential- und algebraischen Gleichungen auf Basis von physikalischen, chemischen, thermodynamischen oder sonstigen Gesetzmäßigkeiten. Die Lösung dieses Gleichungssystems beschreibt das dynamische Verhalten der Anlage. Da bei diesem Ansatz keine Meßwerte des Prozesses eingehen, ist die Genauigkeit des Modells entsprechend eingeschränkt.

Beim **semiempirischen Ansatz** werden theoretische und empirische Eigenschaften des zu modellierenden Prozesses einbezogen. Für die grundlegende mathematische Beschreibung in Form von Energie- und Massebilanzgleichungen in partiell differentieller, differentieller und/oder algebraischer Form wird der theoretische Ansatz verfolgt. Die Wahl prozeßspezifischer Parameter und Beziehungen folgt anhand von Experimenten oder Datenblättern (anlagenspezifische Kennzahlen). Diese Vorgehensweise hat einige Vorteile gegenüber den anderen beschriebenen Ansätzen. So hat das Modell über einen größeren Arbeitsbereich Gültigkeit als beim rein empirischen Ansatz. Nicht gemessene oder nicht meßbare Prozeßvariablen können unter sich ändernden Prozeßbedingungen beobachtet werden (Stichwort: Beobachterentwurf). Die Genauigkeit ist durch die Verwendung Meßreihen des realen Prozesses im Vergleich zum rein theoretischen Ansatz höher.

In dieser Arbeit wird ein theoretischer Ansatz realisiert, wobei spezifische Kennzahlen des Brine Heaters aus in der Literatur vorgestellten Modellen entnommen sind. In Abschnitt 2.15 auf Seite 66 ist ein Überblick über verschiedene Modellansätze eines Brine Heaters gegeben.

1.7 'Coordination' einer MSF-Entsalzungsanlage

Nach der 'Decomposition' und der mathematischen Beschreibung folgt, entsprechend der hier verfolgten Systematik, das Zusammensetzen der einzelnen Teilsysteme (Coordination). Bei diesem finalen Schritt der Modellbildung zeigt sich, ob

die Zerlegung gut vorgenommen wurde. Die Teilsysteme müssen zeitlich koordiniert und zu einem konsistenten Modell zusammengefügt werden. Insbesondere die durch die Zerlegung entstandenen Schnittstellen sind für den Erfolg der 'Coordination' ausschlaggebend . In Abbildung 1.8 auf Seite 15 sind die Schnittstellen als Pfeile zwischen den Teilsystemen dargestellt.

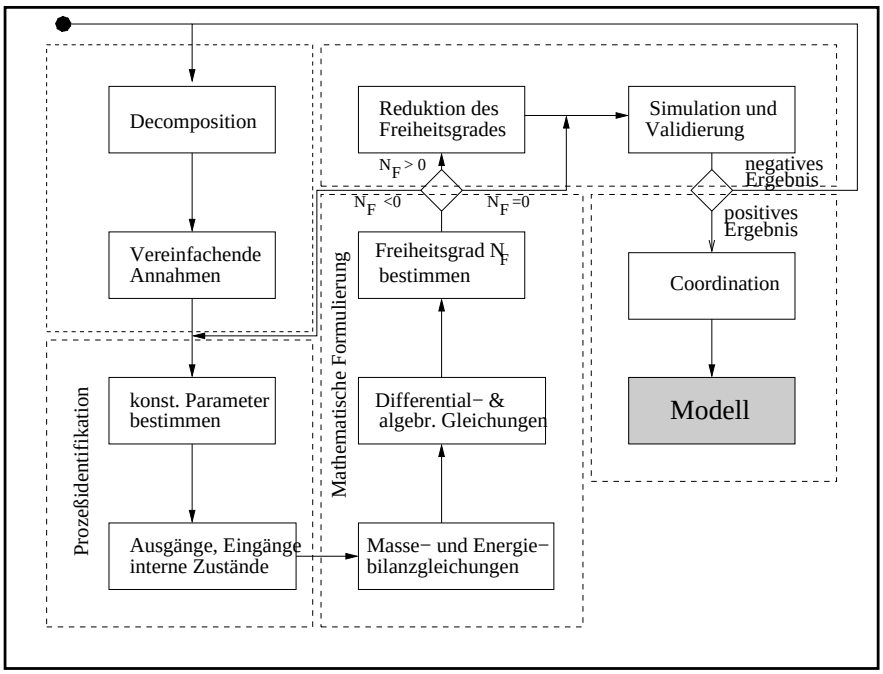


Abb. 1.10. Schritte der Modellbildung
(N_F =Freiheitsgrad)

1.8 Der Brine Heater

WASSERDAMPF [5]

Den Übergang vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand bezeichnet man als Verdampfen. Verfolgt man das Verhalten einer Flüssigkeit bei *isobarer (konstanter Umgebungsdruck)* Wärmezufuhr so treten folgende Phasen bei der Verdampfung auf.

In der *ersten Phase* ist die Temperatur der Flüssigkeit geringer als die Siedetemperatur (Sättigungstemperatur). Der Aggregatzustand ist flüssig. Bei fortschreitender Wärmezufuhr steigt die Temperatur bis zur Sättigungstemperatur an.

Wird der Flüssigkeit weiterhin Wärme zugeführt, so *bleibt die Temperatur konstant* und ein Teil der Flüssigkeit verdampft. Die zugeführte Energie wird benötigt um die Bindungskräfte der Wassermoleküle zu kompensieren und die Verdampfung zu ermöglichen. Die dafür nötige Wärmeenergie wird als *Verdampfungsenthalpy (vaporization enthalpy)* oder *Verdampfungswärme (heat of vaporization)* bezeichnet. Diese zweite Phase zeichnet sich durch zwei koexistente Aggregatzustände aus. In dieser Phase wird der Dampf als *Naßdampf* bezeichnet.

Wird dem System weiterhin Wärme zugeführt, so bleibt die Temperatur konstant und die restliche Menge Flüssigkeit verdampft. In dieser Phase wird der Dampf als *Sattdampf* oder *trockengesättigter Dampf* bezeichnet. Das jetzt vollständig gasförmige System ist wieder *homogen*. Das Volumen hat sich bis zu dieser Phase beträchtlich erhöht.

Bei weiterer Wärmezufuhr wird der Dampf überhitzt. Das Volumen steigt weiter an. In dieser Phase wird der Dampf als *überhitzter Dampf* bezeichnet.

Eine Variation des Umgebungsdruckes hat lediglich eine Änderung der Sättigungstemperatur zur Folge. Die Phasen und ihre Reihenfolge bleiben erhalten. Umgebungsdruck (Siededruck) und Siedetemperatur (Sättigungstemperatur) haben einen *eindeutigen Zusammenhang*.

In Abschnitt 1.5 wurde die horizontalen Zerlegung einer MSF-Entsalzungsanlage beschrieben. Eines der entstehenden Teilsysteme ist der Brine Heater. Dieser stellt das Bindeglied zwischen dem Kraftwerk und der Entsalzungsanlage dar. Die Aufgabe des Brine Heaters besteht darin den Brine (Salzlake) zu erhitzen. Die dafür nötige Wärmeenergie wird in Form von Heißdampf von den Turbinen des

Kraftwerks erzeugt. Dieser strömt mit einem Druck von $4 - 7$ Bar aus der Niederdrucksektion einer Dampfturbine [22]. Durch Regelventile wird der Einströmdruck reduziert und unterhalb des möglichen Maximaldrucks gehalten [11].

Der Brine fließt in Rohren durch den Brine Heater und wird, durch Kondensation von Sattdampf an der Außenseite der Rohre, erhitzt. Ein Großteil des Kondensats fließt als Kühlwasser zurück zum Kraftwerk. Der Rest wird zur Abkühlung des vom Kraftwerk erzeugten Heißdampfs benötigt (**Desuperheater**), da der kondensierende Dampf maximal $5 - 10°C$ über der TBT liegen darf [11]. Dies ist notwendig um Kesselsteinbildung zu vermindern und ungleichmäßige Wärmeverteilung (hot spots) zu vermeiden. Durch den Desuperheater lässt sich die Dampftemperatur regulieren und der Heißdampf wird zu Sattdampf abgekühlt. Dieser Sattdampf kondensiert an den Rohren und der Kreislauf beginnt erneut. Beim Verlassen des Brine Heaters hat der Brine maximale Temperatur, die sogenannte **Top Brine Temperature (TBT)**. Die TBT ist eine der wichtigsten Größen der gesamten Anlage, denn durch sie wird der Grad der Kesselsteinbildung, die maximale Anzahl der Verdampferkammern und somit die Ausbringungsmenge der gesamten Anlage entscheidend mitbestimmt. Dabei wird die TBT hauptsächlich von der Art der chemischen Additive zur Verminderung der Kesselsteinbildung nach oben hin begrenzt und liegt zwischen $90°C$ (polyphosphate additives) und $110°C$ (polymer additives). Die **Regelung der TBT** erfolgt über die in den Brine Heater einströmende Dampfmenge.

Das bei der Abkühlung des Dampfs entstehende **Kondensat** sammelt sich im unteren Teil des Kessels. Es wird von einer Pumpe zum Kraftwerk und zum Desuperheater befördert. Dabei ist darauf zu achten, daß das aufgefangene Kondensat eine gewisse Menge nicht unterschreitet, um keinen 'Schluckauf' oder gar Leerlauf der Pumpe zu provozieren. Dies würde zu Vibrationen führen, die mechanische Schäden zur Folge haben könnten. Eine weitere wichtige Größe ist die Eingangstemperatur des Brine. Sie ist, abgesehen von den Wärmeleiteigenschaften der Rohre und der Dampftemperatur, entscheidend für die benötigte Dampfmenge. In Abb. 1.11 auf der nächsten Seite ist das Schema des Brine Heaters dargestellt.

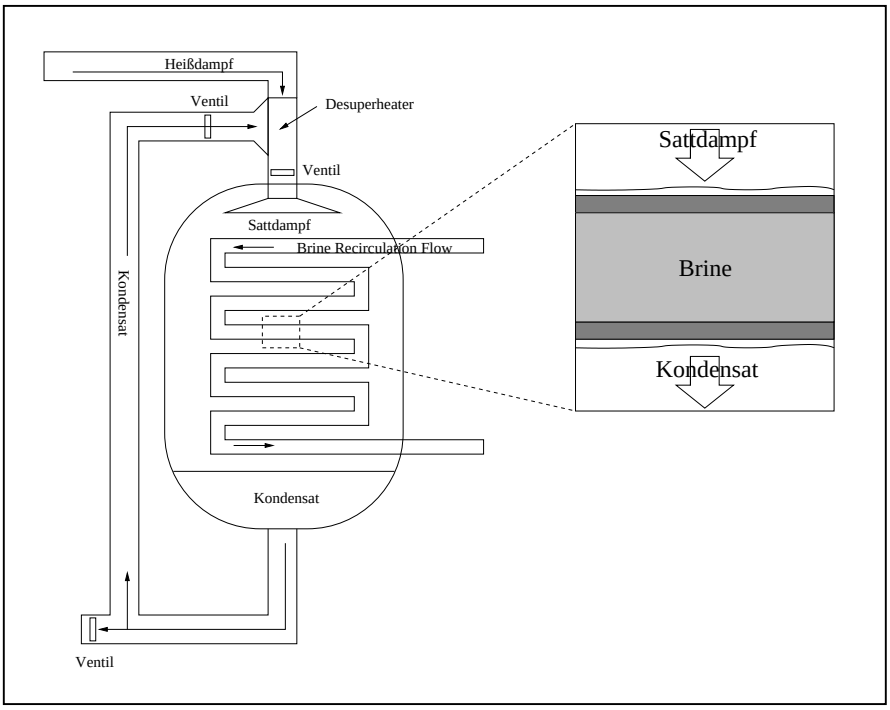


Abb. 1.11. schematische Darstellung des Brine Heaters

In Kapitel 2 wird die Modellbildung des Brine Heaters durchgeführt und erläutert. Zu Beginn des Kapitels wird mit einer kleinen Einführung in die dafür erforderlichen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten eine Grundlage geschaffen, die das Verständnis für die einzelnen Schritte erleichtert. Kapitel 2 schließt mit der Validierung des erstellten Modells und gibt einen Überblick über andere, in der Literatur vorgestellte, Modelle.

2. Modellbildung und Verifikation

2.1 Grundlagen der Thermodynamik

Die Thermodynamik bildet die Grundlage für fast alle Ingenieurdisziplinen. Ihr zentrales Thema ist die Energie. Die Aufgabe der Thermodynamik besteht darin Verfahren zu entwickeln, mit denen Energieumwandlungen und -übertragungen allgemein beschrieben werden können. Die Grundlage dafür bilden zwei naturwissenschaftliche Erfahrungstatsachen, die Gegenstand des 1. und 2. Hauptsatzes der Thermodynamik sind.

Der **1. Hauptsatz der Thermodynamik** behandelt die Zusammenhänge der unterschiedlichen Energieformen. Der **2. Hauptsatz der Thermodynamik** bewertet diese Energieformen. Die durch diesen beiden Sätze erschlossenen Folgerungen gehen weit über das eigentliche Gebiet der Thermodynamik hinaus.

2.1.1 Der Temperaturbegriff

Die Temperatur ist eine physikalische Basisgröße, die nicht aus anderen Größenarten hergeleitet werden kann. Sie wird in Grad Celsius, Kelvin oder Fahrenheit quantitativ, im alltäglichen Leben aber mit unscharfen Begriffen wie “warm” oder “kalt” qualitativ bewertet. Die genannten Maßeinheiten lassen sich wie folgt umrechnen:

$$\begin{aligned} T_C &= \frac{5}{9} \cdot (T_F - 32) \\ T_K &= (T_C + 273.15) \end{aligned} \tag{2.1}$$

T_C = Temperatur in Grad Celsius
T_K = Temperatur in Grad Kelvin
T_F = Temperatur in Grad Fahrenheit

Rechnet man mit Temperaturdifferenzen, so muß zwischen Grad Kelvin und Grad Celsius **nicht** unterschieden werden.

2.1.2 Das thermische Gleichgewicht

Berühren sich Stoffe mit unterschiedlicher Temperatur derart, daß es ihnen möglich ist Wärmeenergie auszutauschen, so wird der Stoff mit der höheren Temperatur Wärme an den mit niedrigerer Temperatur abgeben. Nach endlicher Zeit haben alle Stoffe die gleiche Temperatur. Die Stoffe befinden sich ein einem **thermischen Gleichgewicht**. Diese Beobachtung wird als **nullter Satz der Thermodynamik** bezeichnet.

2.1.3 Die thermischen Zustandsgleichungen

Die Zustandsgrößen der Thermodynamik sind der Druck p, das spezifische Volumen v und die Temperatur T. Zwischen diesen Zustandsgrößen besteht bei allen homogenen Stoffen ein eindeutiger Zusammenhang, der durch die Beziehung $f(p, v, T) = 0$ ausgedrückt werden kann. Äquivalent dazu gilt:

$$\begin{aligned} p &= p(v, T) \\ v &= v(p, T) \\ T &= T(p, v) \end{aligned} \tag{2.2}$$

Demnach ist durch die Festlegung zweier thermischer Zustandsgrößen die dritte eindeutig bestimmt. Diese mathematische Verknüpfung nennt man die **thermischen Zustandsgleichungen**. Bei heterogenen Stoffen sind zusätzliche Angaben nötig, denn der Zustand ist nicht allein durch die Angabe des Druckes und der Temperatur bestimmt.

Die thermischen Zustandsgleichungen sind Teil der von der **IAPWS** (International Association for the Properties of Water and Steam) formulierten thermodynamischen Zustandsgleichungen. Die IAPWS hat im Jahre 1997 neue Zustandsgleichungen für den industriellen Gebrauch, die sogenannten **IAPWS-IF97**, festgelegt. Im Vergleich zu den vorherigen Gleichungen aus den sechziger Jahren, den IFC-67, wurde die Berechnungszeit drastisch reduziert und die Genauigkeit enorm erhöht. Die Gleichungen der IAPWS sind industrieller Standard und kommen insbesondere in der chemischen Industrie, bei Herstellern von Kesseln und Turbinen sowie bei Kraftwerksbetreibern zum Einsatz. Vor diesem Hintergrund werden in [24] die einzelnen Gleichungen für die industrielle Berechnung der Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf beschrieben.

2.1.4 Thermodynamische Systeme

Der Begriff **System** bezeichnet einen Bereich, der durch seine Systemgrenzen von der Umgebung und von anderen Systemen abgegrenzt ist. Die Umgebung kann dabei ebenfalls als ein Teilsystem mit “unendlich großem Energiereservoir” betrachtet werden und ist deshalb im Allgmeinen nicht gesondert zu behandeln. Werden

zwischen derartigen Teilsystemen **Wechselwirkungen** untersucht, die in Form von Wärmeübergang, Materieübergang, oder Arbeit auftreten, so spricht man von einem thermodynamischen System. Generell unterscheidet man geschlossene von offenen thermodynamischen Systemen. Bei **geschlossenen thermodynamischen Systemen** findet kein Materialaustausch statt. Das System enthält abgemessene konstante Stoffmengen. **Offene thermodynamische Systeme** werden von Stoffen durchströmt, wodurch ein Materialaustausch stattfindet. Eine nähere Betrachtung der Systemgrenzen läßt noch eine weitere Klassifikation zu. Dazu sollte jedoch zunächst der Begriff Systemgrenze genauer erläutert werden.

Unter dem Begriff **Systemgrenze** versteht man eine virtuelle oder reelle Wand, die verschiebbar oder fixiert gelagert ist. Da sie Wechselwirkungen zwischen einzelnen Teilsystemen erfasst und bilanziert, wird eine Systemgrenze auch oft als **Bilanzhülle** bezeichnet. Diese können **wärmedicht (adiabat)**, oder **wärmedurchlässig (diatherm)** sein. Zwei durch eine diatherme Systemgremze verbundene Teilsysteme streben ohne externe Stimulation ins thermische Gleichgewicht. Bei adiabaten Systemgrenzen findet dieser Ausgleich nicht statt. Ein System, welches keine Energie mit seiner Umgebung austauscht, wird als **thermisch isoliertes** bzw. **abgeschlossenes System** bezeichnet. Eine weitere Einteilung von Systemen ist durch die Anzahl der in ihm befindlichen Stoffe möglich.

Systeme mit einheitlichen Stoffen oder Stoffgemischen heißen **homogene Systeme**. Jeder homogene Teil eines Systems wird als **Phase** bezeichnet. Systeme mit mehreren Phasen heißen **heterogene Systeme**.

2.1.5 Zustandsgrößen

Physikalische Größen, die den Zustand eines thermodynamischen Systems beschreiben, nennt man thermodynamische Zustandsgrößen. Man unterscheidet verschiedene Arten von Zustandsgrößen.

- thermische Zustandsgrößen
  - Temperatur T
  - Druck P
  - Volumen V

- kalorische Zustandsgrößen
  - innere Energie U
  - Enthalpy H

- spezifische Zustandsgrößen
  auf die Masse bezogene Zustandsgrößen

- molare Zustandsgrößen
  auf die molare Stoffmenge bezogene Zustandsgrößen

- intensive Zustandsgrößen
  unanbängig von der Größe des Systems
  - Druck P
  - Temperatur T
  - spezifische und molare Zustandsgrößen

- extensive Zustandsgrößen
  proportional zur Größe des Systems
  - Volumen
  - Masse

Die für die Beschreibung eines Systemzustandes nötigen Zustandsgrößen sind vom System abhängig. Soll der Zustand eines homogenen Systems ermittelt werden, so sind lediglich zwei intensive Zustandsgrößen erforderlich. Ist die Größe des Systems zu berücksichtigen, so wird zusätzlich eine extensive Zustandsgröße benötigt. Durch sich verändernde Zustandsgrößen treten die sogenannten **Prozeßgrößen** Wärme oder Arbeit auf.

2.1.6 Thermodynamische Prozesse

Die Thermodynamik unterscheidet zwischen reversiblen und irreversiblen Prozessen. Ein **reversibler Prozeß** ist umkehrbar. Der Zustand des Systems kann ohne Veränderung der Umgebung wieder erreicht werden. Ein Beispiel ist eine in einer Luftpumpe eingeschlossene komprimierte Menge Luft. Vernachlässigt man den **dissipativen Effekt** Reibung, so ist der Zustand der Luft vor der Komprimierung wiederherstellbar. Vernachässigt man die Reibung nicht, so spricht man von einem **irreversiblen Prozeß**. Die durch die Reibung, im Form von Wärme, verlorene Energie ist unwiderbringlich dahin. Verändert man jedoch die Umgebung indem man die Luft im der Pumpe durch Erhöhung der Umgebungstemperatur erwärmt, so kann der ursprüngliche Zustand wiederhergestellt werden. **Irreversible Prozesse** sind demnach ohne Veränderung der Umgebung nicht umkehrbar. Ursachen dafür sind:

- **dissipative Effekte** wie Reibung, elektrische Vorgänge ...

- Ausgleichsvorgange hervorgerufen durch Temperatur-, Druck- oder Konzentrationsdifferenzen

Im folgenden werden die bei der Modellierung des Brine Heaters erforderlichen thermodynamischen Prozesse genauer betrachtet.

2.1.7 Der Wärmebegriff

Führt man einem System mit adiabater Grenze in irgend einer Form Arbeit zu (z.B. Bewegung, Kompression), so ändert sich dessen innere Energie. Bei einem System

mit diathermer Grenze wird die innere Energie bei gleicher Arbeit weniger erhöht, wenn die Temperatur der angrenzenden Systeme niedriger ist als die des Systems. Demnach muß eine Teil der zugeführten Energie die diatherme Systemgrenze in Form von Wärme überschritten haben.

> [5] - “Wärme ist die Energie, die bei einem System mit nichtadiabater Grenze allein aufgrund eines Temperaturunterschiedes zu seiner Umgebung über die Systemgrenze tritt”.

> [5] - “Wärme ist die Differenz aus der Änderung der inneren Energie und der verrichteten Arbeit, wenn das betrachtete System geschlossen ist”.

Den Übergang dieser Energie bezeichnet man als Wärmeab- bzw. Wärmezufuhr. Einem System zugeführte Wärme wird positiv, abgegebene Wärme negativ gerechnet. Für offene und geschlossene Systeme gilt:

$$\dot{U} = \dot{Q} - \dot{W}_{\text{Vol}} + \dot{W}_{\text{diss}} \tag{2.3}$$

, mit

$$\begin{aligned}
\dot{Q} &= \text{dem System zugeführte Arbeit} \\
\dot{W}_{\text{diss}} &= \text{Dissipationsarbeit, hervorgerugen durch dissipative Effekte} \\
\dot{U} &= \text{Änderung der inneren Energie} \\
\dot{W}_{\text{Vol}} &= \int_{V_1}^{V_2} p \, dV \\
&= \text{Volumenänderungsarbeit}
\end{aligned}$$

Wärme und Arbeit sind Formen der Energieübertragung, die nur beim Überschreiten der Systemgrenze auftreten. Im Inneren des Systems existieren diese Größen nicht. Für das Innere eines Systems muß der Begriff **innere Energie** verwendet werden.

Da die meisten technischen Systeme mit Stoffdurchfluß verlaufen, sind offene Systeme von größerer Bedeutung als geschlossene Systeme. Der fließende Stoff verrichtet während des Durchflusses stetig Arbeit, die sogenannte **innere Arbeit**. Berücksichtigt man die zum Durchfluß nötige **Einschubarbeit** $(+p_1 V_1)$ und die **Ausschubarbeit** $(-p_2 V_2)$ des geschlossenen Ersatzsystems, so erhält man die folgende Energiebilanz:

$$\begin{aligned}
\dot{U} &= \dot{W}_{\text{i}} + \overbrace{p_{t_1} V_{t_1} - p_{t_2} V_{t_2}}^{Verschiebearbeit} = U_{t_2} - U_{t_1} \\
\dot{W}_{\text{i}} &= \underbrace{\underbrace{(U_{t_2} + p_{t_2} \cdot V_{t_2})}_{H_{t_2}} - \underbrace{(U_{t_1} + p_{t_1} \cdot V_{t_1})}_{H_{t_1}}}_{\delta H}
\end{aligned} \tag{2.4}$$

, mit

$$\dot{W}_{\mathrm{i}} = \text{innere Arbeit}$$
$$\dot{U} = \text{Änderung der inneren Energie}$$
$$H_{t_i} = \text{Enthalpy zum Zeitpunkt } t_i, \text{wobei } t_{i+1} = t_i + \triangle t$$

Dabei sind kinetische und potentielle Energie des Stoffes nicht berücksichtigt. Nach [5] ist die Vernachlässigung der potentiellen Energie meist gerechtfertigt. Die kinetische Energie ist nur bei hohen Differenzen der Zu- und Abströmgeschwindigkeit zu berücksichtigen. Damit ergibt sich für offene Systeme eine neue Zustandsgröße, die **Enthalpy**. Gleichung (2.5) beschreibt die Energieänderung unter Vernachlässigung dissipativer Effekte für offene durchströmte Systeme.

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{dH}{dt} \tag{2.5}$$

, mit

$$\frac{dH}{dt} = \text{Enthalpyänderung pro Zeiteinheit}$$
$$\frac{dm}{dt} = \text{Masseänderung pro Zeiteinheit} = \text{Masseflußrate in } \left[\frac{kg}{sec}\right]$$

2.1.8 Der Wärmeübergang

Systeme mit diathermen Grenzen geben Wärme an benachbarte Systeme ab, oder nehmen Wärme von ihnen auf. Die Übertragung von Wärme kann aufgrund drei unterschiedlicher Vorgänge stattfinden und verläuft stets in Richtung des Temperaturgefälles.

- Wärmeleitung
  - Die Übertragung findet zwischen direkt benachbarten Teilchen statt.

- Konvektion
  - Die Wärme wird an strömende Flüssigkeiten übertragen.

- Strahlung
  - Die Wärme wird in Form von unteilbaren Einheiten (Photonen) übertragen.
  - Es ist kein Übertragungsmedium erforderlich.

2.1.9 Kondensation an einer Rohrwand

Die Kondensation ist eine Form der Wärmeleitung und damit der Wärmeübertragung. Beim Kondensieren an einer Rohrwand kühlt ein im gasförmigen Zustand

vorliegendes Fluid an der Rohrwand unter den Sättigungspunkt ab. Dies ist nur möglich, falls die Temperatur der Rohrwand unter der Sättigungstemperatur liegt. Dadurch geht das Fluid in den flüssigen Aggregatzustand über, es wird Kondensationswärme frei und es bildet sich Kondensat. Das Kondensat kann als Flüssigkeitsfilm oder tropfenförmig an der Wand ablaufen. Da das Auftreten von Tropfenkondensation an eine unbenetzte Oberfläche gekoppelt ist, ist sie nur schwer vorherzusagen. Daher ist in der Regel mit Filmkondensation zu rechnen. Spielen nichtkondensierbare Gase eine Rolle, so geht diese Information in den Wärmeübergangskoeffizient α_C ein und die Wärmeleitung verschlechtert sich. Die Filmkondensation für laminaren und turbulenten Kondensatablauf wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_C = \alpha_{\mathrm{C}} \cdot A \cdot (T_s at - T_w) \tag{2.6}$$

, mit

T_{sat} = Sättigungstemperatur
T_w = Wandtemperatur
A = Rohrfläche
α_{C} = zu berechnender Wärmeübergangskoeffizient
(Abschnitt 2.8.2 auf Seite 50)

Der Wärmeübergangskoeffizient ist abhängig von der mechanischen Konfiguration und der verwendeten Dampfart.

2.1.10 Konvektiver Wärmeübergang zwischen Rohrwand und bewegter Flüssigkeit

Der konvektive Wärmeübergang beschreibt die Übertragung von Wärme zwischen bewegten Flüssigkeiten, oder einer bewegten Flüssigkeit und einer Wand. Die Gesetzmäßigkeiten sind prinzipiell gleich. Findet jedoch ein Materialaustausch in Richtung der Wärmeübertragung statt, so kann Gl. (2.7) nicht angewendet werden.

Betrachtet man ein System bei dem eine Rohrwand mit der Oberfläche A und der Oberflächentemperatur T_w Wärmeenergie an ein Fluid (homogenes Gas oder Flüssigkeit) mit der mittleren Temperatur T_f überträgt, so berechnet sich der Wärmestrom $\dot{Q}_{\mathrm{Cv}}$ zu

$$\dot{Q}_{\mathrm{Cv}} = \alpha_{\mathrm{Cv}} \cdot A \cdot (T_w - T_f) \tag{2.7}$$

, mit

T_f = mittlere Fluidtemperatur
T_w = Wandtemperatur
A = Rohrfläche
α_{Cv} = zu berechnender Wärmeübergangskoeffizient
(Abschnitt 2.8.1 auf Seite 47)

Bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten muß der Strömungszustand des Fluids, die geometrische Form der Heizfläche sowie andere diverse physikalische Eigenschaften berücksichtigt werden. Diese Aspekte können in Form von Differentialgleichungen beschrieben werden, die jedoch bisher nur für einfache Fälle rechnerisch lösbar sind. Um komplexere Vorgänge dennoch beschreiben zu können, wird bei der von Nußelt begründeten **Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs** der Wärmeübergangskoeffizient experimentell ermittelt. Da die enorme Vielzahl an Einflußgrößen nicht alle berücksichtigt werden können, überträgt man bisher ermittelte Ergebnisse auf physikalisch ähnliche Objekte. Die von Nußelt eingeführte **Nußelt-Zahl** (Nu) faßt die zu berücksichtigenden Aspekte in eine dimensionslose Form des Wärmeübergangskoeffizienten zusammen. Mit ihr läßt sich der gesuchte Wärmeübergangskoeffizienten wie folgt berechnen:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \tag{2.8}$$

, mit

l = charakteristische Länge (abh. v. d. Anströmrichtung des Fluids)
λ = Wärmeleitfähigkeit $[\lambda] = \frac{J}{m \cdot s \cdot K}$
Nu = Nußelt-Zahl (2.25 auf Seite 47)
α = zu berechnender Wärmeübergangskoeffizient

2.1.11 Kalorische Zustandsgleichungen und spezifische Wärmekapazitäten

Der Zustand eines homogenen theromdynamischen Systems wird durch zwei Zustandsgrößen eindeutig bestimmt. Die spezifische innere Energie u (auf die Masse im System bezogene innere Energie) und die spezifische Enthalpy h (auf die Masse im System bezogene Enthalpy) sind, da sie nur aus Zustandsgrößen hergeleitet werden, ebenfalls Zustandsgrößen. Es gelten daher folgende **kalorische Zustandsgleichungen**:

$$\begin{aligned} u &= u(v,T) \\ h &= h(p,T) \end{aligned} \tag{2.9}$$

Durch Bildung des vollständigen Differentials erhält man, die für die thermodynamische Praxis wichtigen, spezifischen Wärmekapazitäten. Für geschlossene Systeme von besonderer Bedeutung ist die aus der spezifischen inneren Energie abgeleitete **spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen** c_v. Die aus der spezifischen Enthalpy abgeleitete **spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck** c_p ist insbesondere bei offenen Systemen von Bedeutung.

$$\begin{aligned} du &= \overbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v}^{c_v} \cdot dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \\ dh &= \underbrace{\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p}_{c_p} \cdot dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dv \end{aligned} \tag{2.10}$$

Anschaulich beschreibt die spezifische Wärmekapazität die Menge an Wärme, mit der man die Temperatur von $1kg$ eines Stoffes, ohne Änderung des Aggregatzustandes, um $1°C$ erhöhen kann. Dabei ist bei konstantem Volumen c_v und bei konstantem Druck c_p zu verwenden.

Über die spezifische Wärmekapazität ist die an einem System verrichtete Arbeit mit dessen Temperaturdifferenz verbunden. Die folgende grundlegende Gleichung wird neben den Gleichungen für die Kondensation (Abschnitt 2.6), des konvektiven Wärmeübergangs (Abschnitt 2.7) und der Ähnlichkeitstheorie (Abschnitt 2.8) für die mathematische Beschreibung des Brine Heaters benötigt.

$$\frac{dQ}{dt} = m \cdot c_m \cdot \frac{dT}{dt} \tag{2.11}$$

, mit

$$\begin{aligned} c_m &= \text{mittlere spezifische Wärmekapazität} \\ W_{\text{diss}} &= 0 \end{aligned}$$

Da die betracheten Temperaturbereiche beim Brine Heater zu groß sind, um mit einer mittleren spezifischen Wärmekapazität annehmbar genaue Ergebnisse zu erhalten, werden Formeln aus der **IAPWS-IF97** [24] und dem **Fichtner Handbook 1978** [7] verwendet um die Wärmekapazitäten für Wasserdampf, Kondensat und Salzwasser in jedem Simulationschritt zu berechnen.

2.2 Thermodynamische Teilsysteme und Klassifikation des Brine Heaters (Top-Down Decomposition)

Entsprechend Abbildung 1.10 auf Seite 20 wird der Brine Heater zunächst in seine thermodynamischen Teilsysteme zerlegt. Dazu werden vorhandene reelle und virtuelle Systemgrenzen, homogene Stoffgemische und thermodynamische Prozesse identifiziert. Da die potentiellen Zustandsgrößen bereits in 2.1.5 auf Seite 27 genannt wurden, wird bereits in diesem Abschnitt eine erste Identifikation der relevanten Prozeßveränderlichen vorgenommen. Deren endgültige Verwendung wird in 2.4 auf Seite 38 bestätigt oder aufgrund von in 2.3 auf der nächsten Seite getroffener Annahmen verworfen. Im voraus sei erwähnt, daß der Desuperheater im Modell nicht berücksichtigt wird. Die Begründung wird in 2.3.2 auf Seite 36 geliefert.

Eine **reelle, diatherme und geschlossene Systemgrenze** ist die **Rohrwand**. Da diese Systemgrenze den Brine Heater in zwei offene Teilsysteme teilt und hier ein Top-Down Ansatz verfolgt wird, wird sie zuerst genannt. Im folgenden werden die beiden Teilsysteme mit **dampfseitigem** und **brineseitigem Teilsystem** bezeichnet.

2.2.1 Das dampfseitige Teilsystem

Der vom Kraftwerk erzeugte Heißdampf wird im Desuperheater abgekühlt und tritt in Form von Sattdampf in das **dampfseitige Teilsystem** ein. Der **Sattdampf kondensiert** an den Rohren und tropft in flüssiger Form als **Kondensat** von diesen ab. Damit ist die Zerlegung des dampfseitigen Teilsystems gegeben.

Das Erste homogene dampfseitige Teilsystem mit offener und diathermer Systemgrenze ist der **Sattdampf**. Diesem Teilsystem wird durch den einströmenden Dampf eine Energie $\dot{Q}_{Si}$ zugeführt. Die einströmende Dampfmenge F_{Si} erhöht die Dampfmasse M_S und die Dampftemperatur T_S. Durch den Kondensationsprozeß gibt der Sattdampf die Energie $\dot{Q}_C$ ab und verliert gleichzeitig durch die abtropfende Menge F_C an Masse.

Das Zweite homogene dampfseitige Teilsystem mit ebenfalls offener und diathermer Systemgrenze ist das **Kondensat**. Während des Kondensationsprozesses ändert sich der Aggregatzustand des Fluids (Dampf). Das dadurch entstehende Kondensat erhöht die gesamte Kondensatmasse M_C. Die freiwerdende Kondensationswärme $\dot{Q}_C$ wird auf die Rohrwand übertragen. Durch den ausgehenden Kondensatfluß $F_C Out$ geht diesem Teilsystem Masse verloren und der Kondensatlevel kann kontrolliert werden. Der durch die Kondensation entstandene Kondensatfluß F_C läßt sich wie folgt berechnen:

$$F_C = \frac{\dot{Q}_C}{\triangle h} \tag{2.12}$$

, mit

F_C = durch Kondensation entstandener Massefluß in $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\triangle h = h'' - h'$ (Verdampfungsenthalpy)

Die Doppelstriche kennzeichnen den gasförmigen, der einfache Strich den flüssigen Aggregatzustand.

2.2.2 Die Rohrwand

Die Rohrwand ist das Übertragungsmedium für die Wärmeenergie die beim Überschreiten der Systemgrenzen auftritt. Ihr wird durch Kondensation die Wärmeenergie $\dot{Q}_C$ zugeführt. Dadurch erhöht sich die Temperatur T_T der Rohrwand . Durch konvektiven Wärmeübergang wird die Temperatur der Rohrwand erniedrigt und die Brinetemperatur T_B erhöht. Die meisten in der Literatur vorgestellten Modellansätzen berücksichtigen die Rohrwand nicht als Teilsystem, sondern berücksichtigen lediglich deren spezifische Materialwerte (Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität). In 2.15 auf Seite 66 werden verschiedene Modellierungsansätze für den Brine Heater genannt.

2.2.3 Das brineseitige Teilsystem

Das brineseitige Teilsystem ist durch die Rohrwand vom dampfseitigen getrennt. Es findet demzufolge **kein Massetransfer** zwischen den beiden großen Teilsystemen statt. In Richtung des dampfseitigen Teilsystems ist die Systemgrenze also geschlossen und Gl. 2.7 kann angewendet werden. Die durch die Kondensation des Sattdampfes auf die Rohre übertragene Energie $\dot{Q}_C$, wird an den Brine abgegeben. Das brineseitige Teilsystem hat also eine offene und diatherme Systemgrenze. Da in ihm nur ein homogenes Fluid existiert, ist eine weitere Zerlegung nicht nötig. Die Brinemasse M_B im betrachteten Rohrabschnitt des Brine Heaters hängt von Temperatur und Salzgehalt des Brine ab. Die Brinetemperatur T_B wird durch die übertragene Wärme $\dot{Q}_C v$, die Temperatur des einströmenden Brine $T_{B\,i}$ sowie durch den eingehenden $F_{B\,i}$ und ausgehenden F_B Massedurchfluß des Brine beeinflußt.

2.3 Aufgaben des Modells und vereinfachende Annahmen

Grundsätzlich ist es nicht notwendig ein Modell mit maximal möglicher Genauigkeit im Bezug auf die ablaufenden physikalischen, thermodynamischen oder chemischen Prozessezu entwerfen. Die Granularität der Modellierung muß dem Verwendungszweck angepasst sein, damit das resultierende Modell den erwünschten Zweck erfüllen kann.

2.3.1 Aufgaben des Modells

Die grundsätzlichen Einsatzmöglichkeiten eines mathematischen Modells wurden bereits in Abschnitt 1.3 genannt. Das in dieser Arbeit entworfene Modell des Brine Heaters einer Multi-Stage-Flash Entsalzungsanlage soll zum Testen neuer Regelansätze dienen. Insbesondere wird diesbezüglich die übergeordnete Regelung durch hybride Automaten am Beispiel des Arbeitspunktwechsels untersucht. Die betrachteten Arbeitspunkte werden in Abschnitt 2.12 genau erläutert. Hier genügt die Feststellung, daß ein Arbeitspunkt durch die eingehende Brine-Temperatur T_{Bi}, den Brine-Durchfluß F_B (F_{Bi}), die **TBT** (Top Brine Temperature), sowie die Temperatur des einströmenden Dampfes T_{Si} festgelegt ist. Die Wechselwirkungen dieser Größen müssen im Hinblick auf die Arbeitspunktdetektion, der Berechnung der Regelparameter und der Umschaltung des Arbeitspunktes möglichst genau approximiert werden. Da die TBT für die gesamte Anlage eine besondere Bedeutung hat, muß das Modell insbesondere den **Einfluß der einströmenden Dampfmenge** F_{Si} **auf die TBT** beschreiben. Alle für einen Arbeitspunkt charakteristischen Werte hängen weitgehend von der Temperatur des Meerwassers T_{Sea} ab (Abschnitt 2.12 auf Seite 58).

2.3.2 Vereinfachende Annahmen

- Der Desuperheater wird nicht berücksichtigt.

  Da der Desuperheater keinen direkten Einfluß im Sinne der temporalen und spatialen Zerlegung auf die Brinetemperatur hat, wird er nicht berücksichtigt. Die Regeldauer des Desuperheater-Teilsystems für die Dampftemperatur wird durch ein PT2-System (Gl. (2.13)) berücksichtigt, um Sprünge in den Eingangsgrößen zu vermeiden und den Einfluß der Regeldauer auf die Regelung des Brine-Heaters simulieren zu können. Sollte zu einem späteren Zeitpunkt die Implementierung eines Desuperheaters beabsichtigt sein, so ist das PT2-System durch diese zu ersetzen. Alle anderen Anlagenteile die eine Schnittstelle zum Brine Heater besitzen (Brinezuflußrate, Brineeingangstemperatur) werden analog behandelt.

$$\begin{aligned} H(s) &= \frac{1}{T_1 s + 1} \cdot \frac{1}{T_2 s + 1} \\ T_1 &= Zeitkonstante1 \\ T_2 &= Zeitkonstante2 \end{aligned} \tag{2.13}$$

  Über die Zeitkonstanten kann eine unterschiedlich lange Regeldauer der Dampftemperatur T_{Si} simuliert werden.

- Das System ist thermisch ideal isoliert.
  Aus dieser Annahme folgt, daß kein Wärmeaustausch mit der Umgebung berücksichtigt werden muß. Das Modell wird demzufolge höhere interne Temperaturen liefern, als in der Realität bei sonst gleichen Prozeßbedingungen auftreten werden.

- Die Dichtänderung durch die Erwärmung des Brine wird vernachlässigt.
  Durch diese Annahme gilt $F_B = F_{Bi}$. Diese Vereinfachung folgt aufgrund der vernachlässigten spatialen Temperaturvariation. Die Berücksichtigung der Dichteänderung würde zwangsläufig zu einem Modell mit verteilten Parametern führen und bei infinitissimal kleinen Raumelementen zu einem System partieller Differentialgleichungen.

- Der Salzgehalt des Brine ist konstant.
  Diese Annahme folgt aus der vorherigen, da in den Rohren keine Flüssigkeit verloren gehen kann und eine Änderung des Salzgehaltes nur auf eine Dichteänderung zurückzuführen wäre.

- Der Brine füllt die Rohre durch die er fließt voll aus.
  Durch diese Annahme ist es nicht nötig, Verdampfungs- und Kondensationsprozesse innerhalb eines Rohres zu berücksichtigen (Abschnitt 2.15 auf Seite 66).

- Das abgetropfte Kondensat liefert keinen weiteren Wärmebeitrag.
  Tatsächslich ist es so, daß das abtropfende Kondensat durch Druckvariationen im Dampfkessel verdampft und dadurch erneut einen Wärmebeitrag leistet. Da der Druck während des Betriebes konstant gehalten (Abschnitt 1.8 auf Seite 21) wird und sich im Arbeitspunktwechsel nur kurzzeitig ändert, wird dieser Effekt vernachlässigt.

- Das Modell berücksichtigt keine Verschleißerscheinungen wie Oxidation, Kalkablagerungen in den Rohren etc.
  Wie in der Einführung erläutert, ist es notwendig die Rohre in festgelegten Inspektionsintervallen von Kesselsteinablagerungen zu befreien, um die Wärmeleitfähigkeit der Rohre nicht nachteilig zu beeinflussen, den Druck in den Rohren zu stabilisieren bzw. die Anlage mit konstanten Masseflußraten fahren zu können. Für das Modell wird angenommen, daß keine Ablagerungen vorhanden sind.

- Das Modell berücksichtigt keine räumliche Temperaturvariation.

  $$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

  Diese Einschränkung ist die “schmerzlichste”, denn durch die großen Abmessungen des Brine Heaters kann nicht erwartet werden, daß sich eine homogene Temperaturverteilung einstellt. So ist zum Beispiel die Dampftemperatur höher, je näher man sich im Richting des Einlaßventils bewegt. Diese Effekte können “teilweise” durch ein Modell mit verteilten Parametern, oder “vollständig” durch ein System mit partiellen Differentialgleichungen beschrieben werden. Dennoch können auch mit dieser einschränkenden Annahme geeignete Modelle formuliert werden. Die meisten in der Literatur vorgestellten Modelle verzichten auf die spatiale Temperaturvariation und erreichen dennoch vergleichbare Genauigkeiten. In Abschnitt 2.15 auf Seite 66 wird ein Modell mit partiellen Differentialgleichungen genannt.

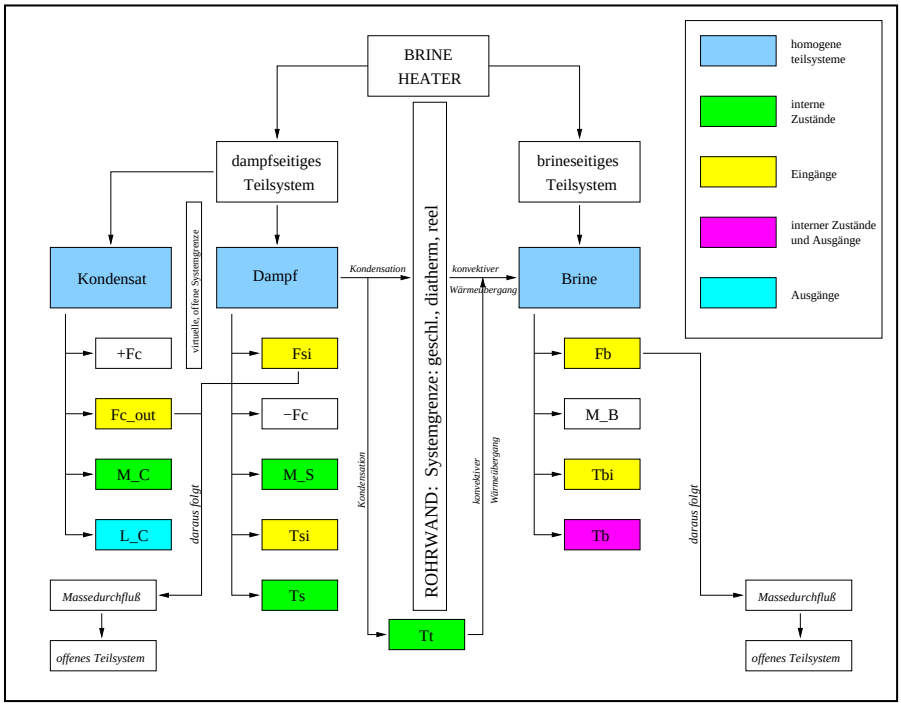


Abb. 2.1. Top-Down Zerlegung des Brine Heaters

2.4 Systemparameter und Identifikation der Prozeßveränderlichen

In diesem Abschnitt werden Systemparameter und Prozeßveränderliche bestehend aus Eingängen, internen Zuständen und Ausgängen indentifiziert (siehe auch Abschnitt 1.6.3). Die Systemparameter sind unabhängig von Zeit und Zustand des Systems konstant. Zu ihnen zählen die geometrischen Eigenschaften des Brine Heaters, sowie materialspezifische Kennzahlen.

2.4.1 Systemparameter

Zur Identifikation der konstanten Parameter wird jedes Teilsystem entsprechend der Zerlegung betrachtet. Erst in Abschnitt 2.12 auf Seite 58 sind konkrete Werte angegeben, da die Systemparameter Freiheitsgrade für die Anpassung des Modells an die Arbeitspunkte darstellen und deshalb erst in diesem Zusammenhang festgelegt werden. Die Wahl orientiert sich an in der Literatur genannter Werte.

Dampfseitiges Teilsystem. Ein konstanter Parameter des dampfseitigen Teilsystems ist das **Kesselvolumen** Vol. Es teilt sich auf in das vom Dampf ausgefüllte

Volumen $M_S Vol$ (nicht konstant) und in das vom Kondensat ausgefüllte Volumen $M_C Vol$ (nicht konstant). Da der Dampf die Eigenschaft hat, das ihm zur Verfügung stehende Volumen stets voll auszufüllen ([5]) gilt zu jeden Zeitpunkt der Simulation

$$Vol = M_S Vol + M_C Vol \tag{2.14}$$

, mit

$$\begin{aligned} Vol &= \text{Volumen des Dampfkessels} \\ M_S Vol &= \text{Volumen des Dampfes im Kessel} \\ M_C Vol &= \text{Volumen des Kondensats im Kessel} \end{aligned}$$

Ein weiterer konstanter Parameter ist die **außenseitige Rohroberfläche**, die als Kondensationsfläche zur Verfügung steht. Sie läßt sich durch die Parameter Rohrlänge l, Rohrwandstärke w, Rohrinnendurchmesser d_i und die Anzahl der Rohre N berechnen.

$$A_e = N \cdot (\pi \cdot (d_i + 2 \cdot w) \cdot l) \tag{2.15}$$

, mit

$$\begin{aligned} A_e &= \text{Außenfläche der Rohre} \\ N &= \text{Anzahl der Rohre} \\ d_i &= \text{Innendurchmesser der Rohre} \\ w &= \text{Rohrwandstärke} \\ l &= \text{Rohrlänge} \end{aligned}$$

Rohrwand. In die Differentialgleichung für die Temperatur der Rohrwand gehen zwei konstante Parameter ein. Die spezifische Wärmekapazität der Rohre c_{pT} und deren Masse M_T.

Brineseitigen Teilsystem. Das brineseitige Teilsystem besitzt drei konstanten Parameter, die **innenseitige Rohroberfläche** A_i, die Massekapazität M_B der Rohre und die Salzkonzentration des Brines C. A_i ist entsprechend Gl. (2.15) mit $w = 0$ zu berechnen. Nähere Informationen zu M_B und C sind in Abschnitt 2.12 auf Seite 58 zu finden.

2.4.2 Prozeßveränderliche

Die in dieser Arbeit gewählte Zerlegung berücksichtigt folgende Prozeßveränderliche:

- T_S, die Temperatur des Dampfes im Dampfkessel $[^\circ C]$.
- T_T, die Temperatur des Rohrbündels $[^\circ C]$.

- T_B, die Temperatur des ausstömenden Brines $[^\circ C]$.
- T_{Bi}, die Temperatur des einströmenden Brines $[^\circ C]$.
- T_{Si}, die Temperatur des einströmenden Dampfes $[^\circ C]$.
- F_{Si}, die Masseflußrate des einströmenden Dampfes $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- F_B, die Masseflußrate des durchströmenden Brines $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- F_C, die Masseflußrate des Kondensats $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- $FcOut$, die Masseflußrate des ausgehenden Kondensats $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- M_C, die Kondensatmasse im Dampfkessel $[kg]$.
- M_S, die Dampfmasse im Dampfkessel $[kg]$.

Nachdem in Abschnitt 1.8 die Funktionsweise des Brine Heaters und sein primärer Regelkreis zur Regelung der Top Brine Temperature erläutert wurde, ist die Klassifikation in Eingänge, interne Zustände und Ausgänge leicht durchzuführen.

Eingänge. Folgende Veränderliche sind Eingänge des Modells:

- T_{Bi}, die Temperatur des einströmenden Brines $[^\circ C]$.
- T_{Si}, die Temperatur des einströmenden Dampfes $[^\circ C]$.
- F_{Si}, die Masseflußrate des einströmenden Dampfes $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- F_B, die Masseflußrate des durchströmenden Brines $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.
- $FcOut$, die Masseflußrate des ausgehenden Kondensats $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.

Zur **Regelung der Top Brine Temperature und des Kondensatlevels** werden folgende Eingänge gewählt:

- F_{Si}, zur Regelung der TBT.
- $F_C Out$, zur Regelung des Kondensatlevels.

Die Prozeßveränderliche F_C ist einerseits Ausgang des Dampf-Teilsystems, andererseits Eingang des Kondensat-Teilsystems. Sie läßt sich aus den übrigen Prozeßveränderlichen nach Gleichung 2.22 auf Seite 45 berechnen. Da diese Gleichung den statischen Zusammenhang zwischen Kondensatfluß und übertragener Wärme beschreibt, kann F_C nicht als interne Zustandsvariable ins Modell aufgenommen werden, sondern wird für jeden Simulationsschritt berechnet.

Interne Zustände. Für die dynamische Modellierung des Brine Heaters nach der Zustandsvariablendarstellung müssen entsprechend der Anzahl der internen Zustände linear unabhängige Differentialgleichungen formuliert werden. Die Menge aller auf diesen Zuständen definierten Trajektorien des Signalraumes (Temperatur-, Druckbereiche etc., für die das Modell gültig ist) beschreiben das Verhalten des Brine Heaters. Folgende Prozeßveränderliche sind interne Zustandsvariablen des Prozesses:

- T_S, thermische Zustandsgröße des offenen, diathermen Teilsystems "Dampf" (Gl. (2.5)).
- T_T, thermische Zustandsgröße des geschlossenen, diathermen Teilsystems "Rohr" (Gl.(2.3)).
- T_B, thermische Zustandsgröße des offenen, diathermen Teilsystems "Brine" (Gl. (2.5 auf Seite 30)).
- M_C, extensive Zustandsgröße des offenen, diathermen Teilsystems "Kondensat" (siehe (2.22)).
- M_S, extensive Zustandsgröße des offenen, diathermen Teilsystems "Kondensat".

Durch die beiden extensiven Zustandsgrößen werden geometrische Eigenschaften des Brine Heaters berücksichtigt.

Ausgänge. Die Ausgänge sind einerseits durch die bei der Zerlegung entstandenen Schnittstellen zu zeitlich nachfolgenden Teilsystemen und andererseits durch die angestrebte Regelung durch Zustandsrückführung festgelegt. Die Ausgänge sind:

- T_B, ist interner Zustand und Ausgang zugleich.
- L_C, Kondensatlevel (Gl. 2.23).

Damit sind alle relevanten Prozeßveränderlichen bestimmt und klassifiziert. Die Abbildungengen 2.1 auf Seite 38 und 2.2 auf der nächsten Seite veranschaulichen die bisher vorgenommene Zerlegung und geben einen Überblick über die Wechselwirkungen der einzelnen Teilsysteme, die im folgenden Abschnitt durch die Energie- und Massebilanzgleichungen beschrieben werden.

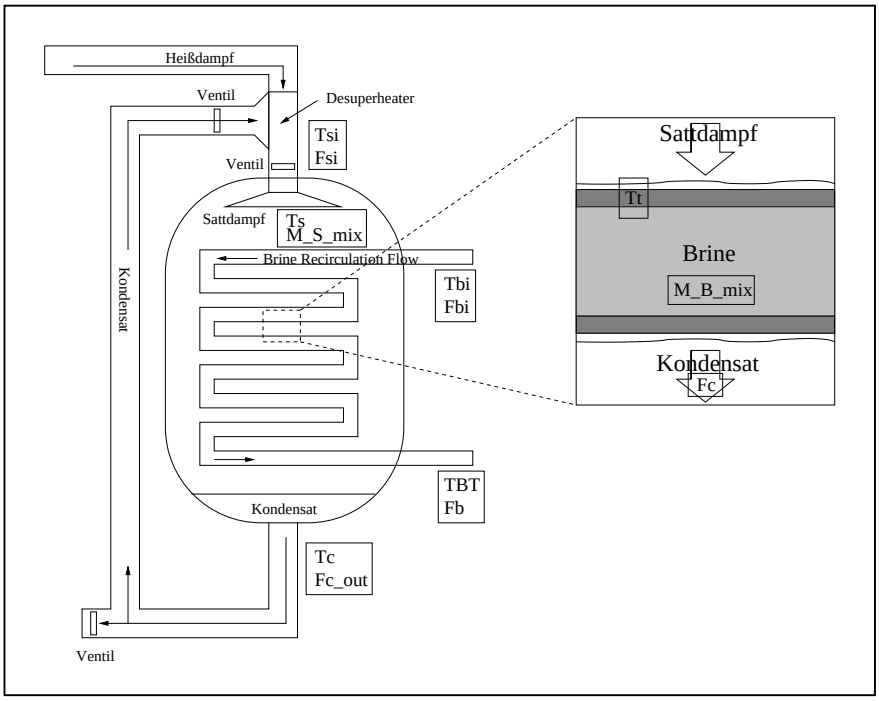


Abb. 2.2. Erweitertes Schema des Brine Heaters

2.5 Energie- und Massebilanzgleichungen

Entsprechend Abschnitt 2.1.7 auf Seite 28 wird einem System zugeführte Wärme positiv und vom System abgegebene Wärme negativ in die Bilanzgleichung aufgenommen. Dies führt zu folgenden Energie- und Massebilanzgleichungen für das dampfseitige und brineseitige Teilsystem.

2.5.1 Dampfseitiges Teilsystem

Energiebilanzgleichungen.

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{\mathrm{S}}}{dt} &= \frac{dQ_{\mathrm{Si}}}{dt} - \frac{dQ_{\mathrm{C}}}{dt} - \frac{dQ_{\mathrm{Env}}}{dt} \\ \frac{dQ_{\mathrm{T}}}{dt} &= Q_{\mathrm{C}} - Q_{\mathrm{Cv}} \end{aligned} \tag{2.16}$$

, mit

$\frac{dQ_{\mathrm{S}}}{dt}$ = Energieeänderung des Dampfes (Gl.(2.3)).

$\frac{dQ_{\mathrm{T}}}{dt}$ = Energieänderung des Rohrbündels (Gl.(2.3)).

$\frac{dQ_{\mathrm{Si}}}{dt}$ = Energieänderung durch einströmenden Dampf (Gl.(2.5)).

$\frac{dQ_{\mathrm{C}}}{dt}$ = Energieänderung durch Kondensation (Gl.(2.6)).

$\frac{dQ_{\mathrm{Cv}}}{dt}$ = Energieänderung durch konvektiven Wärmeübergang (Gl.(2.7)).

$\frac{dQ_{\mathrm{Env}}}{dt}$ = Energieanderung durch Umgebung (Abschnitt 2.3.2).

Massebilanzgleichungen.

$$\begin{aligned} \frac{dM_{\mathrm{S}}}{dt} &= F_{\mathrm{Si}} - F_{\mathrm{C}} \\ \frac{dM_{\mathrm{C}}}{dt} &= F_{\mathrm{C}} - F_{C}Out \end{aligned} \tag{2.17}$$

, mit

$\frac{dM_{\mathrm{S}}}{dt}$ = Masseänderung des Dampfes

$\frac{dM_{\mathrm{C}}}{dt}$ = Masseänderung des Kondensats

F_{Si} = Masseflußrate Dampf

F_{C} = Kondensatzufluß (Gl.(2.22))

$F_{C}Out$ = Kondensatabfluß

2.5.2 Brineseitiges Teilsystem

Energiebilanzgleichungen.

$$\frac{dQ_{\mathrm{B}}}{dt} = \frac{dQ_{\mathrm{Cv}}}{dt} - \frac{dQ_{\mathrm{Bi}}}{dt} \tag{2.18}$$

, mit

$$\frac{dQ_{\mathrm{B}}}{dt} = \text{Energieänderung des Brine}$$
(Gl.(2.3)).

$$\frac{dQ_{\mathrm{Bi}}}{dt} = \text{Energieänderung durch einströmenden Brine}$$
(Gl.(2.5)).

$$\frac{dQ_{\mathrm{Cv}}}{dt} = \text{Energieänderung durch konvektiven Wärmeübergang}$$
(Gl.(2.7)).

Massebilanzgleichungen.

$$\frac{dM_{\mathrm{B}}}{dt} = F_{\mathrm{Bi}} - F_{\mathrm{B}} \tag{2.19}$$

, mit

$$\frac{dM_{\mathrm{Bi}}}{dt} = \text{Masseänderung des Brines}$$
$$F_{\mathrm{Bi}} = \text{Massezuflußrate Brine}$$
$$F_{\mathrm{B}} = \text{Masseabflußrate Brine}$$

Vereinfachende Annahmen

Durch die vereinfachenden Annahmen gilt:

$$\begin{aligned} F_{\mathrm{Bi}} - F_{\mathrm{B}} &= 0 \\ \frac{dQ_{\mathrm{Env}}}{dt} &= 0 \end{aligned} \tag{2.20}$$

Ersetzt man die obigen Energieformen durch die Gleichungen auf die verwiesen wird, so erhält man die folgenden Differentialgleichungen.

2.6 Differentialgleichungen und Algebraische Gleichungen

Die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Bilanzgleichungen bilden das Gerüst für die mathematische Beschreibung des Brine Heaters. In diesem Abschnitt werden die Differentialgleichungen und algebraischen Gleichungen entwickelt.

Im ersten Schritt werden die thermodynamischen Gleichungen für die übergehenden Wärmemengen entsprechend den Gleichungen (2.16), (2.17), (2.18) und (2.19) eingesetzt. Der Ausdruck links des Gleichheitszeichens beruht auf Gl (2.11). Damit ergeben sich die folgenden Differentialgleichungen:

$$
\begin{aligned}
M_S \cdot c_{\mathrm{pS}} \cdot \frac{dT_{\mathrm{S}}}{dt} &= F_{\mathrm{Si}} \cdot [h''_{\mathrm{Si}}(T_{\mathrm{Si}}, P) - h''_{\mathrm{S}}(T_S, P)] - \alpha_{\mathrm{C}} \cdot A_{\mathrm{e}} \cdot [T_S - T_T] \\
M_T \cdot c_{\mathrm{pT}} \cdot \frac{dT_{\mathrm{T}}}{dt} &= \alpha_{\mathrm{C}} \cdot A_{\mathrm{e}} \cdot [T_S - T_T] - \alpha_{\mathrm{Cv}} \cdot A_{\mathrm{i}} \cdot [T_T - T_B] \\
M_B \cdot c_{\mathrm{pB}} \cdot \frac{dT_{\mathrm{B}}}{dt} &= \alpha_{\mathrm{Cv}} \cdot A_{\mathrm{i}} \cdot [T_T - T_B] - F_{\mathrm{B}} \cdot [h'_{\mathrm{Bi}}(T_{\mathrm{Bi}}, C) - h'_{\mathrm{B}}(T_{\mathrm{B}}, C)] \\
\frac{dM_{\mathrm{S}}}{dt} &= [F_{\mathrm{Si}} - F_{\mathrm{C}}] \\
\frac{dM_{\mathrm{C}}}{dt} &= [F_{\mathrm{C}} - F_C Out]
\end{aligned}
$$

Die Doppelstriche ($h''(.)$) stehen für den gasförmigen Zustand, die einfachen Striche ($h'(.)$) für den flüssigen Zustand des betrachteten Fluids. Die Zustandsgrößen und deren Wertebereiche sind in Abschnitt 2.10 beschrieben. Für jeden Simulationsschritt gelten folgende algebraischen Gleichungen:

$$
\begin{aligned}
M_S Vol &= Vol - \nu(T_{\mathrm{S}}, P) \cdot M_{\mathrm{S}} \\
\rho_{\mathrm{S}} &= \frac{M_{\mathrm{S}}}{M_S Vol} \\
P &= \text{abhängig von } T_S \text{ und } \rho_{\mathrm{S}} \text{ (Listing 2.1.)} \\
T_{\mathrm{Sat}} &= TSat(P)
\end{aligned}
\tag{2.21}
$$

$$
F_{\mathrm{C}} = \frac{\alpha_{\mathrm{C}} \cdot A_{\mathrm{e}} \cdot [T_S - T_T]}{h''_{\mathrm{S}}(T_{\mathrm{Sat}}, P) - h'_{\mathrm{C}}(T_{\mathrm{Sat}}, P)} \tag{2.22}
$$

$$
L_{\mathrm{C}} = k \cdot M_{\mathrm{C}} \quad \text{k - geometrieabhängiger Koeffizient ([15]) in } \left[\frac{m}{kg}\right] \tag{2.23}
$$

Der aktuelle Kesseldruck wird unter Verwendung der Dichtegleichung für Kondensat und Dampf der IAPWS-IF97 (Abschnitt 2.10) approximiert. Die Approximation nähert das Ergebnis der IAPWS-IF97 bis auf ein Pascal an. Listing 2.1. zeigt die Vorgehensweise bei der Ermittlung des aktuellen Kesseldrucks.

Der Parameter x aus Listing 2.1. beschreibt den internen Zustand und P den aktuellen Druck im Brine Heater. Es gilt:

$$
\begin{aligned}
x(1) &= T_{\mathrm{S}} \\
x(2) &= T_{\mathrm{T}} \\
x(3) &= T_{\mathrm{B}} \\
x(4) &= M_{\mathrm{S}} \\
x(5) &= M_{\mathrm{C}}
\end{aligned}
$$

Die Funktion *C2K()* transformiert die Einheiten von Grad Celsius nach Grad Kelvin entsprechend Gl. 2.1 auf Seite 25, da die Gleichungen der IAPWS-IF97 auf der Temperaturangabe in Grad Kelvin basieren und bei der Berechnung der Zustandswerte mit Absolutwerten und nicht mit Temperaturgradienten gerechnet wird.

Listing 2.1: Approximation des aktuellen Kesseldrucks (Gl. (2.21))

```
...
VolSteam=Vol-specificVolumeOfLiquid(C2K(x(2)),P)*x(5);
correctDensity=x(4)/VolSteam;
density=1/specificVolumeOfSteam(C2K(x(1)),P);
delta=correctDensity-density;
while correctDensity~=density,
    density=1/specificVolumeOfSteam(C2K(x(1)),P);
    delta=correctDensity-density;
    if abs(delta)<1e-3,
        density=correctDensity;
    elseif delta<0,
        P=0.99*P;
    else
        P=1.01*P;
    end
end
...
```

2.7 Bestimmung des Freiheitsgrades

Wie in Abschnitt 1.6.1 auf Seite 17 beschrieben wird nun der Freiheitsgrad des Modells berechnet. Für die Anzahl der Prozeßveränderlichen N_V gilt:

$$\begin{aligned} N_V &= N_{\text{Input}} + N_{\text{State}} + N_{\text{Output}} \\ &= 2 + 5 + 2 \\ &= 9 \end{aligned}$$

Für die Anzahl der Gleichungen N_G gilt:

$$\begin{aligned} N_G &= N_{\text{Differential}} + N_{\text{Algebraic}} \\ &= 5 + 2 \\ &= 7 \end{aligned}$$

Daraus läßt sich der Freiheitsgrad des Modells berechnen.

$$\begin{aligned} N_{\text{F}} &= N_{\text{V}} - N_{\text{G}} \\ &= 2 \end{aligned}$$

Die bisherige Formulierung und Wahl der Prozeßvariablen ergibt ein unterspezifiziertes Modell. Das bedeutet, daß das Modell in dieser Form die Zustandsvariablen zu einem bestimmten Zeitpunkt nicht eindeutig bestimmt. Durch die Regelung der TBT und des Kondensatlevels kann der Freiheitsgrad um 2 reduziert werden und man erhält ein **exakt spezifiziertes Modell**. In Tab. 2.1 sind die Größen zur Regelung der TBT und des Kondensatlevels, sowie die durch die Regelung erzielte Reduktion des Freiheitsgrades dargestellt.

Tabelle 2.1. Regel-, Stellgrößen und Reduktion des Freiheitsgrades

Regelgröße	Stellgröße	Reduktion N_{F}
TBT	F_{Si}	1
L_{C}	$FcOut$	1

2.8 Systemparameter, Zustandsgrößen und Wärmeübergangskoeffizienten

Die in Abschnitt 2.4.1 genannten Systemparameter gehen direkt als extensive Zustandsgrößen (M_B, M_T, M_S, ...) und indirekt über die Proportionalitätsfaktoren des Wärmeübergangs, den Wärmeübergangskoeffizienten α_{Cv} und α_C in die Differentialgleichungen ein.

$$\alpha_{\mathrm{Cv}}\left(l, d_i, M_B, C, T_B\right) = \text{Wärmeübergangskoeffizient (konvektiver Übergang)}$$
$$\left[\frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K} = \frac{kW}{m^2 \cdot {}^{\circ} C}\right], \text{(Gl. (2.7))}$$
$$\alpha_{\mathrm{C}}\left(g, d_e, T_{sat}, T_T\right) = \text{Wärmeübergangskoeffizient (Kondensation)}$$
$$\left[\frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K} = \frac{kW}{m^2 \cdot {}^{\circ} C}\right], \text{(Gl. (2.6))}$$

2.8.1 Wärmeübergangskoeffizient (konvektiver Übergang)

Die Grundlage der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bildet die sogenannte Ähnlichkeitstheorie (Abschnitt 2.1.10). Mit Gl. (2.8) ist die Grundgleichung für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizient gegeben.

$$\alpha_{Cv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \tag{2.24}$$

Die Nußelt-Zahl wird nach Hausen und Gnielinski ([5]) für Rohre mit innenseitiger erzwungener Strömung berechnet.

$$Nu = \quad 0.0214 \cdot \left(Re^{0.8} - 100\right) \cdot Pr^{0.4} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \cdot K \tag{2.25}$$

, mit

$$\begin{aligned}
\alpha_{Cv} &= \text{Wärmeübergangskoeffizient des konvektiven Übergangs}, \left[\frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K}\right] \\
Re &= \text{Reynolds-Zahl} \\
Pr &= \text{Prandtl-Zahl} \\
d &= \text{Innendurchmesser des Rohrs}, [m] \\
l &= \text{Rohrlänge}, [m] \\
K &= \frac{Pr_{\text{B,ave}}^{\text{ave}}}{Pr_T} \\
Pr_{\text{B,ave}}^{\text{ave}} &= \text{Prandtl-Zahl bei mittlerer Brine Temperatur} \\
Pr_T &= \text{Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur} \\
\lambda &= \text{Wärmeleitfähigkeit des Fluids}, \left[\frac{kJ}{m \cdot s \cdot K}\right] \\
& \quad \text{Beachte: } \textbf{kJ} \text{ !}
\end{aligned}$$

Mit Hilfe der Reynolds-Zahl Re läßt sich die laminare von der turbulenten Strömung rechnerisch unterscheiden. Für $Re > 10^4$ ist in technischen Anwendungen in Rohren turbulente Strömung zu erwarten. Durch die dabei entstehenden Mischbewegungen wird der Energieaustausch zwischen Rohrwand und Brine begünstigt. Der Wärmeübergangskoeffizient α_{Cv} wächst mit der Reynolds-Zahl. Das bedeutet, daß mit höhrerer Fluidgeschwindigkeit der Wärmeübergang pro Zeiteinheit verbessert wird. Die übertragene Wärmemenge pro Masseeinheit des Fluids ist natürlich geringer. Die Berechnung der Reynolds-Zahl erfolgt nach Gl. (2.26).

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C)}{\eta_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C)} \tag{2.26}$$

, mit

$$\begin{aligned}
v &= \text{Fluidgeschwindigkeit}, \left[\frac{m}{s}\right] \\
d &= \text{Innendurchmesser der Rohre}, [m] \\
\eta_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C) &= \text{dynamische Viskosität bei mittlerer Brine Temperatur} \\
\rho_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C) &= \text{Dichte des Brines bei mittlerer Brine Temperatur}
\end{aligned}$$

Eine weitere Einflußgröße auf den Wärmeübergangskoeffizienten ist die sogenannte Prandtl-Zahl Pr. Sie wird nach Gl. (2.27) berechnet.

$$\begin{aligned}
Pr_{\text{B}}^{\text{ave}} &= \frac{\eta_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C) \cdot c_p(T_{\text{B,ave}}, C)}{\lambda_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C)} \\
Pr_{\text{T}} &= \frac{\eta_{\text{T}}(T_{\text{T}}, C) \cdot c_p(T_{\text{T}}, C)}{\lambda_{\text{T}}(T_{\text{T}}, C)}
\end{aligned} \tag{2.27}$$

, mit

$c_p(T_{\text{B,ave}}, C) =$ spezifische Wärmekapazität des Fluids bei mittlerer Brine Temperatur

$c_p(T_{\text{T}}, C) =$ spezifische Wärmekapazität des Fluids bei Rohrtemperatur

$\lambda_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C) =$ Wärmeleitfähigkeit des Fluids bei mittlerer Brine Temperatur

$\lambda_{\text{T}}(T_{\text{T}}, C) =$ Wärmeleitfähigkeit des Fluids bei Rohrtemperatur

$\eta_{\text{B,ave}}(T_{\text{B,ave}}, C) =$ dynamische Viskosität des Fluids bei mittlerer Brine Temperatur

$\eta_{\text{T}}(T_{\text{T}}, C) =$ dynamische Viskosität des Fluids bei Rohrtemperatur

Alle genannten Zustandsgrößen für Wasser, Wasserdampf und Salzwasser sind in Abschnitt 2.10 auf Seite 56 beschrieben. Die mittlere Brinetemperatur wird nach Gl. (2.28) berechnet.

$$T_{\text{B,ave}} = \frac{a_1 \cdot T_{\text{Bi}} + a_2 \cdot T_{\text{B}}}{a_1 + a_2} \tag{2.28}$$

, mit

$$a_1 = 10\%$$
$$a_2 = 90\%$$

Die Variation der Parameter a_1 und a_2 läßt Spielraum für eine Anpassung der Simulationsergebnisse. Da der Einfluß der spatialen Temperaturvariation nicht berücksichtigt wird, kann über eine geeignete Wahl der Parameter der Einfluß der Temperatur des einströmenden Brine auf den konvektiven Wärmeübergang angepasst werden. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{Cv} ist in Listing 2.2. dargestellt. Der Zustandsvektor x ist auf Seite 45 beschrieben. Der Eingangsvektor u hat folgende Belegung:

$$u(1) = F_{\text{Si}}$$
$$u(2) = F_{\text{B}}$$
$$u(3) = T_{\text{Si}}$$
$$u(4) = T_{\text{Bi}}$$
$$u(5) = F_{\text{Cout}}$$

Die Berechnung von α_{Cv} und $\dot{Q}_{Cv}$ erfolgt für ein Rohr und wird dann über die Anzahl N der Rohre auf die gesamte übertragene Wärmemenge hochgerechnet. Somit wird die geometrische Anordnung der Rohre nicht berücksichtigt. Diese Ungenauigkeit läßt sich durch geeignete Wahl der Parmeter a_1 und a_2 an die reelen Gegebenheiten anpassen. Die Berechnung der Fließgeschwindigkeit des Brines ist aus Listing 2.2 Zeile 2 zu entnehmen.

Listing 2.2: Wärmemenge durch konvektiven Wärmeübergang (Gl. (2.24))

```
T_B_ave=0.5*(u(4)+x(3));
brineVel=u(2)/tubeNum/(pi*di^2/4)/densityOfBrine(T_B_ave,C);
kinematicViscosityOfBrine=dynamicViscosityOfBrine(T_B_ave,C)/
        densityOfBrine(T_B_ave,C);
Reynolds=brineVel*di/kinematicViscosityOfBrine;
Pr=1/3;
Prandtl_T_B_ave=dynamicViscosityOfBrine(T_B_ave,C)*
        heatCapacityOfBrine(T_B_ave,C)/
        thermalConductivityOfBrine(T_B_ave,C);
Prandtl_T_Tube=dynamicViscosityOfBrine(x(2),C)*
        heatCapacityOfBrine(x(2),C)/
        thermalConductivityOfBrine(x(2),C);
K=Prandtl_T_B_ave/Prandtl_T_Tube;
Nusselt=0.0214*(Reynolds^.8-100)*Pr^.4*
        (1+(di/tubeLen)^(2/3))*K;
alpha=Nusselt*1e3*thermalConductivityOfBrine(T_B_ave,C)/
        di;
QCurrent=tubeNum*alpha*Ai*(x(2-x(3));
```

2.8.2 Wärmeübergangskoeffizient (Kondensation)

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für die außenseitige Filmkondensation an einem waagerechten Rohr wird nach [5] wie folgt berechnet:

$$\alpha_C = 0.725 \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \triangle h}{\eta \cdot d \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{T}})} \right]^{\frac{1}{4}} \tag{2.29}$$

, mit

α_C = Wärmeübergangskoeffizient der Kondensation $\left[\frac{J}{m^2 \cdot s \cdot K}\right]$

λ = Wärmeleitfähigkeit des Fluids (Dampf) $\left[\frac{J}{m \cdot s \cdot K}\right]$

ρ = Dichte des Fluids (Dampf) $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

g = Erdbeschleunigung $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

d = Rohraußendurchmesser $[m]$

$\triangle h$ = Verdampfungsenthalpy $\left[\frac{J}{kg}\right]$

T_{T} = Temperatur der Rohrwand, (interner Zustand des Modells)

T_{sat} = Sättigungs- bzw. Siedetemperatur

Die benötigte Sättigungstemperatur (Siedetemperatur) T_{sat} wird wie in Gl. (2.21) beschrieben berechnet. In Abschnitt 2.10 auf Seite 55 werden die noch benötigten Abhängigkeiten der fluidspezifischen Zustandswerte, deren Gültigkeitsbereiche, Einheiten und die Literaturquellen genannt. In Zusammenhang mit den bisherigen Gleichungen und den in Abschnitt 2.9.1 auf der nächsten Seite berücksichtigten diskreten Ereignissen ergibt sich das in dieser Arbeit zugrundegelegte Modell des Brine Heaters. In Listing 2.3. ist die Berechnung der Wärmemenge durch Kondensation dargestellt.

Listing 2.3: Wärmemenge durch Kondensation (Gl. (2.29))

```
T_C_ave=0.5*(Tsat+x(2));
kinematicViscosityOfWater=dynamicViscosityOfWater(T_C_ave)/
        densityOfWater(T_C_ave);
alpha = 0.725*((1e3*thermalConductivityOfWater(T_C_ave)*
        densityOfWater(T_C_ave)*g*r_V_Tsat)/
        (dynamicViscosityOfWater(T_C_ave)*de*
        (Tsat-x(2))))^(1/4);
QCondense = tubeNum * alpha * Ae * ( x(1) - x(2) );
```

2.9 Hybride Struktur des Modells

Da ein dynamisches Modell auf Basis von Differentialgleichungen nicht in der Lage ist diskrete Ereignisse zu beschreiben oder Singularitäten in den Gleichungen sinnvoll zu handhaben, bietet sich die Theorie der hybriden Automaten an, verschiedene dynamische Modell zu einem konsistenten Gesamtmodell zusammenzufügen. Ein hybrider Automat detektiert diskrete Ereignisse und setzt das zugehörige dynamische Modell ein.

2.9.1 Diskrete Ereignisse und Singularitäten

Betrachtet man die Differentialgleichungen aus Abschnitt 2.6, so ist zu erkennen, daß das Modell für folgende Fälle nicht die korrekte Lösung für die Temperaturvariation der zugehörigen Zustandsvariablen liefert:

$$M_S = 0 \quad \text{diskretes Ereignis: kein Dampf im Kessel} \tag{2.30}$$

$$M_C = 0 \quad \text{diskretes Ereignis: kein Kondensat im Kessel} \tag{2.31}$$

$$M_B = 0 \quad \text{diskretes Ereignis: kein Brine in den Rohren} \tag{2.32}$$

$$M_T = 0 \quad \text{(diskretes Ereignis: keine Rohre vorhanden)} \tag{2.33}$$

Mit jeder dieser Singularitäten des Zustandsmodells ist ein diskretes Ereignis verbunden. Ereignis (2.33) ist vernachlässigbar, da die Masse der Rohre ein von der Zeit unabhängiger Systemparameter ist. Ein weiteres diskretes Ereignis folgt aus der Druckbegrenzung innerhalb des Brine Heaters und der Tatsache, daß sich ab einem bestimmten Kesseldruck ein Druckgleichgewicht zwischen Einströmdruck und Kesseldruck einstellt und demzufolge kein weiterer Dampf in den Brine Heater einströmen kann. Im folgenden wird dieser Druck mit P_{MAX} bezeichnet. Das führt zu einem weiteren diskreten Ereignis:

$$P \geq P_{\text{MAX}} \quad \text{diskretes Ereignis: Maximaldruck im Kessel} \tag{2.34}$$

Für jedes dieser Ereignisse, müssen geeignete Modifikationen des Differentialgleichungssystems gefunden werden.

2.9.2 Modifikationen des dynamischen Modells durch diskrete Ereignisse

Modifikation 1: Kein Dampf im Kessel $(M_S = 0)$.

$$\frac{dT_{\mathrm{S}}}{dt} = 0 \tag{2.35}$$

$$\frac{dM_S}{dt} = F_{\mathrm{Si}} \tag{2.36}$$

Modifikation 2: Kein Kondensat im Kessel $(M_C = 0)$.

$$\frac{dM_C}{dt} = F_{\mathrm{C}} \tag{2.37}$$

Modifikation 3: Kein Brine in den Rohren $(M_B = 0)$.

$$\frac{dT_{\mathrm{B}}}{dt} = 0 \tag{2.38}$$

Modifikation 4: Maximaldruck im Kessel $(P \geq P_{max})$.

$$\frac{dT_{\mathrm{S}}}{dt} = -\frac{Q_C}{M_S \cdot c_{\mathrm{pS}}} \tag{2.39}$$

$$\frac{dM_{\mathrm{S}}}{dt} = -F_{\mathrm{C}} \tag{2.40}$$

Die Modifikationen basieren auf der Überlegung, daß eine nicht vorhandene Menge eines Fluids keine Temperaturveränderung erfahren kann und sich die Temperatur dieses Fluids in einer beliebig kleinen Umgebung ϵ um die Singularität durch die unmodifizierten Differentialgleichungen korrekt beschreiben läßt. Da es niemals möglich ist, den Maximaldruck mit leerem Kessel zu erreichen, bilden die dem Ereignis 1 und Ereignis 4 zugehörigen Trajektorien disjunkte Teilmengen des Gesamtverhaltens (Menge aller Trajektorien) und es gibt keine Konflikte zwischen den Modifikationen. In Abb. 2.3 auf der nächsten Seite ist der zugehörige **nichtdeteministische hybride Automat** abgebildet. Jeder Zustand steht für eine der genannten Modifikationen. Über eine Potenzmengenkonstruktion kann das deteministische Pendant leicht ermittelt werden. Darauf wird hier verzichtet, da der Automat in textueller Form in die Matlab© S-Funktion eingebunden wird und damit die grafische Repräsentation entfällt. Da die Modifikationen und Ereignisse von einfacher Struktur sind, ist eine Umformung lediglich eine zeitaufwendige Fingerübung, die keine weiteren Erkenntnisse liefert.

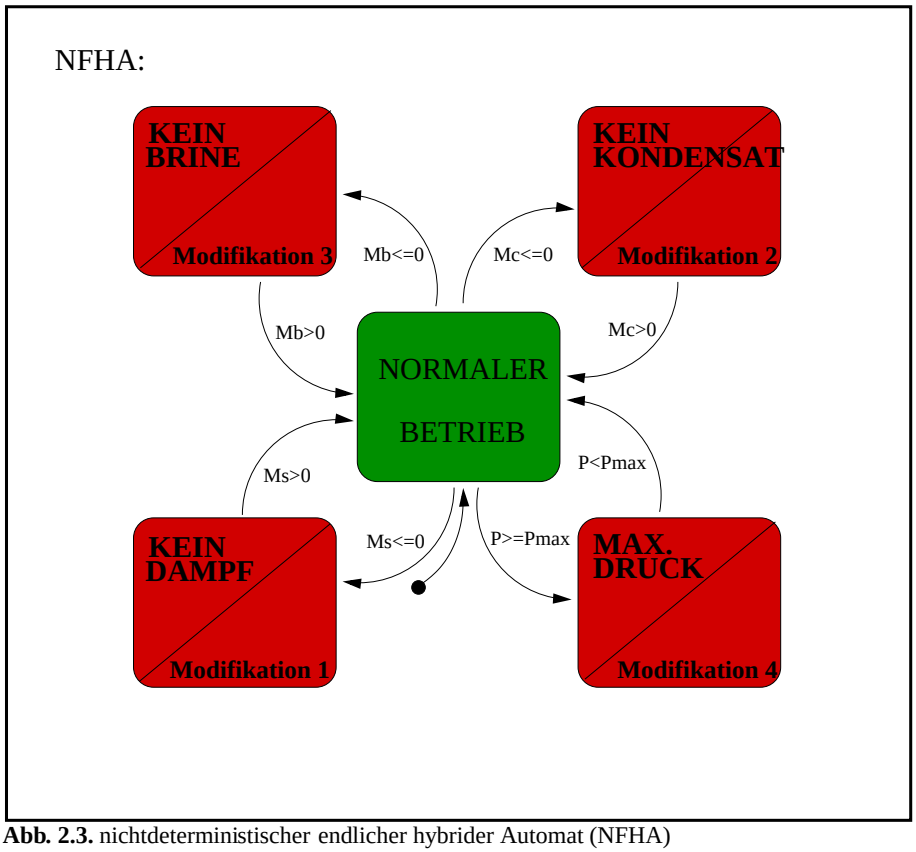


Abb. 2.3. nichtdeterministischer endlicher hybrider Automat (NFHA) für die Modellierung des Brine Heaters

Implementierung des hybriden Automaten

Da das nichtlineare Modelle mit einer S-Funktion realisiert wird, liegt es nahe die diskreten Ereignisse einzubeziehen und den hybriden Automaten in textueller Form zu implementieren. Dieses Vorgehen hat Vorteile im Bezug auf die Laufzeit und reduziert den Arbeitsaufwand bei gleichen Ergebnissen, was an der Einfachheit der diskreten Ereignisse und der Modifikationen liegt. Bei Systemen mit komplexeren diskreten Strukturen, ist dieses Vorgehen in der Regel nicht mehr zu empfehlen.

Listing 2.4: Implementierung des hybriden Automaten in der S-Funktion

```
if x(4)<=0,
    sys(1)=0;
else
    sys(1)=(QSteamInflow-QCondense)/x(4)/
        1e3*heatCapacityOfSteam(C2K(x(1)),P);
end
sys(2)=(QCondense-QCurrent)/M_T/cp_T;
if M_B_mix<=0,
    sys(3)=0;
else
    sys(3)=(QCurrent+QBrineInflow)/M_B_mix/
        1e3*heatCapacityOfBrine(T_B_ave,C);
end
if x(4)<=0,
    sys(4)=u(1);
elseif P>Pmax,                    % pressure protection valve
    sys(4)=-F_C;
else
    sys(4)=(u(1)-F_C);
end
if x(5)<=0,
    sys(5)=F_C;
else
    sys(5)=(F_C-u(5));
end
```

2.10 Gültigkeitsbereich, Abhängigkeiten und Einheiten der Prozeßveränderlichen und Zustandswerte

Der Signalraum der Prozeßveränderlichen legt den Gültigkeitsbereich des Modells fest. Alle benötigten Gleichungen müssen innerhalb dieses Bereichs die erforderliche Genauigkeit aufweisen. Da die internen Zustände des Brine-Heater-Modells von den Zustandsgrößen des Wassers, Wasserdampfs und des Brines abhängen, müssen diese Größen möglichst genau berechnet werden. Für die benötigten Zustandsgrößen des Wassers und des Wasserdampfes werden die Gleichungen der **IAPWS-IF97** verwendet. Die Qualität dieser Gleichungen läßt sich anhand der 3 Kriterien Genauigkeit, Konsistenz an den Bereichsgrenzen und Rechengeschwindigkeit charakterisieren. Für weitergehende Information zur IAPWS-IF97 sei auf [24] verwiesen. Die Modellierung des Brine Heaters benötigt folgende Zustandsgrößen des Wassers:

Zustandsgröße	Symbol	Einheit	Bereich (IAPWS-IF97)
spezifische Enthalpy des Dampfes	h''_S	$\frac{kJ}{kg}$	2
spezifische Wärmekapazität des Dampfes bei konstantem Druck	c_{pS}	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	2
spezifisches Volumen des Dampfes	ν_S	$\frac{m^3}{kg}$	2
spezifisches Volumen des Kondensats	ν_C	$\frac{m^3}{kg}$	1
Wärmeleitfähigkeit des Kondensats	λ_C	$\frac{kJ}{m \cdot s \cdot K}$	[7]
dynamische Viskosität des Kondensats	η_C	$\frac{kg}{m \cdot s}$	[7]
Sättigungstemperatur	t_s	$°K$	4

Die einzelnen Größen stehen mit den Prozeßveränderlichen wie folgt in **Abhängigkeit**:

Zustandsgröße	Symbol	zu errechnen aus
spezifische Enthalpy des Dampfes	h''_S	$h''_S = f(T_S, P)$
spezifische Wärmekapazität des Dampfes bei konstantem Druck	c_{pS}	$c_p = f(T_S, P)$
spezifisches Volumen des Dampfes	ν_S	$\nu_S = f(T_S, P)$
spezifisches Volumen des Kondensats	ν_C	$\nu_C = f(T_C, P)$
Sättigungstemperatur	t_s	$t_s = f(P)$

Die Gültigkeitsbereiche sind in folgender Tabelle dargestellt:

Symbol	Temperaturbereich	Druckbereich
h''_S	$0° - 800°C$	0 MPa - Sättigungsdruck
c_{pS}	$0° - 800°C$	0 MPa - Sättigungsdruck
ν_S	$0° - 800°C$	0 MPa - Sättigungsdruck
ν_C	$0° - 350°C$	Sättigungsdruck-100 MPa
λ_C	$10° - 150°C$	inkompressibel
η_C	$10° - 150°C$	inkompressibel
t_s	$0° - 350°C$	Sättigungsdruck

Der Gültigkeitsbereich der Zustandsgleichungen des dampfseitigen Teilsystems ist damit auf den Temperaturbereich von $10° - 150°C$ und den Druckbereich zwischen 0 MPa und 100 MPa beschränkt.

Die **Zustandsgrößen des Brine** werden dem **Fichtner Handbook 1978** entnommen. Entsprechend den in Abschnitt 2.6 entworfenen Zustandsgleichungen müssen folgende Werte berücksichtigt werden:

Zustandsgröße	Symbol	Einheit
spezifische Enthalpy	h'_B	$\frac{kJ}{kg}$
spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	c_{pB}	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Dichte	ρ_B	$\frac{kg}{m^3}$
dynamische Viskosität	η_B	$\frac{kg}{m \cdot s}$
Wärmeleitfähigkeit	λ_B	$\frac{kJ}{m \cdot s \cdot K}$

Diese Werte lassen sich wie folgt aus den einzelnen Prozeßgrößen errechnen:

Zustandsgröße	Symbol	zu errechnen aus
spezifische Enthalpy	h'_B	$h'_B = f(T_B, C)$
spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	c_{pB}	$c_{pB} = f(T_B, C)$
Dichte	ρ_B	$\rho_B = f(T_B, C)$
dynamische Viskosität	η_C	$\eta_C = f(T_B, C)$
Wärmeleitfähigkeit	λ_B	$\lambda_B = f(T_B, C)$

Da die Salzlake ein inkompressibles Fluid ist, hängt die Berechnung der einzelnen Werte nicht vom Druck P , sondern nur von der Temperatur und dem Salzgehalt C ($[C] = \frac{kg}{kg}$, $[S] = \frac{g}{kg}$) ab.

Die Gleichungen für die genannten Zustandswerte des Brine sind für folgende Temperatur-, Druck-, und Salzgehaltsbereiche gültig:

Symbol	Temperatur T	Salzgehalt S
h'_B	$0° - 180°C$	$0 - 160\frac{g}{kg}$
c_{pB}	$0° - 180°C$	$0 - 160\frac{g}{kg}$
ρ_B	$0° - 180°C$	$0 - 160\frac{g}{kg}$
η_B	$10° - 150°C$	$0 - 130\frac{g}{kg}$
λ_B	$10° - 150°C$	$0 - 100\frac{g}{kg}$

Damit liegt der Gültigkeitsbereich der Zustandsgleichungen des brineseitigen Teilsystems zwischen $10° - 150°C$ für die Temperatur und $0 - 100\frac{g}{kg}$ für den Salzgehalt.

2.11 Systemparameter - Stellgrößenbeschränkung

Für die Regelung der TBT und des Kondensatlevels müssen die Wertebereiche der Eingangsgrößen $FcOut$ und F_{Si} festgelegt werden:

$$FcOut^{\text{MAX}} = \text{maximale ausgehende Kondensatflußrate} = 500\frac{kg}{s}$$
$$\left[\frac{kg}{s}\right]$$
$$F_{\text{Si}}^{\text{MAX}} = \text{maximale eingehende Dampfflußrate} = 500\frac{kg}{s}$$
$$\left[\frac{kg}{s}\right]$$
$$FcOut^{\text{MIN}} = \text{minimale ausgehende Kondensatflußrate} = 0$$
$$\left[\frac{kg}{s}\right]$$
$$F_{\text{Si}}^{\text{MIN}} = \text{minimale eingehende Dampfflußrate} = 0$$
$$\left[\frac{kg}{s}\right]$$

Da in der Literatur keine Informationen zu den maximalen Zu- und Abflußraten für Dampf bzw. Kondensat zu finden waren, wurden für diese Parameter Werte gewählt, welche die gewählten Arbeitspunkte ermöglichen.

2.12 Die 4 Arbeitspunkte

Der Arbeitspunkt einer Mult-Stage-Flash Entsalzungsanlage ist durch die folgenden vier Prozeßvariablen klassifizierbar:

- TBT, die maximale Brinetemperatur $[°C]$.
- T_{Si}, die Temperatur des einströmenden Dampfes $[°C]$.
- T_{Bi}, die Temperatur des einstömenden Brines $[°C]$.
- F_B, die Masseflußrate des einströmenden Brines $\left[\frac{kg}{sec}\right]$.

Diese Prozeßvariariablen sind für ein komplettes Modell einer MSF-Anlage mit Kraftwerk keine Konstanten, sondern Referenzwerte für die zugehörigen geregelten Größen der “Heat Recovery”, “Heat Rejection” und “Heat Input Section”. Die Wahl des Arbeitspunktes hängt weitgehend von der Temperatur des Meerwassers T_{Sea} ab. Zu jedem Arbeitspunkt gibt es Referenzwerte für die einzelnen Anlagenteile, wobei die TBT der Referenzwert für die Regelung der Brinetemperatur durch den Brine Heater ist.

Die 4 Arbeitspunkte sind aus [9] entnommen und beschreiben die Zustände für Sommer und Winter sowie Tag und Nacht. Genaue Werte sind aus Tab. 2.2 auf Seite 66 zu entnehmen. Mit Orientierung an in der Literatur genannter Werte

([12],[15],[17],[3]) werden für die Systemparameter aus Abschnitt 2.4.1 folgende Werte gewählt um die statischen Zustände aus Tab. 2.2 auf Seite 66 anzunähern:

$$
\begin{aligned}
M_B &= 35000kg \\
M_T &= 15000kg \\
Vol &= 10m \cdot 20m \cdot 20m \\
A_e &= \text{errechnet sich aus } M_B \\
A_i &= \text{errechnet sich aus } M_B \\
N &= 5000 \\
d_i &= \text{errechnet sich aus } M_B \\
t &= 0.0012m \\
l &= 70m \\
c_{pT} &= 0.12 \cdot 4.184 \cdot 10^3 \frac{J}{kg \cdot K} \\
C &= 0.057 \frac{kg}{kg} \\
Pmax &= 3\text{bar}
\end{aligned}
$$

Da keines in der Literatur vorgestellten Modell in Verbindung mit Arbeitspunkten vollständige Angaben zu den genannten Parametern macht, bleibt Spielraum für eine Anpassung der statischen Zustände des Modells an die Arbeitspunkte. Die Brinekapatizät der Rohre, sowie die Dampfkapazität des Kessels sind entscheidend für die Zeitkonstanten des Modells. Dies ist durch folgenden Sachverhalt zu erklären. Bei konstant zugeführter Wärmeenergie in ein offenes System, wird für die resultierende Temperaturänderung einer großen Fluidmenge mehr Zeit beansprucht als bei einer kleinen Fluidmenge. Um bei der statischen und dynamischen Anpassung des Modells einen Freiheitsgrad für die Zeitkonstante zu erhalten, basieren alle Berechnungen bezüglich der geometrischen Eigenschaften der Rohrwand auf der Brinemasse M_B (Listing 2.5.). Die erforderlichen Gleichungen sind ins grafische Interface integriert und ermöglichen eine schnelle Modifikation (Kapitel 7).

Listing 2.5: Berechnung der Modellparameter in Abhängigkeit der Brinemasse M_B

```
volTubes=M_B_mix/densityOfBrine((Tbi+Tb)/2,C);
ri=(volTubes/(tubeLen*pi))^(0.5);
di=2*ri;%tube inside diameter [m]
re=ri+tubeThickness;
de=2*re;%tube outside diameter [m]
Ai=di*pi*tubeLen;
Ae=de*pi*tubeLen;%[m^2]
```

2.13 Implementierung des Modells

Das Modell wird in Form einer S-Funktion in Matlab© programmiert und über einen Simulink©-Block ins Gesamtsystem integriert.Die Schnittstelle zu den in den folgenden Kapiteln entworfenen Teilsystemen (Regler, hybrider Automat zur stoßfreien Umschaltung, Klassifikator zur Arbeitspunktdetektion auf Basis der Ljapunowtheorie, Szenariogenerator) besteht aus den in Abschnitt 2.4 identifizierten Ein- und Ausgängen des Modells. In Abb. 2.4 ist der Simulinkblock für das nichtlineare Modell des Brine-Heaters abgebildet. Abbildung 2.6 auf der nächsten Seite zeigt das Gesamtsystem.

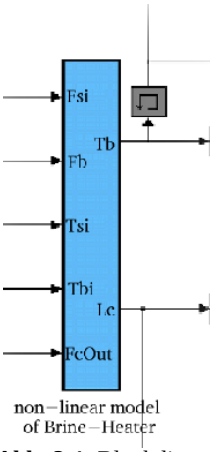


Abb. 2.4. Blockdiagramm des Brine-Heater Modells

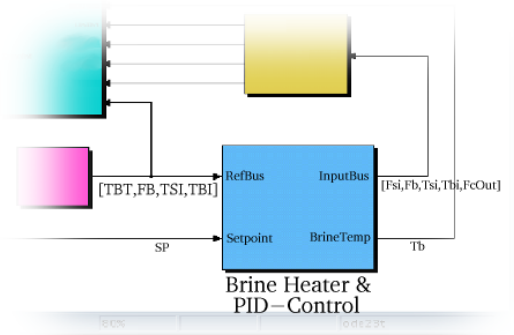


Abb. 2.5. Integration des Modells in das Gesamtsystem

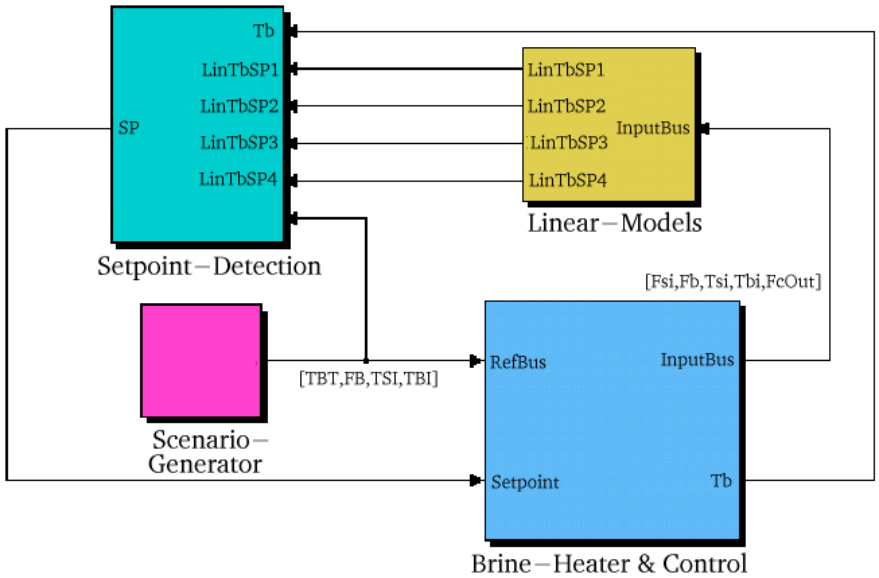


Abb. 2.6. Gesamtsystem
(file: THEMODEL.mdl)

2.14 Modellvalidierung

Bei der Modellvalidierung soll die Korrektheit des Modells durch den Vergleich mit realen Prozeßdaten bestätigt werden. Dabei werden die Dynamik und die statischen Zustände der Anlage mit denen des Modells verglichen und das Modell gegebenenfalls angepasst. Da für diese Arbeit keine realen Prozeßdaten vorliegen, bleibt nur ein Vergleich mit in der Literatur vorgestellter Modelle. Die Korrekteit der Gleichungen ist durch die lückenlose Entwicklung nach den thermodynamischen Grundsätzen gegeben. Um die Korrektheit des Modells zu bestätigen, werden Simulationsergebnisse aus [25] und [19] herangezogen. Das hier entworfene Modell sollte hinsichtlich Dynamik und Statik ähnlich sein. Da in [25] und [19] nicht alle hier benötigten Prozeßparameter genannt werden und aufgrund der Unterschiede in den Modellansätzen, kann keine exakte Übereinstimmung erwartet werden. Alle in der Literatur vorgestellten Modelle liefern ähnliche Kurvenverläufe, jedoch verschiedene Simulationsergebnisse hinsichtlich Sensitivitäten, Dynamik und den statischen Zuständen. Daher wird eine Übereinstimmung der Kurververläufe als ausreichend angesehen. Da all diese Modelle nach thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten erstellt worden sind, sollte es möglich sein, für gleiche Prozeßparameter ähnliche Ergebnisse zu erhalten.

2.14.1 dynamisches Verhalten

Zur Validierung des dynamischen Verhaltens werden folgende Szenarien simuliert:

- Änderung der Brine Flußrate (F_B, -7.9%) unter Beobachtung der Brine Temperatur am Ausgang des Brine Heaters T_B, $+6\%$ [25]
- Änderung der Dampf Flußrate (F_{Si}, $+2.1\%$) unter Beobachtung der Brine Temperatur am Ausgang des Brine Heaters T_B, $+1.19\%$ [25]
- Dynamisches Verhalten unter Regelung der Brine Temperatur [19]

Sprung der Brineflußrate

Die Brineflußrate wird um 7.9% von $3900\frac{kg}{s}$ auf $3592\frac{kg}{s}$ gesenkt, und die Änderung der Brine Temperatur am Ausgang des Brine Heaters beobachtet (Abb. 2.7 auf der nächsten Seite). Das hier erstellte Modell reagiert mit einer Erhöhung um 0.34% von $90°C$ auf $90.3131°C$. Damit liegt die Sensitivität bezüglich der Brineflußrate deutlich unter der des Modells aus [25].

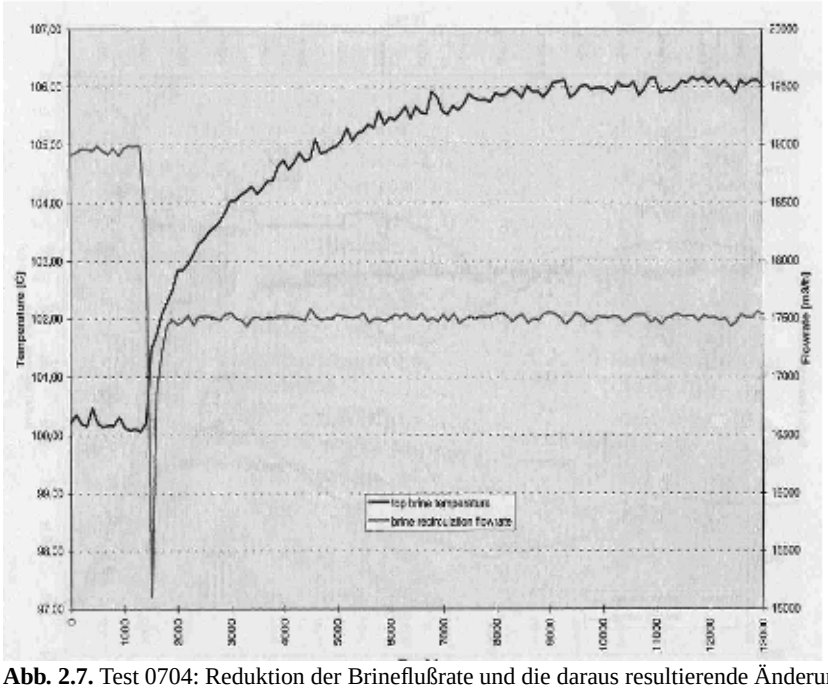


Abb. 2.7. Test 0704: Reduktion der Brineflußrate und die daraus resultierende Änderung der TBT (Technical Report LPT-1999-29).

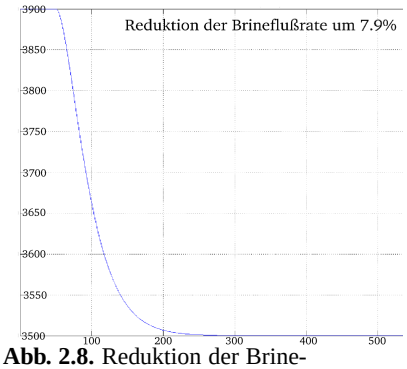


Abb. 2.8. Reduktion der Brineflußrate.

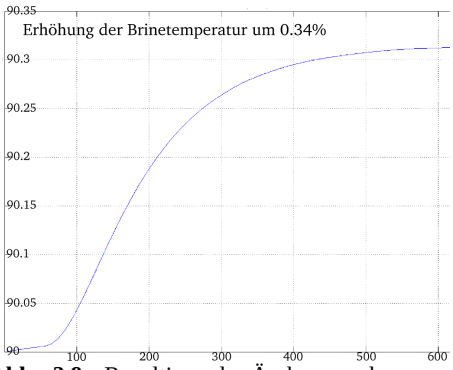


Abb. 2.9. Resultierende Änderung der TBT

Sprung der Dampfflußrate

Die Dampfflußrate F_{Si} wird um 2.1% erhöht, und die Änderung der Brine Temperatur am Ausgang des Brine Heaters beobachtet (Abb. 2.10 auf der nächsten Seite).

Die Temperatur steigt um 0.0556% von $90°C$ auf $90.05°C$. Die Sensitivität bezüglich der Dampfflußrate liegt ebenfalls deutlich unter der des Modells aus [25].

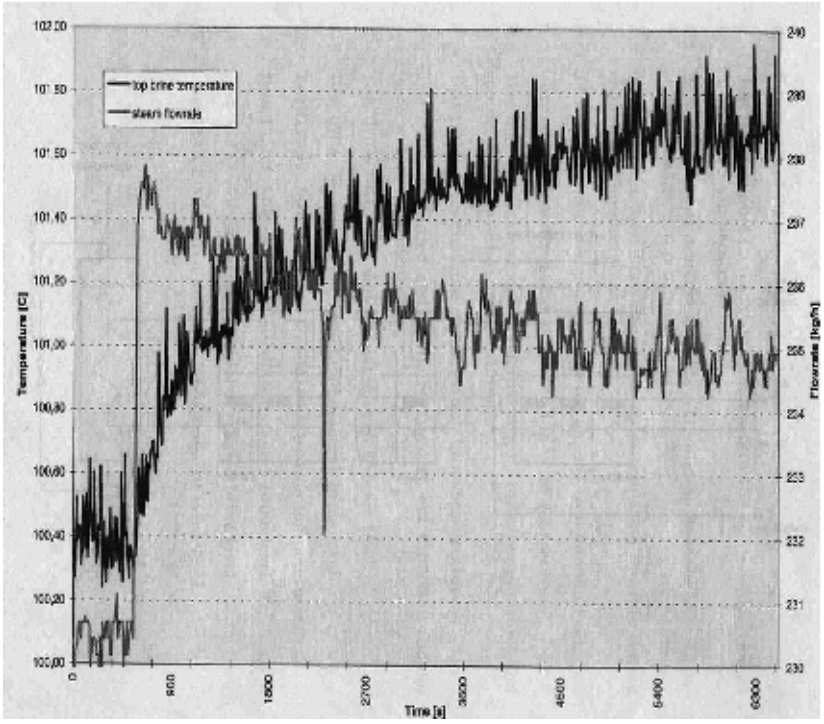


Abb. 2.10. Test 0504a: Erhöhung der Dampfflußrate und die daraus resultierende Änderung der TBT (Technical Report LPT-1999-29).

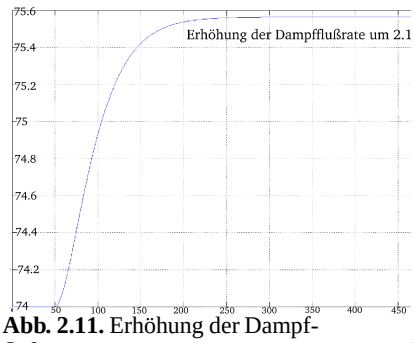


Abb. 2.11. Erhöhung der Dampfflußrate.

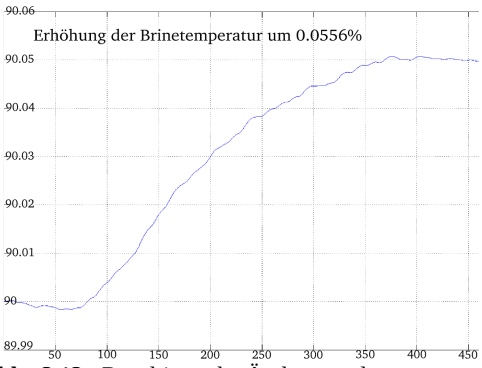


Abb. 2.12. Resultierende Änderung der TBT

Dynamisches Verhalten

In Abb. 2.13 ist die geregelte Brine Temperatur (TBT) von UANE (Um Al Nar East) Unit 6 dargestellt ([19]). Die Abbildung stellt zwei geregelte Temperaturwechsel dar. Im Vergleich dazu das geregelte dynamische Verhalten des hier erstellten Modells bei ebenfalls zwei Temperaturwechseln der TBT (Abb. 2.14). Für die Regelung wurde ein nach Ziegler-Nichols optimierter PID-Regler mit Anti-Integration-Windup verwendet.

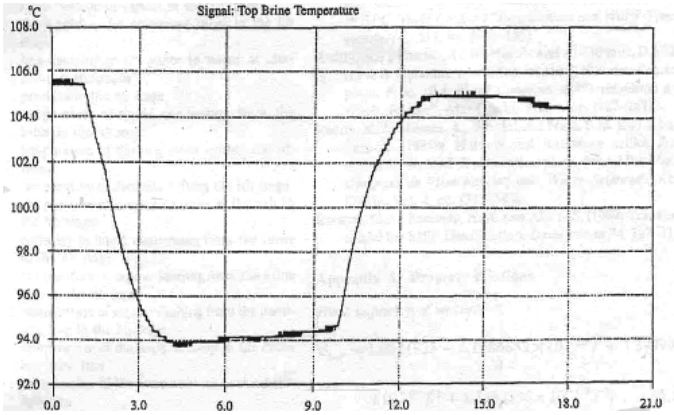


Abb. 2.13. Geregelte TBT von UANE Unit 6.

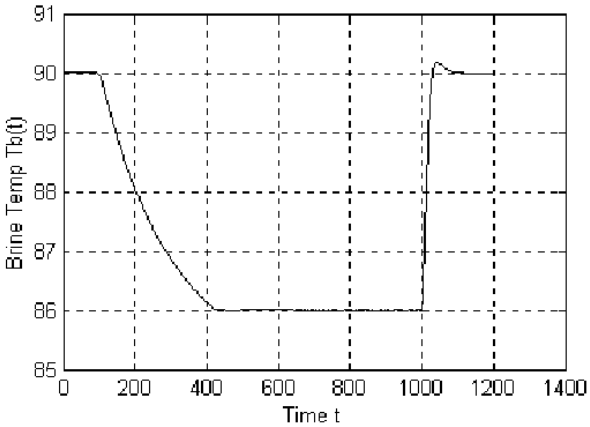


Abb. 2.14. Geregelte TBT des hier erstellten Modells.

2.14.2 statisches Verhalten unter Regelung der TBT

Das entworfene Modell muß die 4 Arbeitspunkte widergeben. Tabelle 2.2 zeigt die realen und die simulierten Daten. Um die Abweichungen der benötigten Dampfmengen zu reduzieren, wurden die Werte ein wenig modifiziert. Dies war erforderlich, da durch Variationen der Systemparameter keine Übereinstimmung erziehlt werden konnte.

	ARBEITSPUNKT 1 SOMMER / NACHT		ARBEITSPUNKT 2 WINTER / NACHT	
Prozeßgröße	MSF-Anlage [9]	Simulation	MSF-Anlage [9]	Simulation
T_{Sea}	$32.22°C$	$30°C$	$14.4°C$	$12°C$
T_{Bi}	$84.89°C$	$85°C$	$82.13°C$	$83°C$
T_B	$90.56°C$	$90°C$	$88.08°C$	$88°C$
T_{Si}	$100°C$	$100°C$	$97.59°C$	$98°C$
F_B	$3986.4\frac{kg}{s}$	$3900\frac{kg}{s}$	$3795.3\frac{kg}{s}$	$3700\frac{kg}{s}$
F_{Si}	$39.16\frac{kg}{s}$	$74.5\frac{kg}{s}$	$39.16\frac{kg}{s}$	$56.38\frac{kg}{s}$
	ARBEITSPUNKT 3 SOMMER / TAG		ARBEITSPUNKT 4 WINTER / TAG	
Prozeßgröße	MSF-Anlage [9]	Simulation	MSF-Anlage [9]	Simulation
T_{Sea}	$32.22°C$	$34°C$	$14.4°C$	$16°C$
T_{Bi}	$103.02°C$	$106°C$	$100.59°C$	$103°C$
T_B	$110°C$	$110°C$	$107.94°C$	$108°C$
T_{Si}	$119.85°C$	$120°C$	$117.78°C$	$117°C$
F_B	$3476.4\frac{kg}{s}$	$2700\frac{kg}{s}$	$3314.2\frac{kg}{s}$	$3000\frac{kg}{s}$
F_{Si}	$43.46\frac{kg}{s}$	$152.23\frac{kg}{s}$	$43.46\frac{kg}{s}$	$220.16\frac{kg}{s}$

Tabelle 2.2. Vergleich der statischen Zustände (*)

(* Anmerkung: Die Parameter der Realanlage standen nicht zur Verfügung. Daher ist der Vergleich nur qualitativ anzusehen.)

2.15 Modellansätze aus der Literatur

Grundsätzlich lassen sich die dynamischen Modellansätze in drei Klassen unterteilen. Die der Modelle auf Basis von Differentialgleichungen ohne verteilte Parameter, Modelle mit stückweise verteilten Parametern und Modelle auf Basis von partiellen Differentialgleichungen. Zu jeder dieser Klassen lassen sich in der Literatur Beispiele finden. Im folgenden werden Literaturhinweise über die Brine-Heater-Modelle gegeben und diese mit dem hier entwickelten Modell verglichen.

2.15.1 Dynamische Modelle ohne verteilte Parameter

In der Literatur werden zahlreiche Modell dieser Klasse vorgestellt. Einige Beispiele sind [12], [15], [17] und [3]. Die darin verwendeten Grundgleichungen sind im wesentlichen mit den hier verwendeten identisch.

In [15] werden drei Differentialgleichungen verwendet. Zwei zur Beschreibung der kesselseitigen Masse- und Energiedynamik und eine zur Beschreibung der brineseitigen Masse- und Energiedynamik. Zur Berechnung der Zustandswerte werden Gleichungen aus [1] verwendet, welche aus dem “Office Of Saline Water” (OSW, USA) stammen. Zur Vereinfachung wird angenommen, daß das System ideal isoliert ist, nichtkondensierbare Gase vernachlässigbar sind und die Dichte des Kondensats konstant ist. Im Vergleich dazu berücksichtigt das in dieser Arbeit vorgestellte Modell eine Temperaturvariation des Kondensats in Abhängigkeit der Sättigungstemperatur. Diese wirkt sich auf die Dichte aus, die eine Änderung des für den Dampf verfügbaren Volumens ausmacht.

In [3] wird eine Differentialgleichung zur Berechnung der Brinetemperatur verwendet. Es werden keine kesselseitigen Vorgänge berücksichtigt. Folgende rohrspezifische Eigenschaften werden berücksichtigt: geometrische Abmessungen, spezifische Wärmekapazität. Zur Vereinfachung wird die Dichteänderung des Brines vernachlässigt, die Rohrtemperatur gleich der Dampftemperatur gesetzt, eine ideale thermische Isolation des Systems und eine ideale Durchmischung der beteiligte Fluide angenommen.

In [12] wird, wie in [15] und in dieser Arbeit, eine Zweiteilung des Brine Heaters in Kessel- und Brineseite vorgenommen. Zur Vereinfachung wird die Energiedynamik der Kesselseite in eine Differentialgleichung zusammengefasst. Die resultierenden Gleichungen wie auch die vereinfachenden Annahmen sind prinzipiell identisch zu denen aus [15]. Beide Ansätze unterscheiden sich jedoch in ihrem verwendeten algebraischen Gleichungen.

In [17] wird ebenfalls eine Differentialgleichung zur Modellierung des Brine Heaters verwendet. Sie beschreibt die Enthalpyänderung des Brines und berücksichtigt dessen Zunahme durch den einströmenden Dampf und dessen Abnahme durch den Brinefluß. Die Dampftemperatur geht wie in [12] logarithmisch in die Berechnung ein. Daher wurde der logarithmische Term durch die Berechnung des Mittelwerts ersetzt, wie sie auch in [15] und [3] verwendet wird. Vereinfachend wird in [17] angenommen, daß die zur Erwärmung des Brine nötige Energiemenge vom Dampf stets geliefert werden kann. Die benötigte Dampfmenge wird vernachlässigt und nur die Dampftemperatur berücksichtigt. Die sonstigen vereinfachenden Annahmen sind analog zu den bereits genannten.

2.15.2 Dynamische Modelle auf Basis von partiellen Differentialgleichungen

Berücksichtigt man die räumliche Variation der Dichte, Temperatur etc. eines Systems, so führt dies zu einem System mit verteilten Parametern. Dabei gelten vorher festgelegte räumliche Bereiche als thermodynamische Teilsysteme, die Energie und Masse austauschen. Dadurch ergibt sich eine Variation z.B. der Temperatur T in den drei räumlichen Dimensionen ($\frac{\triangle T}{\triangle x}$, $\frac{\triangle T}{\triangle y}$, $\frac{\triangle T}{\triangle z}$). Analog kann beim Druck bzw. der Dichte vorgegangen werden. Bildet man den Grentzwert indem man infinitissimal kleine Raumsegmente betrachtet, so kommt man zur dynamischen Modellierung auf Basis von partiellen Differentialgleichungen. Solch ein Ansatz wird in [26] verfolgt. Dabei wird eine Temperaturvariation sowie eine Variation der Salzkonzentration entlang der Längsachse der Rohre angenommen. Die Variation in Richtung der Quer- und Hochachse wird vernachlässigt. Es handelt sich dabei also um ein Modell mit ein-dimensional verteilten Parametern. Die Wärmekapazität der Rohre wird nicht berücksichtigt. Aufgrund der im Vergleich sehr kleinen Zeitkonstante des thermodynamischen Teilsystems “Dampf”, wird dieses als quasistionäres Teilsystem behandelt und mittles statischen Masse- und Energiebanancegleichungen modelliert. Desweiteren werden alle nichtthermalen Energieverluste, z.B. mechanische durch Ventile etc. vernachlässigt. Weitere Untersuchungen bezüglich des Wärmeübergangs und der Berücksichtigung der nichtkondensierbaren Gase sind in [27] zu finden.

3. Regelung und Arbeitspunkte

3.1 Regelung

In diesem Kapitel wird die Brine Temperatur und der Kondensatlevel durch einen PID-Regler geregelt. Stellgröße ist dabei die Dampfflußrate F_{Si}, sowie die Kondensatflußrate $FcOut$. In Abb. 3.1 und 3.2 sind die Regelkreise schematisch abgebildet.

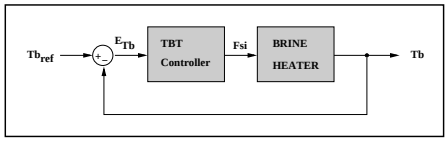


Abb. 3.1. TBT-Regelung

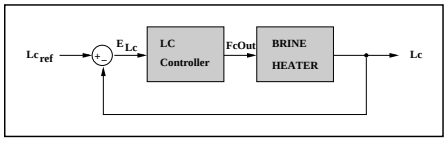


Abb. 3.2. Lc-Regelung

Der Entwurf des Reglers für den Kondensatlevel erfolgt nach den gleichen Prinzipien wie der für die Top Brine Temperature (TBT). Da für diese Arbeit die Regelung der TBT von vorrangigem Interesse ist, wird nicht näher auf den Entwurf des Reglers für den Kondensatlevel eingegangen.

Zum Einsatz soll ein **PID-Regler** (Gl. (3.1)) kommen, dessen Regelparameter nach **Ziegler-Nichols** optimiert sind und der über eine **Anti-Windup** Strategie verfügt. Da das System große Zeitkonstanten aufweist, wird die Sprung-Methode verwendet. Dabei werden anhand der Sprungantwort des linearisierten Systems die drei charakteristischen Größen Ausgleichszeit (Anstiegszeit) T_a, Verzugszeit (Totzeit) T_u und die Einstellzeit K_s ermittelt. Anhand dieser Werte berechnet man die Parameter für den proportionalen K_p, differentiellen T_d und integralen T_i Anteil des PID-Reglers. Der Zusammenhang dieser Größen ist durch die Berechnungsvorschrift von Ziegler-Nichols (Gl. (3.3)) gegeben.

$$u(t) = K_p \cdot \left[e(t) + T_d \cdot \frac{d}{dt} \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_{t_0}^{t} e(t)dt \right] \tag{3.1}$$

, mit

$e(t)$ = Regelfehler

$u(t)$ = Stellgröße

Um ein verbessertes Regelverhalten bezüglich Überschwingen und Regelzeit zu erreichen, gibt es eine Vielzahl von Modifikationsarten des Regelgesetzes. Gleichung (3.2) beschreibt eine mögliche Änderung zum sogenannten **modifizierten PID-Regler**, bei der die Führungsgröße getrennt vom Istwert gewichtet wird.

$$u(t) = K_p \cdot \left[K_b \cdot r(t) - y(t) + T_d \cdot \frac{d}{dt} \cdot e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_{t_0}^{t} e(t)dt \right] \tag{3.2}$$

, mit

$e(t)$ = Regelfehler
$u(t)$ = Stellgröße, Reglerausgang
$r(t)$ = Sollwert, Führungsgröße
$y(t)$ = Istwert

Bei der Sprungmethode nach Ziegler-Nichols werden die Regelparameter nach Gl. (3.3) berechnet.

$$\begin{aligned} K_p &= \frac{T_a}{1.2 \cdot K_s \cdot T_u} \\ T_d &= 0.5 \cdot T_a \\ T_i &= 2.0 \cdot T_u \end{aligned} \tag{3.3}$$

, mit

K_p = proportionale Verstärkung
T_d = differentielle Verstärkung
T_i = integrale Verstärkung
T_a = Ausgleichszeit
T_u = Verzugszeit
K_s = Einstellzeit

Hintergrund der Ermittlung der PID-Parameter nach Ziegler Nichols ist die Tatsache, daß sich viele Prozesse durch Totzeitelemente mit Totzeit T_u und ein Verzögerungselement erster Ordnung mit Verzögerungszeit T_a und stationärer Verstärkung K_s approximieren lassen. Transportvorgänge von Masse oder Energie, wie sie auch beim hier modellierten Brine Heater auftreten, können dabei durch das Totzeitelement beschrieben werden. Das Verzögerungselement nähert das Verhalten der Energie und Massespeicher an. Diese Art der Approximation ist nur nötig, falls kein lineares mathematisches Modell des zu regelnden Prozesses vorhanden ist. Über die Sprungantwort sind die Werte ablesbar und können zur Berechnung der PID-Parameter verwendet werden.

In Kapitel 2 wurde das **nichtlineare Modell des Brine Heaters** entworfen. Da die Sprungmethode nur für lineare Modelle die erwarteten Ergebnisse liefert, muß

das Modell aus Kapitel 1 in den gewünschten Arbeitspunkten (Abschnitt 2.12) linearisiert werden.

3.2 Linearisierung in 4 Arbeitspunkten

Für die Linearisierung wird die Matlab©-Funktion `linmod2` verwendet. Sie linearisiert ein durch eine S-Funktion gegebenes System in einem gegebenen Arbeitspunkt mit einer gewünschten Genauigkeit zu einem bestimmten Zeitpunkt. Nähere Informationen dazu sind über die Hilfefunktion zur `linmod2`-Funktion zu finden.

Für die Linearisierung wird noch eine kleine Vereinfachung getroffen. Hintergrund dafür ist die Tatsache, daß eine Variation der Dampf- bzw. Kondensattemperatur eine Druckvariation nach sich zieht, welche die maximal mögliche Dampfmasse bei begrenztem Druck reduziert. Diese Druckvariation wird bis zum Maximaldruck fortgesetzt. Da aufgrund der räumlichen Verteilung nicht die gesamte einströmende Dampfmasse als Kondensat an den Rohren abtropfen kann, kommt es irgendwann zu einer Überschreitung des Maximaldrucks. Entweder muß ein Überdruckventil den Druck reduzieren, oder es kommt zu einem Druckausgleich zwischen Dampfeinlaßventil und Kessel, so daß kein weiterer Dampf mehr in den Kessel gelangen kann. In beiden Fällen kommt es zu einer Schwingung des Drucks um den Maximaldruck und somit zu einer Schwingung der Dampf- bzw. Kondensatmasse (Abb. 3.3).

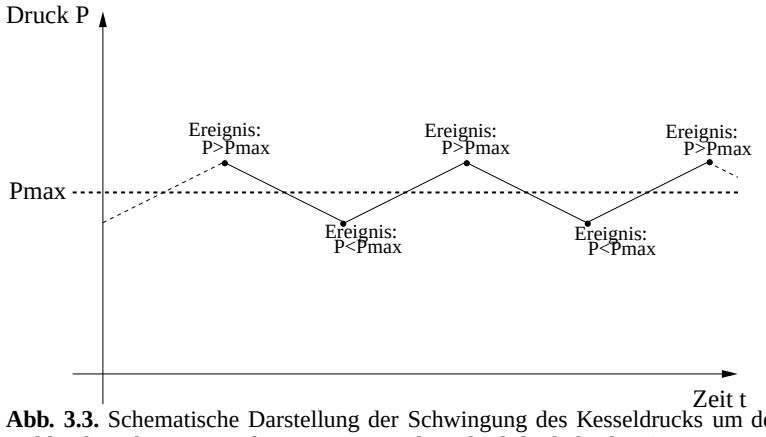


Abb. 3.3. Schematische Darstellung der Schwingung des Kesseldrucks um den Maximaldruck. Jedes Ereignis hat einen Zustandswechsel des hybriden Automaten zur Folge. Die zugehörige Änderung des dynamischen Modells kehrt das Vorzeichen des Druckgradienten um. Je genauer die Berechnung des aktuellen Kesseldrucks, desto kleiner die Amplitude der Schwingung. Der Schwingung des Druckes folgt eine Schwingung der Dampf bzw. Kondensatmasse

Diese Schwingung erschwert die Linearisierung, liefert aber keinen großen Beitrag zum **Temperaturverhalten in einem Arbeitspunkt**. Da die linearisierten Modelle vorrangig das Temperaturverhalten abbilden sollen, kann durch eine konstante Kondensat- und Dampfmasse eine ideale Regelung des Kondensatlevels simuliert werden und die beschriebene Schwingung im stationären Zustand "verschwindet" bzw. wird auf den Mittelwert gesetzt. Die Werte für Kondensat- und Dampfmasse müssen so gewählt werden, daß sich der vorgegebene Maximaldruck in Abhängigkeit der eingehenden Dampftemperatur einstellt (zur Erinnerung: die Dampftemperatur ist für jeden Arbeitspunkt konstant). Die Massenmittelwerte werden während der Simulation ermittelt. In Listing 3.1. ist der entsprechende Auszug der modifizierten S-Funktion für die Linearisierung zu sehen.

Listing 3.1: Modifizierte S-Funktion zur Linearisierung

```
sys(1) = (QSteamInflow - QCondense)/x(4)/
         1e3/heatCapacityOfSteam(C2K(x(1)),P);
sys(2) = (QCondense - QCurrent)/M_T/cp_T;
sys(3) = (QCurrent + QBrineInflow)/M_B_mix/
         1e3/heatCapacityOfBrine(T_B_ave,C);
sys(4) = 0;
sys(5) = 0;
```

, mit

$$sys(1) = \frac{dT_s}{dt}$$
$$sys(2) = \frac{dT_t}{dt}$$
$$sys(3) = \frac{dT_b}{dt}$$
$$sys(4) = \frac{dM_S}{dt}$$
$$sys(5) = \frac{dM_C}{dt}$$

Für die Dampf- und Kondensatmassen wird ein Mittelwert aus der maximalen M_S^{max} und minimialen M_S^{min} Dampf- bzw. maximalen M_C^{max} und minimialen M_C^{min} Kondensatmasse der Schwingung im stationären Zustand errechnet. Da sich im Idealfall (bei symmetrischer Kennlinie des Druckventils) eine sinusförmige Schwingung einstellt, ist dieses Vorgehen gerechtfertigt. Für die restlichen Prozeßveränderlichen werden die Werte des Arbeitspunktes verwendet. Diese sind auf Seite 66 beschrieben. Die Modelle werden mit einer Genauigkeit von $\frac{1}{100}\,^{\circ}C$ linearisiert. Im Folgenden sind die linearen Zustandsmodelle der vier Arbeitspunkte in Zustandsvariablendarstellung angegeben. Der Faktor K_i paßt den stationären Zu-

stand an den des nichtlinearen Modells an.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= A_i \cdot \mathbf{X} + K_i \cdot B_i \cdot \mathbf{U} \\ \mathbf{Y} &= C_i \cdot \mathbf{X} + D_i \cdot \mathbf{U} \end{aligned} \tag{3.4}$$

3.2.1 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 1

$$A_1 = \begin{bmatrix} -2.4602 \cdot 10^{-1} & 2.3628 \cdot 10^{-1} & 0 & 5.364 \cdot 10^{-11} & 0 \\ 4.4836 & -26.7435 & 22.2558 & 0 & 0 \\ 0 & 1.2013 & -1.2117 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 7.2087 \cdot 10^{-4} & 0 & 3.2492 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & -2.0982 \cdot 10^{-4} & 0 & 8.1989 \cdot 10^{-4} & 0 \\ 0 & -2.7599 \cdot 10^{-6} & 0 & 1.0941 \cdot 10^{-2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.9999 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5.0761 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$D_1 = 0$$

$$K_1 = 1.45480685699463$$

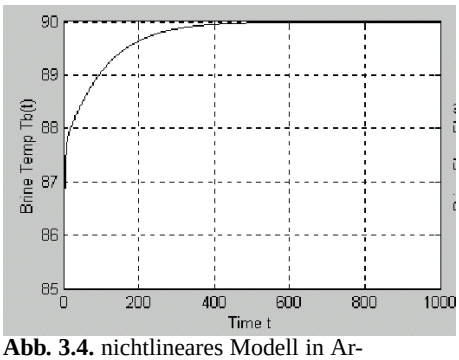


Abb. 3.4. nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 1

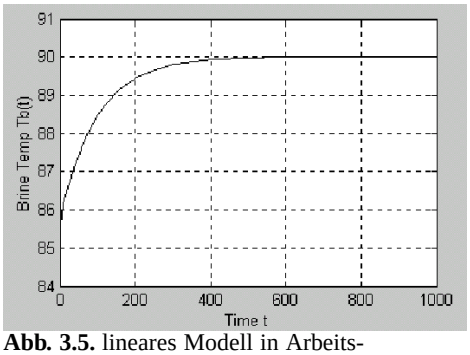


Abb. 3.5. lineares Modell in Arbeitspunkt 1

3.2.2 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 2

$$A_2 = \begin{bmatrix} -1.8242 \cdot 10^{-1} & 1.7531 \cdot 10^{-1} & 0 & 3.4960 \cdot 10^{-11} & 0 \\ 4.423 & -25.4978 & 21.0702 & 0 & 0 \\ 0 & 1.1377 & -1.1476 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 6.7944 \cdot 10^{-4} & 0 & 2.2162 \cdot 10^{-3} & 0 & 0 \\ 0 & -2.0982 \cdot 10^{-4} & 0 & 7.5122 \cdot 10^{-4} & 0 \\ 0 & -2.7565 \cdot 10^{-6} & 0 & 1.0381 \cdot 10^{-2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.9999 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5.0761 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$D_2 = 0$$

$$K_2 = 1.48895417002092$$

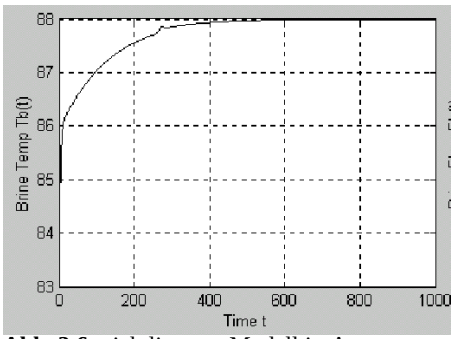


Abb. 3.6. nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 2

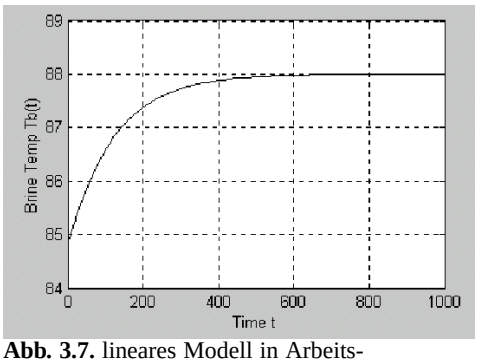


Abb. 3.7. lineares Modell in Arbeitspunkt 2

3.2.3 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 3

$$A_3 = \begin{bmatrix} -1.7364 & 1.7124 & 0 & 3.00566 \cdot 10^{-9} & 0 \\ 5.3397 & -23.4245 & 18.0857 & 0 & 0 \\ 0 & 9.7146 \cdot 10^{-1} & -9.7871 \cdot 10^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 1.1950 \cdot 10^{-3} & 0 & 1.6494 \cdot 10^{-2} & 0 & 0 \\ 0 & -1.6884 \cdot 10^{-4} & 0 & 6.3317 \cdot 10^{-4} & 0 \\ 0 & -2.2026 \cdot 10^{-6} & 0 & 7.5716 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5.0761 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$D_3 = 0$$

$$K_3 = 1.08346410413334$$

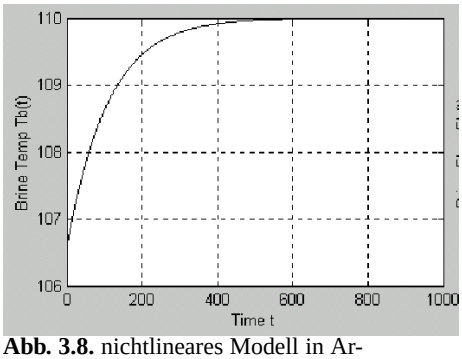


Abb. 3.8. nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 3

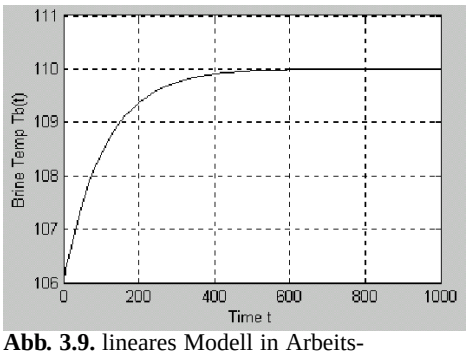


Abb. 3.9. lineares Modell in Arbeitspunkt 3

3.2.4 Linearisiertes Modell in Arbeitspunkt 4

$$A_4 = \begin{bmatrix} -1.5576 & 1.5240 & 0 & -1.175 \cdot 10^{-11} & 0 \\ 5.2221 & -24.8112 & 19.5904 & 0 & 0 \\ 0 & 1.0528 & -1.0610 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_4 = \begin{bmatrix} 1.0438 \cdot 10^{-3} & 0 & 2.2912 \cdot 10^{-2} & 0 & 0 \\ 0 & -2.1077 \cdot 10^{-4} & 0 & 8.4983 \cdot 10^{-4} & 0 \\ 0 & -2.7565 \cdot 10^{-6} & 0 & 8.4050 \cdot 10^{-3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5.0761 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}$$

$$D_4 = 0$$

$$K_4 = 1.12835946314526$$

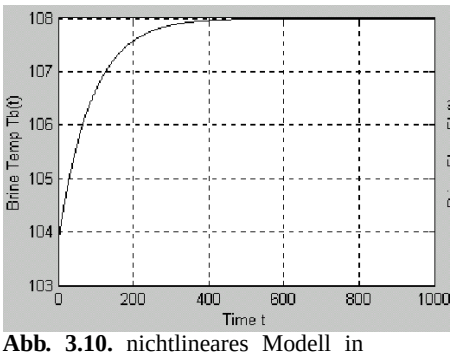


Abb. 3.10. nichtlineares Modell in Arbeitspunkt 4

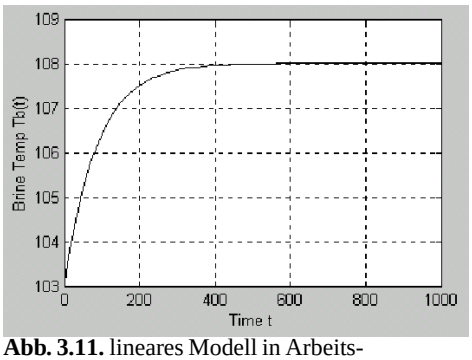


Abb. 3.11. lineares Modell in Arbeitspunkt 4

3.3 Validierung der linearen Modelle

Zur Validierung werden die statischen Zustände, die Zeitkonstanten und die Dynamik der linearisierten Modelle mit denen des nichtlinearen Modells in den Arbeitspunkten verglichen.

Statische Zustände und Dynamik

Zur Ermittlung der statischen Zustände wird das kesselseitige Teilsystem in einer gültigen Konfiguration von Druck-, Masse- und Temperturverhältnis gestartet, wobei die Rohretemperatur (T_T) und die Brineausgangstemperatur (T_B) auf die Brineeingangstemperatur (T_{Bi}) gesetzt wird. Über die Regler für die Brinetemperatur und den Kondensatlevel (zu diesem Zeitpunkt noch mit manuell eingestellten Parametern) wird die für die stationären Zustände nötige Dampfflußraten ($F_{Si}^j, j = 1 \ldots 4$) ermittelt. Die Dampfflußraten werden auf diese Werte konstant gesetzt, die linearen sowie das nichtlineare Modell in die stationären Zustände gefahren und das dynamische bzw. das statische Verhalten verglichen. Dabei muß insbesondere die Brinetemperatur T_B der linearisierten Modelle mit den Arbeitspunkten des nichtlinearen Modells übereinstimmen. Diese Forderung gilt nicht für die Dampf-, und Kondensatmassen, da diese wie beschrieben auf die Mittelwerte konstant gesetzt werden. In Tab 3.1 auf der nächsten Seite sind die stationären Zustände des nichtlinearen und der linearen Modelle aufgelistet. Das dynamische Verhalten wird in Abb. 3.4 auf Seite 73 bis 3.11 auf der vorherigen Seite mit dem nichtlinearen Modell verglichen. Auf diesen Abbildungen ist ebenfalls zu erkennen, daß die Brinetemperatur in den statischen Zuständen, sowie die Zeitkonstanten der linearisierten Modelle mit den Arbeitspunkten des nichtlinearen Modells übereinstimmen.

	ARBEITSPUNKT 1		ARBEITSPUNKT 2	
	nichtlinear	linear	nichtlinear	linear
M_S	8194.8638	8194.8638	8489.2554	8489.2554
M_C	313.9763	313.9763	313.8318	313.8318
L_C	15.9379	15.9379	15.9305	15.9305
$FcOut$	3.5446	3.5446	3.3611	3.3611
T_{Si}	100	100	98	98
F_{Si}	74.54184	74.54184	56.3846	56.3846
T_S	90.2729	90.3633	88.264	88.3052
T_{bi}	85	85	83	83
T_t	90.0458	90.0843	88.0457	88.1207
T_b	90	90	88	88
F_b	3900	3900	3700	3700
	ARBEITSPUNKT 3		ARBEITSPUNKT 4	
	nichtlinear	linear	nichtlinear	linear
M_S	7117.3235	7117.3235	7170.6797	7170.6797
M_C	315.5307	315.5307	316.1338	316.1338
L_C	16.0168	16.0168	16.0474	16.0474
$FcOut$	1.9722	1.9722	2.7375	2.7375
T_{Si}	120	120	117	117
F_{Si}	152.2341	152.2341	220.1624	220.1624
T_S	110.1374	110.2785	108.1909	108.305
T_{bi}	106	106	103	103
T_t	110.0313	110.0586	108.0403	108.0264
T_b	110	110	108	108
F_b	2700	2700	3000	3000

Tabelle 3.1. Vergleich der stationären Zustände des nichtlinearen Modells mit den linearisierten Modellen in den Arbeitspunkten.

3.4 Regelparameter und Sprungantworten

Nun können anhand der Sprungantworten die PID-Parameter nach der Sprungmethode von Ziegler Nichols berechnet werden. In Abb. 3.12 auf der nächsten Seite bis Abb. 3.15 auf Seite 82 sind die Sprungantworten mit den für die Ermittlung der Parameter nötigen Zeiten abgebildet. In Verbindung mit Gl. (3.3) ergeben sich die folgenden Parameter.

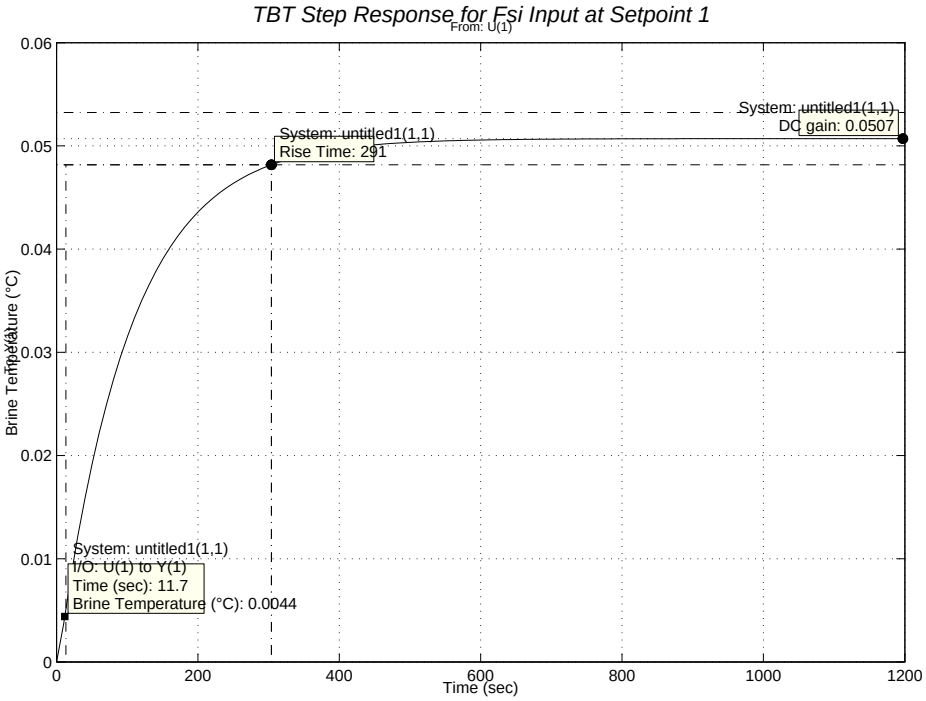


Abb. 3.12. Sprungantwort: Arbeitspunkt 1

Regelparameter für Arbeitspunkt 1.

$$
\begin{aligned}
T_u &= 11.7 \\
T_a &= 291 - 11.7 \\
K_s &= 0.0507 \\
K_p &= 565.0129 \\
T_d &= 5.85 \\
T_i &= 23.4
\end{aligned}
$$

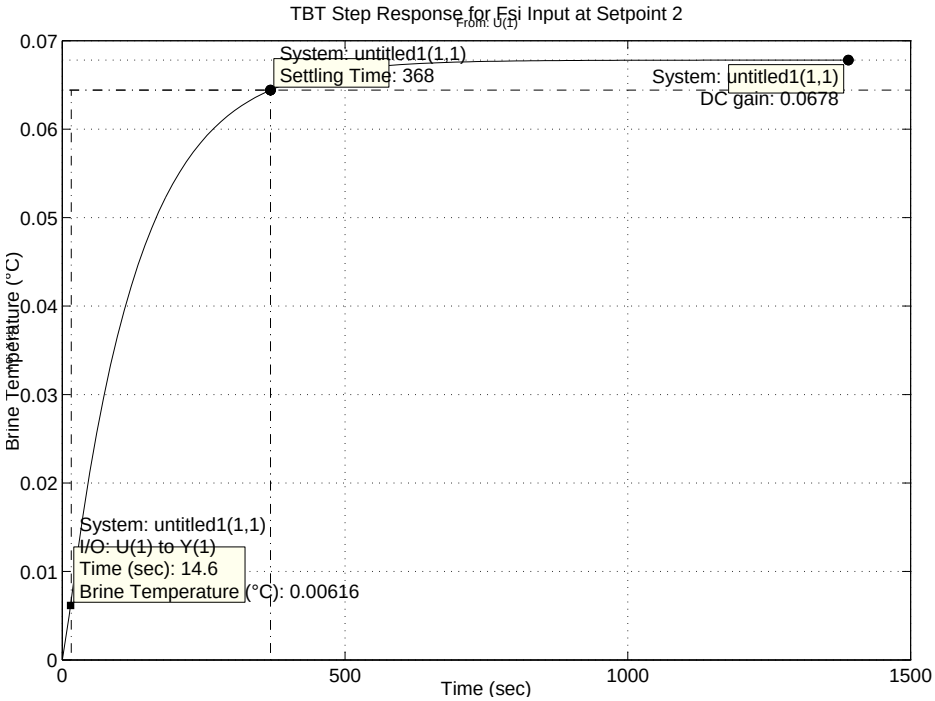


Abb. 3.13. Sprungantwort: Arbeitspunkt 2

Regelparameter für Arbeitspunkt 2.

$$
\begin{aligned}
T_u &= 14.6 \\
T_a &= 368 - 14.6 \\
K_s &= 0.0678 \\
K_p &= 428 \\
T_d &= 7.3 \\
T_i &= 29.2
\end{aligned}
$$

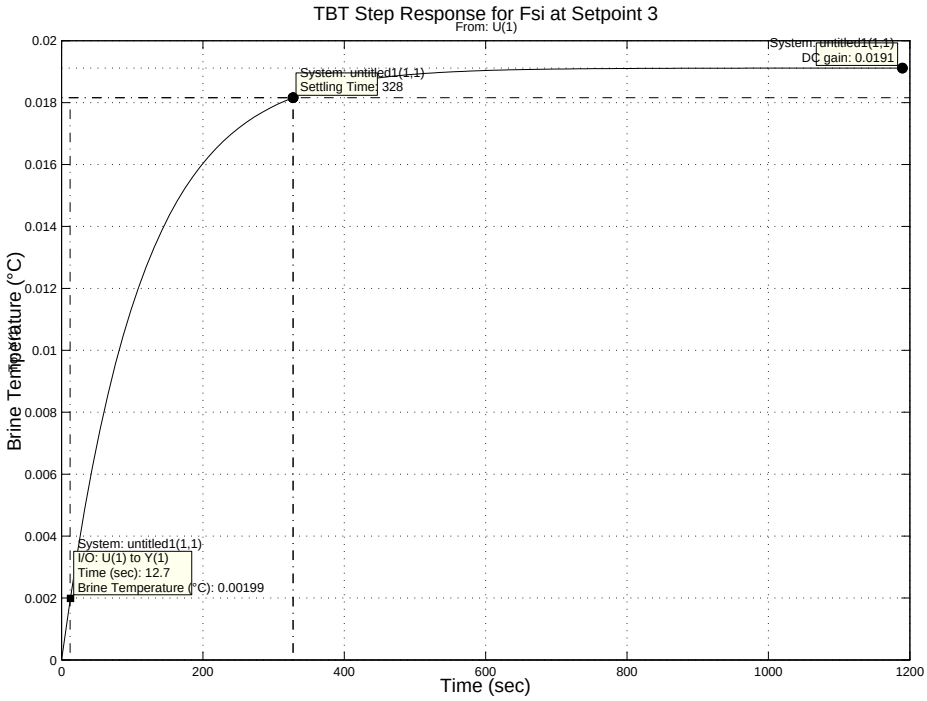


Abb. 3.14. Sprungantwort: Arbeitspunkt 3

Regelparameter für Arbeitspunkt 3.

$$
\begin{aligned}
T_u &= 12.7 \\
T_a &= 328 - 12.7 \\
K_s &= 0.0191 \\
K_p &= 1559.7972 \\
T_d &= 6.35 \\
T_i &= 25.4
\end{aligned}
$$

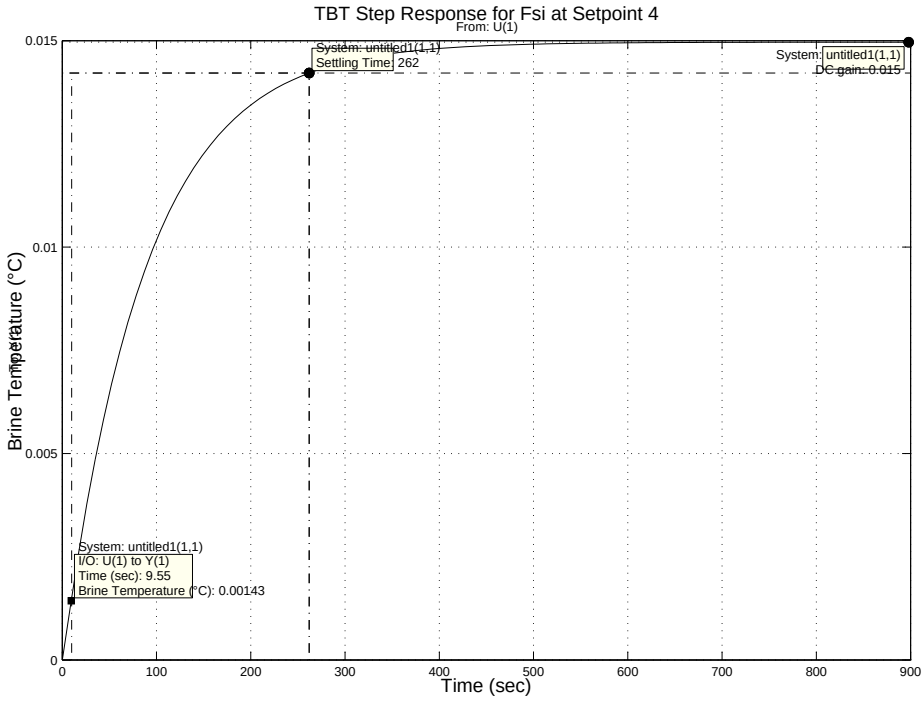


Abb. 3.15. Sprungantwort: Arbeitspunkt 4

Regelparameter für Arbeitspunkt 4.

$$
\begin{aligned}
T_u &= 9.55 \\
T_a &= 262 - 9.55 \\
K_s &= 0.015 \\
K_p &= 2114.7644 \\
T_d &= 4.775 \\
T_i &= 19.1
\end{aligned}
$$

3.5 Implementierung

Der PID-Regler wird in Simulink als Blockdiagramm implementiert. Die Benutzerschnittstelle (Doppelklick auf den Block des PID-Reglers, Abb. 3.16 auf der nächsten Seite) erlaubt es zwischen externen und internen Parametern zu wählen, um einen Parameterwechsel durch einen hybriden Automaten zu ermöglichen. Es kann zwischen den drei Anti-Windup Verfahren “Integration-Stop”, “Integration-Reset” und “Integration Subtraction” gewählt werden. Da hier kein Vergleich dieser Verfahren angestrebt wird, kommt zur Verdeutlichung des Vorteils einer Anti-Windup

Strategie lediglich die Integration-Stop Strategie zum Einsatz. Über die Benutzerschnittstelle ist ein Vergleich der drei Verfahren leicht möglich. Ebenso kann über die Benutzerschnittstelle zwischen modifiziertem und konventionellem PID-Regler umgeschaltet, und der Parameter K_b gewählt werden. Abbildung 3.17 und 3.18 auf der nächsten Seite zeigen die Integration des Reglers in das Gesamtmodell.

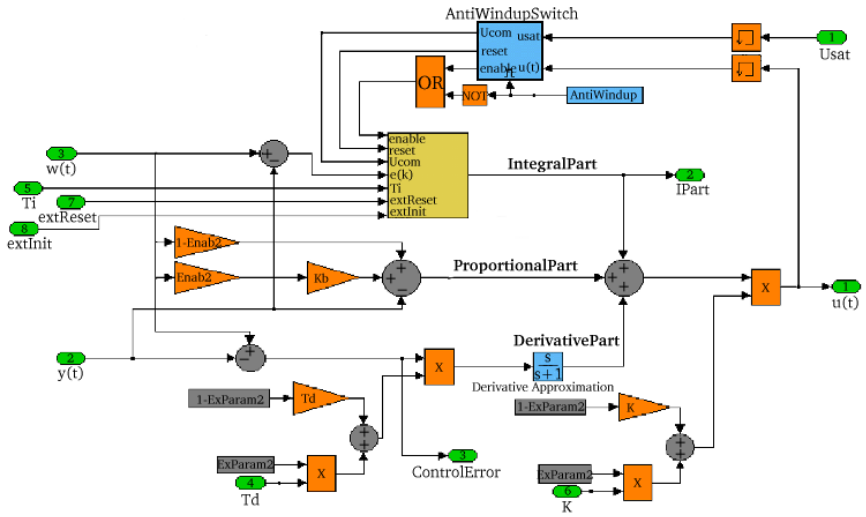


Abb. 3.16. Blockdiagramm des PID-Reglers (siehe Anhang A)

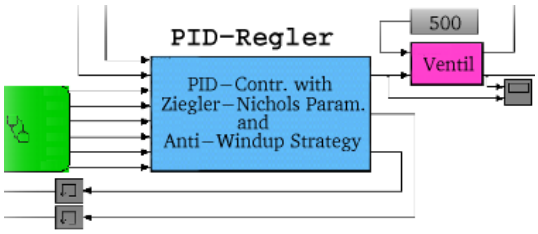


Abb. 3.17. PID-Regler

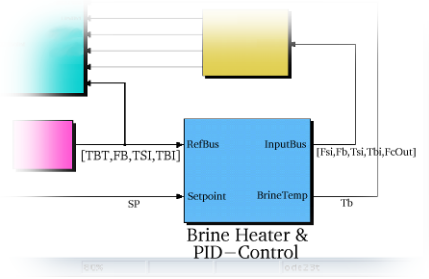


Abb. 3.18. Integration des nichtlinearen Modells in das Gesamtsystem (file: THEMODEL.mdl)

3.6 Simulationsergebnisse

3.6.1 Szenario

Das Simulationsszenario läuft für jedem Arbeitspunkt gleich ab. Ausgangspunkt für jede Simulation ist eine gültige kesselseitige Konfiguration. Das brineseitige Teilsystem wird auf Brineeingangstemperatur gesetzt. Aufgabe des Reglers ist es nun, die Brineausgangstemperatur des Arbeitspunktes einzustellen.

Dafür wird zunächst ein experimentell ermittelter, nicht optimierter, Parametersatz verwendet ($K_p = 1$, $T_d = 0.1$, $T_i = 10$). Es ist klar, daß diese Parameter mit entsprechendem Aufwand bessere Ergebnisse liefern könnten als dies mit den errechneten Ziegler-Nichols Parametern möglich wäre. Da die experimentell ermittelten Parameter nicht optimiert werden, kann die Verbesserung der Regelung bei **gleichem Zeitaufwand** ermittelt werden. Um den Vergleich zu erleichtern ist der integrierte Fehler abgebiltet. Je geringer dieser integrierte Fegler, desto besser die Regelung.

Die Ziegler Nichols Parameter werden zunächst ohne und dann mit Anti-Integration Windup Strategie (Integration Stop) verglichen. Abschließend wird die Auswirkung einer Modifikation des Regelgesetzes entsprechen Gleichung 3.2 auf Seite 70 ermittelt ($K_b = 1.01$ und $K_b = 0.99$).

3.6.2 Auswertung

experimentell ermittelter Parameter. Bei allen Arbeitspunkten fällt das Überschwingen, sowie die lange Ausregelzeit im Vergleich zu den Simulationsergebnissen mit Ziegler-Nichols Parametern auf.

Ziegler Nichols Parameter. Durch die Ziegler-Nichols Parameter erhält man eine verkürzte Ausregelzeit, jedoch immer noch deutliches Überschwingen. Der über den Zeitraum der Regelung integrierte Fehler ist um den Faktor fünf kleiner als bei den experimentell ermittelten Parametern.

Ziegler Nichols Parameter mit Integration Stop. Die Anti-Windup Strategie verbessert die Ausregelzeit unwesentlich, vermindert jedoch das Überschwingen deutlich. Der integrierte Fehler ist etwa um den Faktor zehn kleiner als bei experimentell ermittelten Parametern. Im Vergleich zur Regelung ohne Integration Stop läßt sich der integrierte Fehler um circa 30% reduzieren.

Ziegler Nichols Parameter mit Integration Stop und modifiziertem PID Regelgesetzt. Die unterschiedliche Gewichtung der Führungsgröße $r(t)$ im proportionalen Anteil des Regelgesetzes hat nur bei $K_b = 0.99$ einen positiven Effekt. Es kommt zu keinem Überschwingen mehr, wobei die Ausregelzeit sich ein wenig verlängert, wie am Wert des integrierten Fehlers zu erkennen ist.

Bewertung. Die besten Ergebnisse liefern die Ziegler-Nichols Parameter mit Integration Stop Strategie ohne Modifikation und mit Modifikation $K_b = 0.99$.

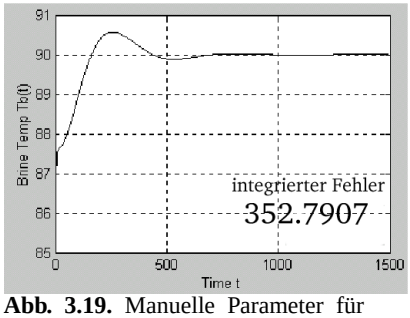


Abb. 3.19. Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 1

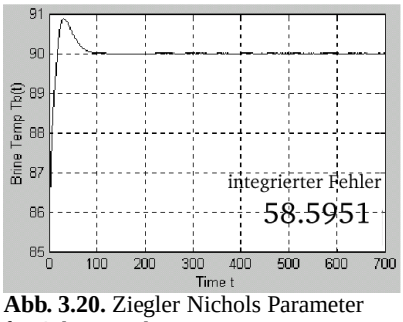


Abb. 3.20. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1

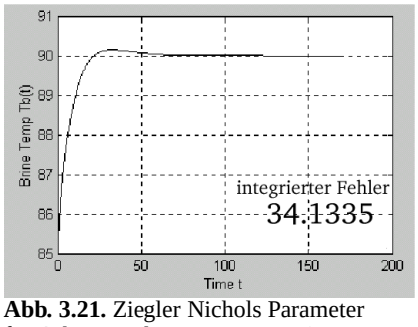


Abb. 3.21. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop

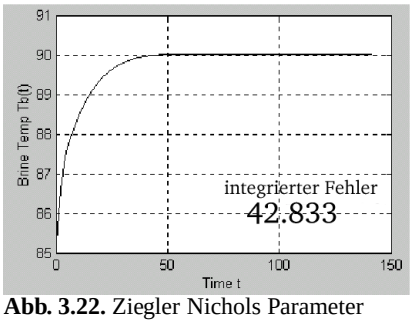


Abb. 3.22. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop, $K_b = 0.99$

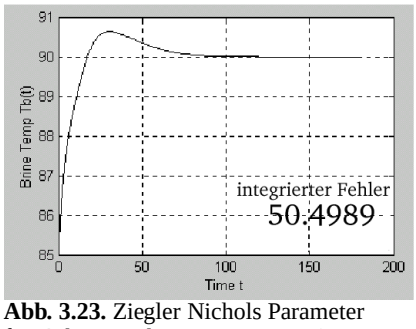


Abb. 3.23. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 1, Integration Stop, $K_b = 1.01$

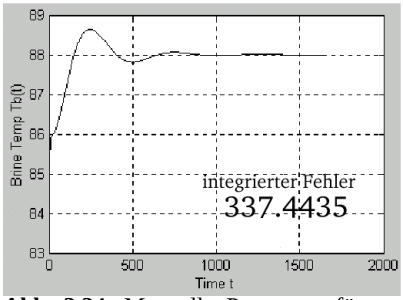


Abb. 3.24. Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 2

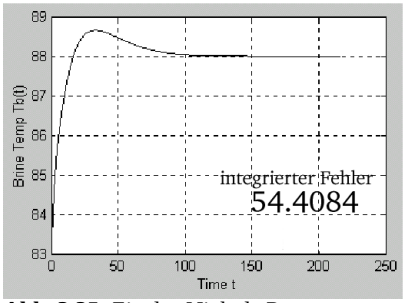


Abb. 3.25. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2

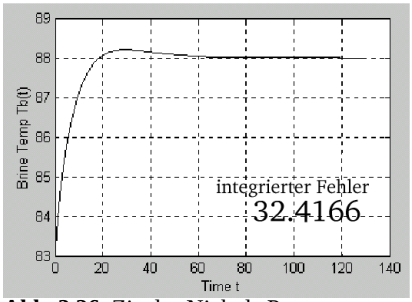


Abb. 3.26. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop

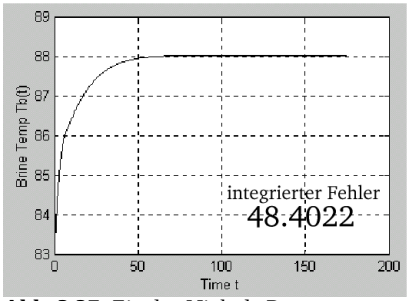


Abb. 3.27. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop, $K_b = 0.99$

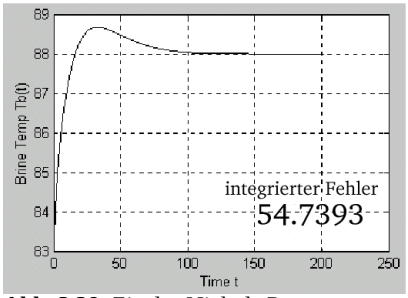


Abb. 3.28. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 2, Integration Stop, $K_b = 1.01$

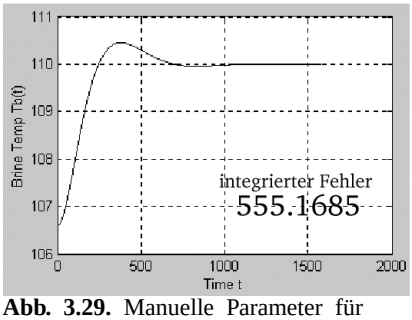


Abb. 3.29. Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 3

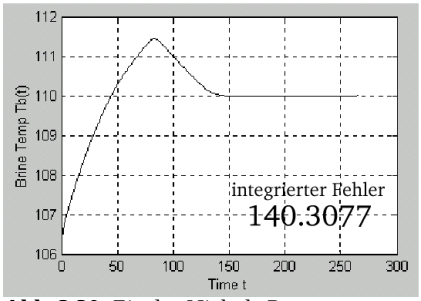


Abb. 3.30. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3

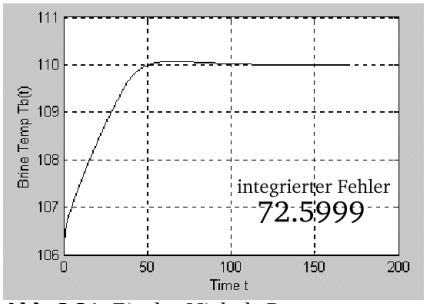


Abb. 3.31. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop

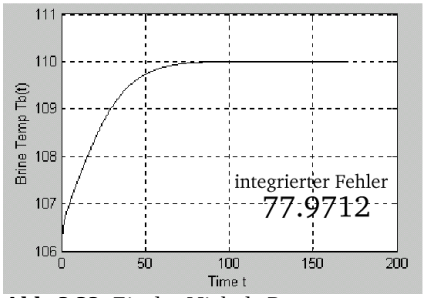


Abb. 3.32. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop, $K_b = 0.99$

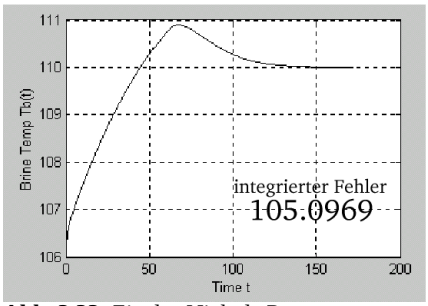


Abb. 3.33. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 3, Integration Stop, $K_b = 1.01$

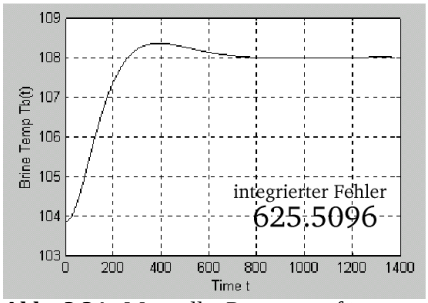


Abb. 3.34. Manuelle Parameter für Arbeitspunkt 4

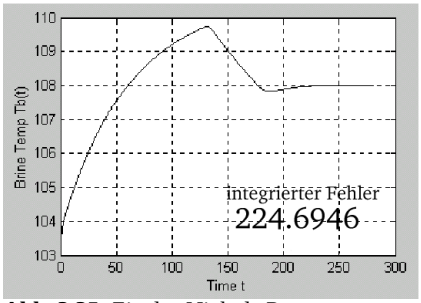


Abb. 3.35. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4

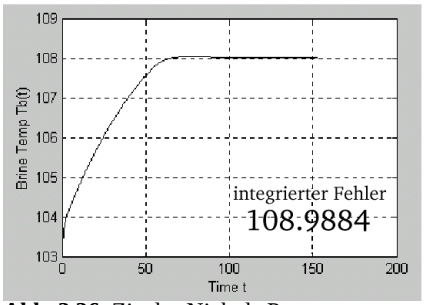


Abb. 3.36. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop

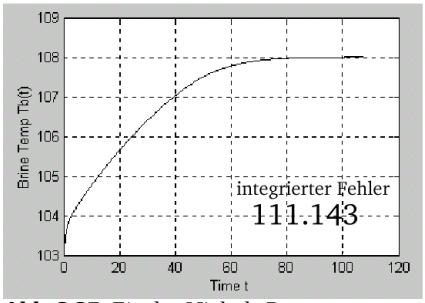


Abb. 3.37. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop, $K_b = 0.99$

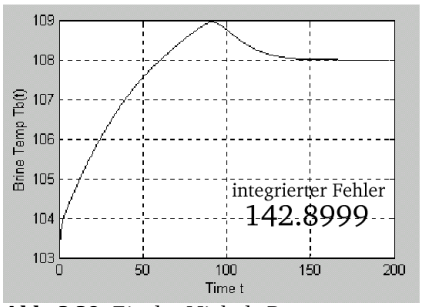


Abb. 3.38. Ziegler Nichols Parameter für Arbeitspunkt 4, Integration Stop, $K_b = 1.01$

4. Parameterwechsel und hybride Automaten

4.1 Hintergrund und Motivation

In Kapitel 2 wurde für jeden Arbeitspunkt ein Parametersatz für die PID-Regelung nach der Sprungmethode von Ziegler-Nichols berechnet. Ein Parametersatz ist also auf einen Arbeitspunkt abgestimmt und sollte für diesen die besten Regelergebnisse liefern. Um dies zu bestätigen, sind in Abb. 4.13 bis 4.4 die Simulationsergebnisse für die Regelung $(T_B(t_0) = T_{Bi}^{SP_i} \rightarrow T_B(t_1) = TBT^{SP_i})$ im i-ten Arbeitspunkt mit sämtlichen errechneten Parametersätzen abgebildet. Um eine genaue Bewertung zu ermöglichen, ist auf jeder Abbildung der Wert des über die Regeldauer integrierten Regelfehlers vermerkt. Je kleiner dieser Wert, desto besser die Regelung. Vergleicht man die Werte miteinander, so bestätigt sich die obige Aussage. Dies liefert die Motivation für einen Parameterwechsel, falls der Brine Heater in einen anderen Arbeitspunkt gefahren wird oder der Arbeitspunkt durch Störungen gewechselt wird. Um eine Entscheidung bezüglich des Umschaltzeitpunktes und des Umschaltverfahrens zu treffen, ist eine übergeordnete Struktur, z.B ein hybrider Automat, nötig. Dieser Automat muß auf externe Ereignisse reagieren können, um die Vorgänge im System zu koordinieren. Zur Lösung dieses Problems sind folgende Fragen zu beantworten:

- **Wann findet ein Arbeitspunktwechsel statt?**
- **Wie wird der Arbeitspunktwechsel detektiert?**
- **Zu welchem Zeitpunkt findet die Parameterumschaltung statt?**
- **Wie wird eine stoßfreie Umschaltung erreicht?**

4.1.1 Parametervergleich für Arbeitspunkt 1

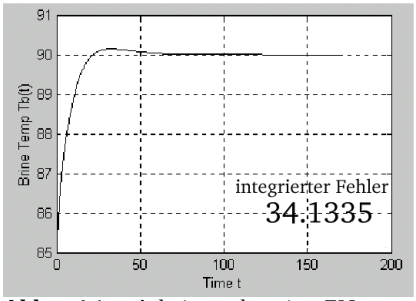


Abb. 4.1. Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1

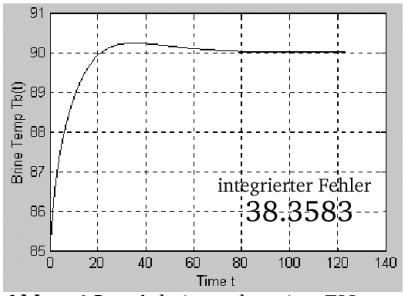


Abb. 4.2. Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4

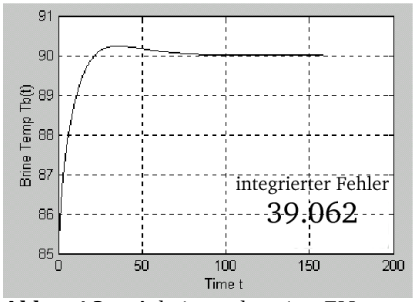


Abb. 4.3. Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3

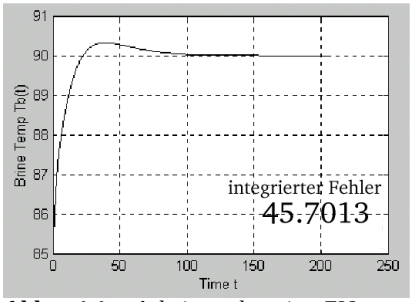


Abb. 4.4. Arbeitspunkt 1, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2

4.1.2 Parametervergleich für Arbeitspunkt 2

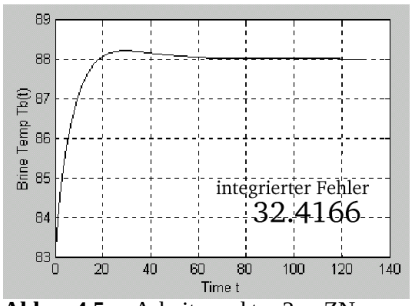


Abb. 4.5. Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2

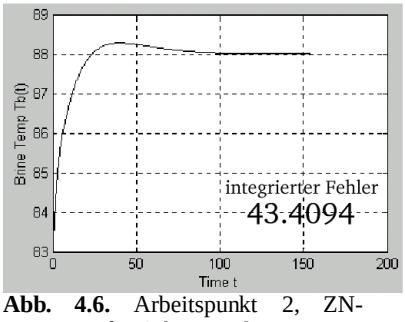


Abb. 4.6. Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4

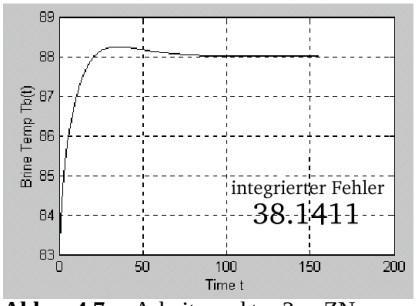


Abb. 4.7. Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3

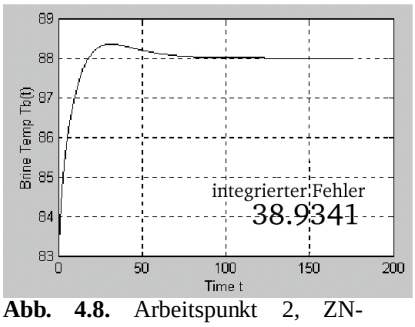


Abb. 4.8. Arbeitspunkt 2, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1

4.1.3 Parametervergleich für Arbeitspunkt 3

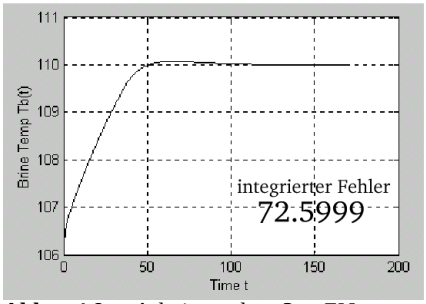


Abb. 4.9. Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3

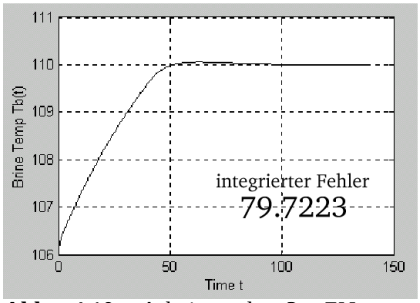


Abb. 4.10. Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4

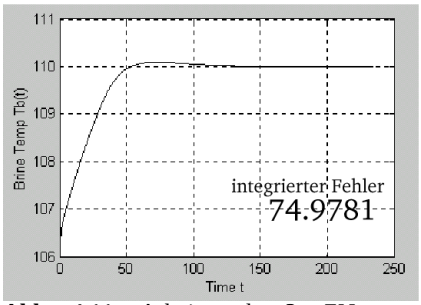


Abb. 4.11. Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2

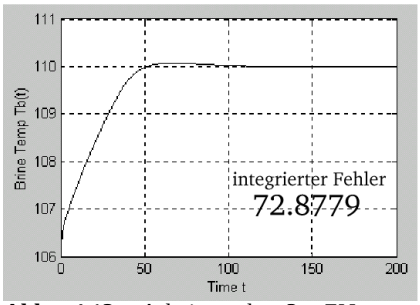


Abb. 4.12. Arbeitspunkt 3, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1

4.1.4 Parametervergleich für Arbeitspunkt 4

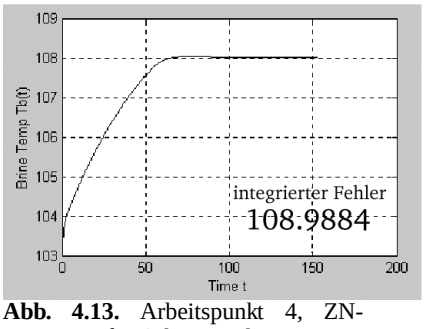


Abb. 4.13. Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 4

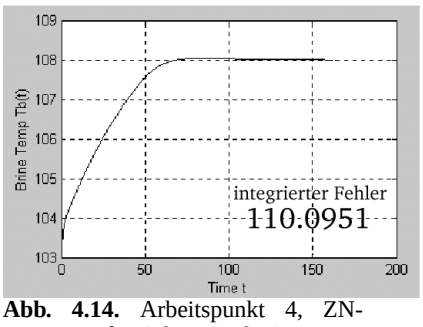


Abb. 4.14. Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 3

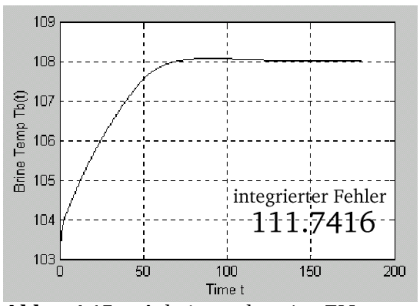


Abb. 4.15. Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 2

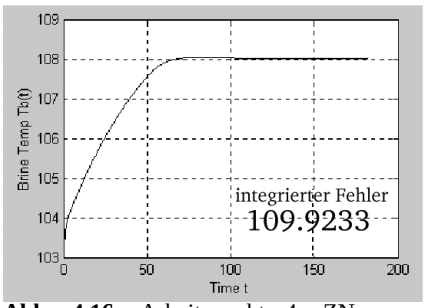


Abb. 4.16. Arbeitspunkt 4, ZN-Parameter für Arbeitspunkt 1

4.2 Detektion des Arbeitspunktwechsels

Ein Arbeitspunkt ist durch bestimmte Kombination der Prozeßvariablen T_{Si}, T_{Bi}, F_B und TBT bestimmt (Abschnitt 2.12 auf Seite 58). Zu jedem dieser Arbeitspunkte gibt es einen bevorzugten Satz an Regelparametern, der in diesem Arbeitspunkt und in seiner Umgebung einzusetzen ist. Der hybride Automat muß über einen Wechsel des Arbeitspunktes informiert werden. Diese Aufgabe übernimmt der Arbeitspunktdetektor.

Die Detektion des Arbeitspunktwechsels erfolgt anhand der genannten Prozeßvariablen. Um die Eignung des Parametersatzes einzubeziehen, wird zusätzlich die von den linearen Modellen errechneten Brinetemperatur T_B^{lin} berücksichtigt. Die Detektion des Arbeitspunktwechsels basiert auf der **Idee**, daß die Abweichung der simulierten Werte zu denen eines Arbeitspunktes im Arbeitspunkt minimal ist. Das einem Arbeitspunkt zugehörige linearisierte Modell liefert **im Arbeitspunkt** die minimale Abweichung zum nichtlinearen Modell. Aus diesen Betrachtungen kann unter Verwendung **Stabilitätstheorie nach Ljapunow** in Kombination mit der sogenannten **Min Switch Strategie** [14] eine Möglichkeit der Arbeitspunktdetektion gefunden werden.

4.2.1 Stabilitätstheorie nach Ljapunow

Bei linearen Systemen kann über die Betrachtung der Pole eine Aussage über die Stabilität des Systems getroffen werden. Für nichtlineare Systeme ist dies nicht möglich und der Begriff der Stabilität muß erweitert werden. Die **Stabilitätstheorie nach Ljapunow** und insbesondere die **direkte Methode** sind die bedeutendsten bisher bekannten Verfahren zur Stabilitätsanalyse. Der Grundgedanke dieser Methode läßt sich am zweckmäßigsten durch eine physikalische Überlegung verdeutlichen. Die Ruhelage eines physikalischen Systems ist dadurch gekennzeichnet, daß die zeitliche Änderung der Gesamtenergie in der Umgebung dieser Gleichgewichtslage niemals positiv wird. Wenn es gelingt diese Energie als Funktion der Zustandsgrößen $V(x)$ darzustellen und diese Eigenschaft für die betrachtete Lage des Systems zu zeigen, so hat man die Stabilität der Gleichgewichtslage ohne explizite Lösung der Differentialgleichungen gezeigt. Von A.M. Ljapunow wurde gezeigt, daß die physikalische Bedeutung der Funktion nicht entscheidend ist. Es muß lediglich ein sogenannter **Ljapunow-Kandidat** $V(x)$ mit den Eigenschaften (4.1) gefunden werden.

$$\begin{aligned} &V(x) > 0, \quad \forall x \neq 0 \\ &V(x) = 0, \quad \text{für } x = 0 \\ &\dot{V}(x) \leq 0 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Eine häufig verwendete Klasse von Ljapunow-Kandidaten bildet die quadratische Form (Gl. (4.2)).

$$
\begin{aligned}
V(x) &= x^T \cdot P \cdot x \\
P &= \text{symmetrische Matrix} \\
P &\text{positiv definit}
\end{aligned}
\tag{4.2}
$$

Führt man sich nach diesem kleinen Exkurs in die Stabilitätstheorie erneut das Ziel der Detektion des Arbeitspunktwechsels unter Berücksichtigung einer zu ”minimierenden Energie” vor Augen, so kann durch eine Verschiebung des aktuellen Zustandes in einen Arbeitspunkt ein Fehlervektor erzeugt werden, dessen Länge mit der Energie gleichgesetzt werden kann. Je kleiner diese Energie, desto näher befindet sich der aktuelle Zustand am Arbeitspunkt. Der zu berücksichtigende Zustandsvektor x ist nicht auf die Zustandsvariablen des Brine-Heater-Modells beschränkt, sondern es werden alle am Arbeitspunkt beteiligten Größen einbezogen (Abschnitt 2.12 auf Seite 58). Vor dem Hintergrund der **Min Switch Strategie** wird der aktuelle Zustand um die Sollwerte eines jeden Arbeitspunktes verschoben (Gl. (4.4)), um die Abweichung des aktuellen Zustandes zu diesen zu berechnen. Man erhält dadurch vier Fehlervektoren $e_1, \ldots e_4$, welche die **“Energie der Abweichung”** zu den Arbeitspunkten beschreiben. Es gelte die Konvention (4.3).

$$
i = \text{Arbeitspunkt i}, \quad (i = 1 \ldots 4)
$$

$$
\begin{aligned}
T_B^{lin_i} &= \text{Brinetemperatur des linearisierten Modells} \\
T_B^{nolin} &= \text{Brinetemperatur des nichtlineare Modell} \\
T_{Si}^{SP_i} &= \text{Dampfeingangstemperatur im Arbeitspunkt} \\
T_{Bi}^{SP_i} &= \text{Brineeingangstemperatur im Arbeitspunkt} \\
F_B^{SP_i} &= \text{Brineflußrate im Arbeitspunkt} \\
TBT^{SP_i} &= \text{Brineausgangstemperatur im Arbeitspunkt}
\end{aligned}
\tag{4.3}
$$

Die Abweichung zum i-ten Arbeitspunkt, bzw. der i-te Verschiebungsvektor e_i des Ursprunges berechnet sich nach Gl. (4.4).

$$
\begin{aligned}
i &= \text{Arbeitspunkt i} \\
\boldsymbol{e}_i &= \begin{pmatrix} T_B^{nolin} - T_B^{lin_i} \\ T_{Si} - T_{Si}^{SP_i} \\ T_{Bi} - T_{Bi}^{SP_i} \\ F_B - F_B^{SP_i} \\ T_B - TBT^{SP_i} \end{pmatrix}
\end{aligned}
\tag{4.4}
$$

, mit

$$
\begin{aligned}
T_{Si} &= \text{aktuelle Dampftemperatur} \\
T_{Bi} &= \text{aktuelle Brineeingengstemperatur} \\
F_B &= \text{aktuelle Brineflußrate} \\
T_B &= \text{aktuelle Brineausgangstemperatur}
\end{aligned}
$$

Jede Zeile des Fehlervektors e_i stellt ein Klassifikationsmerkmal dar. Für jedem Arbeitspunkt wird ein Ljapunow-Kandidat der quadratischen Form (Gl. (4.5)) berechnet.

$$
\begin{aligned}
i &= 1 \ldots 4 \\
V_i &= \boldsymbol{e}_i^T \cdot P_i \cdot \boldsymbol{e}_i
\end{aligned}
\tag{4.5}
$$

Die Matrix P ermöglicht eine Gewichtung einzelner Abweichungen des Vektors e_i und damit dessen Einfluß auf die Detektion. Es ist jedoch zu beachten, daß durch die Wahl der Matrixeinträge keine der geforderten Eigenschaften aus Gl.(4.1) verletzt werden darf.

4.2.2 Die “Min Switch Strategie”

Die Umschaltung von Reglern bzw. Regelparametern kann zu instabilen Systemen führen. Dies macht eine besondere Umschaltstrategie nötig, welche die Stabilität des Gesamtsystems garantiert. In [14] wird eine **Strategie zur Umschaltung von Regelparametern auf Basis der Stabilitätstheorie von Ljapunow** vorgestellt. Bei dieser sogenannten **Min Switch Strategie** wird jedem Parametersatz eine Ljapunow-Funktion $V_i(x)$ zugeordnet. Die Idee ist, immer denjenigen Parametersatz mit der minimalen zugehörigen Ljapunow-Funktion auszuwählen. Im letzten Abschnitt wurden Ljapunow-Kandidaten berechnet, welche hier eingesetzt werden.

Hinsichtlich der **Stabilität des hybriden Systems**, gilt Theorem 1 aus [14] für hybride Regelsysteme (ein dynamisches System $\dot{x} = f(x, u, t)$, mehrere Regelgesetze $c_i(x)$). Demnach ist ein geschlossenes Regelsystem mit Regelgesetzt $c_i(t)$ stabil, wenn für die Wahl des einzusetzenden Regelgesetzes die Min Switch Strategie angewendet wird (Beweis: [14]).

Nach [14] kann das Design des hybriden Systems aus der Sicht des Entwicklers auf den Entwurf der Regler und der zugehörigen Ljapunow-Funktionen reduziert werden. Um die Performance des Systems im Bezug auf das Schaltverhalten zu verbessern und ein ständiges Hin- und Herschalten zwischen Zuständen zu vermeiden, werden in [14] zwei Möglichkeiten zur Modifikation der Ljapunow-Funktionen vorgestellt. Eine Art der Modifikation ist die Verschiebung der Umschaltebenen durch Verknüpfung mit einer monoton steigenden Funktion $g(.)$ entsprechend Gl. (4.6).

$$\begin{aligned} V_i'(x) &= g_i(V_i(x)) \\ S_{ij} &= V_i'(x) - V_j'(x) = 0 \\ S_{ij} &= \text{Umschaltebene} \end{aligned} \tag{4.6}$$

Die zweite Art der Modifikation ist die Addition eines Offsets $\triangle$ um eine Hystereseverhalten zu erreichen (Gl. (4.7)). Dabei wird der Offset auf genau die Funktionen $V_i(x)$ addiert, dessen zugehöriger Regler gerade **nicht** verwendet wird. Dadurch wird das Minimum für diese Zugehörigkeitsfunktion(en) später erreicht und es stellt sich ein Hystereseverhalten ein.

$$V_i''(x) = V_i(x) + \triangle, \quad \text{i ist } \textbf{nicht} \text{ aktueller Arbeitspunkt} \tag{4.7}$$

Damit ist die theoretische Grundlage für die Implementierung des Arbeitspunktdetektors gegeben. Nun stellt sich die Frage über die Art der Implementierung. Als Kriterien werden Implementierungszeit, Verifikations- und Optimierungsfähigkeit, sowie die Übersichtlichkeit berücksichtigt.

4.2.3 Realisierung der Arbeitspunktdetektion

Gesucht. Gesucht ist ein Subsystem welches anhand der berechneten Ljapunow-Funktionen (4.2) eine Arbeitspunktdetektion nach der Min-Switch Strategie vornimmt. Das gesuchte Subsystem soll den aktuellen Arbeitspunkt ausgeben.

Gegeben. Gegeben sind die arbeitspunktspezifischen Prozeßvariablen TBT, T_{Bi}, T_{Si}, F_B, die Temperatur der linearen Modelle $T_B^{lin_i}$, sowie die Temperatur T_B^{nolin} des nichtlinearen Modells. Mit Gl. (4.2), (4.7) und (4.6) ist die Berechnungsvorschrift für die Ljapunow-Funktionen und zwei Werkzeuge für Performanceverbesserungen gegeben.

4.2.4 Implementierung der Arbeitspunktdetektion durch einen Fuzzy-Klassifikator

Mit den Gleichungen (4.7) und (4.6) sind zwei theoretische Ansätze für Performanceverbesserungen der Min-Switch Strategie gegeben, die aber keine weitere Information darüber enthalten, wie eine gute Performance erreicht werden kann. Deshalb wird die Anwendung dieser Optimierungsansätze auf ein 'Trial and Error' hinauslaufen. Da während dieser Optimierung eher qualitative als quantitative Aussagen auftreten, bietet eine **Realisierung durch Fuzzylogik** [16] im Hinblick auf die Umsetzbarkeit dieser Aussagen eine vielversprechende Alternative.

Die Modifikationen zur Performanceverbesserung lassen sich über eine **Modifikation der Zugehörigkeitsfunktionen** in den Klassifikator integrieren. Betrachtet man die Zugehörigkeitsfunktionen für den Eingang des Fuzzy-Klassifikators

(Abb. 4.19 auf der nächsten Seite), so läßt sich durch eine Veränderung der Steigung eine mögliche Modifikation gemäß (4.6) erreichen. Ein Hystereseverhalten ließe sich im Fuzzy-Klassifikator durch eine **dynamische Konfiguration der Zugehörigkeitsfunktionen** realisieren. Eine Implementierung außerhalb des Klassifikators ist jedoch einfacher zu implementieren. Dabei werden die Eingänge V_i gemäß (4.7) modifiziert und der Klassifikator arbeitet mit diesen Werten.

Die **Berechnung der Ljapunow-Funktionen** wird mit Funktionsblöcken aus der Simulink-Bibliothek realisiert (Abb. 4.17).

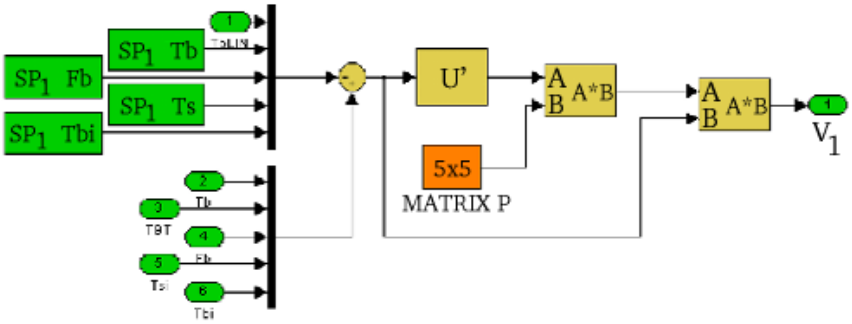


Abb. 4.17. Implementierung der Ljapunow-Funktion V_1

Für das Design der **Zugehörigkeitsfunktionen zur Fuzzyfizierung der Eingänge** des Klassifikators sollte der Signalraum der Eingänge bekannt und beschränkt sein. Deshalb werden die Eingänge $V_i(x)$ durch **Normierung** (Gl. (4.8) und Abb. 4.18) auf das Intervall $[-1, 1]$ abgebildet ($V_i^{norm}(x)$).

$$V_i^{norm}(x) = \frac{1}{\max_{i=1\ldots n} V_i(x)} \cdot V_i(x) \tag{4.8}$$

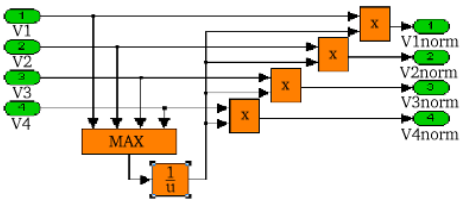


Abb. 4.18. Normierung der Ljapunow-Funktionen V_i

Dadurch bleiben die Zugehörigkeitsfunktionen auf dieses Intervall beschränkt und es ist keine Berechnung der maximal möglichen Abweichung nötig (Abb. 4.19).

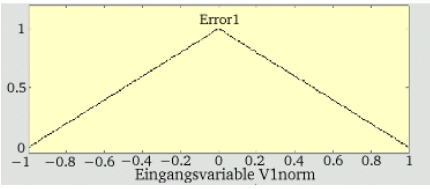


Abb. 4.19. Zugehörigkeitsfunktion des linguistischen Eingangsvariable V_1^{norm}

Die **Datenbasis** besteht aus vier linguistischen Variablen (Abb. 4.20, V_i^{norm}) für den Eingang und eine linguistische Variable für den Ausgang (Abb. 4.20, SP). Die eingangsseitigen Variablen verfügen über jeweils einen linguistischen Wert ($Error_i$), der durch eine Zugehörigkeitsfunktion der folgenden Struktur beschrieben wird:

$Error_i$ - Dreiecksfunktion, mit

$$Error_i(V_i^{norm}) = \begin{cases} 1 & \text{, falls } V_i^{norm} = 0 \\ 0 & \text{, falls } V_i^{norm} = 1 \text{ oder } V_i^{norm} = -1 \end{cases}$$

Die linguistische Ausgangsvariable verfügt über vier linguistische Werte ($SP_i, i = 1 \ldots 4$), die durch Singletons der folgenden Struktur beschrieben werden:

SP_i - Singleton, mit

$$SP_i(SP) = \begin{cases} 1 & \text{, falls } SP = i \\ 0 & \text{, sonst} \end{cases}$$

Die durch die Fuzzyfizierung auf die linguistischen Werte abgebildete Eingänge werden über die **Regelbasis** auf die linguistischen Werte der Ausgänge abgebildet.

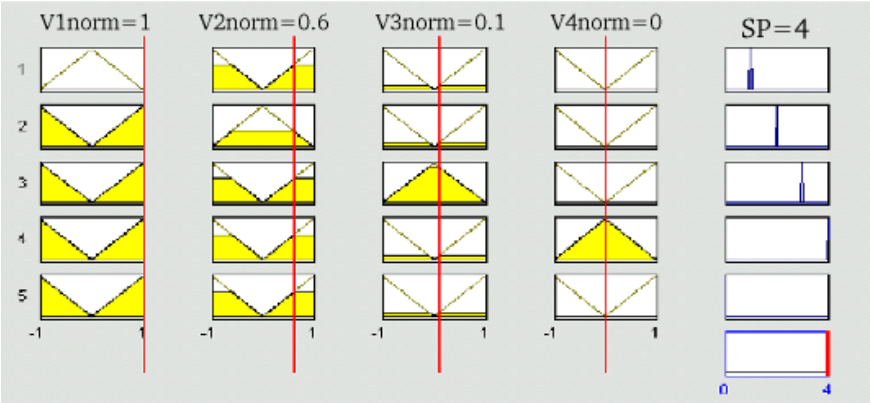


Abb. 4.20. Regelbasis des Arbeitspunkt-Klassifikators, dargestellt im Ruleviewer

Über die Defuzzifizierung wird die Ausgabe des Klassifikators errechnet. Durch die Verwendung von **Singletons** ist die Strategie zur Defuzzyfizierung festgelegt. Die Regelbasis hat vier Regeln und folgende Struktur:

$$\text{IF } (V_i^{norm} == Error_i) \text{ \& } (V_i^{norm} \neq Error_j)(\forall j \neq i) \text{ THEN } (SP = SP_i)$$

Diese Regeln werden durch die Zugehörigkeitswerte der Eingänge aktiviert und ermöglichen die Wahl des Arbeitspunktes mit minimalem zugehörigen Ljapunow-Kandidaten, wie in der Min-Switch-Strategie gefordert. Über eine Prioritätenvergabe wird gesichert, daß immer nur eine Regel aktiviert wird. Durch eine **dynamische Prioritätenvergabe** wird erreicht, daß aus allen aktivierten Regeln die dem aktuellen Arbeitspunkt zuzuordnende Regel die höchste Priorität erhält. Die restlichen Regeln erhalten eine Priotitätsstufe entsprechend der Rangordnung des integrierten Fehlers (Tab. 4.1).

Tabelle 4.1. integrierte Fehler bei der Regelung $T_B(t_0) = T_{Bi}^{SP_i} \rightarrow T_B(t_1) = TBT^{SP_i}$ mit Parametersatz P_i im Arbeitspunkt SP_i

	P_1	P_2	P_3	P_4
SP_1	**34.1335**	45.7013	39.062	38.3583
SP_2	38.9341	**32.4166**	38.1411	43.4094
SP_3	72.8779	74.9681	**72.5999**	79.7223
SP_4	109.9233	111.7416	110.0951	**108.9884**

Dadurch kann die **Robustheit des Klassifikators** für alle Eingangskombinationen gewährleistet werden.

Fallbeispiel. Während der Simulation kommt es zu einer Situation, in der **alle** Eingänge des Klassifikators des gleichen Wert haben (Abb. 4.21). **Wie soll der Klassifikator entscheiden?** Durch eine dynamische Vergabe der Prioritäten erhält diejenige Regel den Vorzug, in dessen zugehörigem Arbeitspunkt sich der Brine-Heater befindet. Die Prioritätsrangliste wäre 2,1,3,4, da alle Regeln zur Aktivierung anstehen. Wandert der Zustand entlang der gestrichelten Linie, so haben die Ljapunow-Funktionen V_1^{norm} und V_4^{norm} den gleichen Wert und die Rangliste ändert sich zu 1(,2,3),4. Damit erhält Regel 1 die höchste Priorität und der Klassifikator zeigt Arbeitspunkt 1 an. Die geklammerten Werte kommen aufgrung ihres geringen Zugehörigkeitswertes in Verbindung mit der **Min-Max Inferenzstrategie** nicht in Frage. Von den Regeln mit gleichem Erfüllungsgrad der Prämisse wandert immer derjenige mit dem minimalen integrierten Fehler an die Spitze der Rangliste.

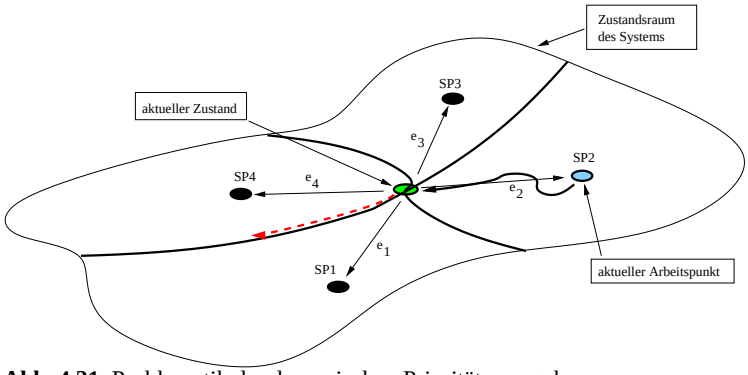


Abb. 4.21. Problematik der dynamischen Prioritätenvergabe
Fallbeispiel:
Arbeitspunktdetektor erhält vier identische Eingaben $(\rightarrow e_1 = e_2 = e_3 = e_4)$
Aktueller Zustand wandert entlang der gestrichelten Linie $(\rightarrow e_1 = e_4)$

Für die Matrizen P_i werden $5x5$-Einheitsmatrizen verwendet. Damit werden alle Klassifikationsmerkmale gleich gewichtet. Durch die Wahl der Matrizeneinträge kann eine Gewichtung einzelner Klassifikationsmerkmale und damit eine weitere **Optimierung der Umschaltzeitpunkte** erzielt werden. In Abb. 4.20 ist die Regel- und Datenbasis grafisch dargestellt. Die vertikalen Balken kennzeichnen den Aktuellen Wert der Eingänge (links) bzw Ausgänge (rechts) zu einem bestimmten Zeitpunkt der Simulation.

4.2.5 Simulation des Fuzzy-Klassifikators

Die Testumgebung

Als Eingänge werden Zufallswerte im Intervall $[-1, 1]$ verwendet, die zusammen mit dem Ausgang des Klassifikators aufgezeichnet und ausgewertet werden (Abb. 4.22).

4.2.6 Ergebnis

Das Simulationsergebnis (Tab. 4.2) zeigt, daß der Klassifikator korrekt arbeitet und für die weitere Modellierung verwendet werden kann.

Zeit	V_1^{norm}	V_1^{norm}	V_1^{norm}	V_1^{norm}	SP
t_0	0.0258	0.9483	0.0774	−0.8967	1
t_1	0.4184	−0.1630	−0.7445	0.6738	2
t_2	−0.6156	−0.2313	0.1529	0.5372	3
t_3	−0.1362	0.7274	−0.4087	0.4549	1
t_4	−0.2783	0.4432	−0.8350	−0.1134	4
t_5	0.6087	0.2174	−0.1737	−0.5650	3
t_6	0.5718	0.1437	−0.2843	−0.7124	2
t_7	−0.6835	−0.3670	−0.0505	0.2659	3
t_8	0.8808	0.7616	0.6424	0.5232	4
t_9	0.08404	−0.8319	0.2521	−0.6638	1
t_{10}	−0.9964	−0.9929	−0.9894	−0.9858	4

Tabelle 4.2. Simulationsergebnisse des Arbeitspunktdetektors

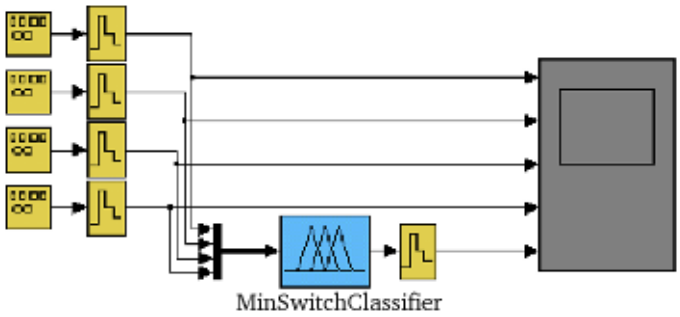


Abb. 4.22. Testumgebung für den Arbeitspunktklassifikator

4.3 Parameterwechsel durch hybriden Automaten

Der in Abschnitt 4.2 entworfene Arbeitspunktdetektor ermöglicht es, einen Wechsel des Arbeitspunktes mitzuteilen. Diese Information muß ausgewertet werden und ein entsprechender Wechsel der Regelparameter stattfinden. Dazu wird in diesem Abschnitt ein hybrider Automat entworfen. Zuvor wird auf die **Problematik der stoßfreien Umschaltung** eingegangen.

4.3.1 Zeitpunkt des Parameterwechsels

Die Ljapunow-Funktionen aus (4.5) weisen jedem Arbeitspunkt ein Einzugsgebiet zu, welches durch die Umschaltebenen S_{ij} (Gl. (4.6)) begrenzt ist. Fährt das System in einen anderen Arbeitspunkt, so werden eine oder mehrere dieser Ebenen überschritten. Wie zu Beginn diese Kapitels gezeigt ist es sinnvoll, für jedes der durchquerten Gebiete den zugehörigen Parametersatz des PID-Reglers zu verwenden, um eine optimierte Regelung zu ermöglichen. Mit Überschreiten der Umschaltebene, sollte die Parameterumschaltung stattfinden (Abb. 4.25 auf Seite 107). Im Folgenden werden zwei Fälle unterschieden:

1. Umschaltung im stationären Zustand
   (Abb. 4.24).
2. Umschaltung auf Transiente
   (Abb. 4.25).

4.3.2 Die stoßfreie Umschaltung

Grundsätzlich unterscheidet man Umschaltungen von manuellen auf automatischen Betrieb und die Umschaltung der Parameter des Regelgesetzes. Hier wird nur der zweite Fall näher betrachtet. Ziel der Umschaltung ist es, einen Sprung am Ausgang des Reglers zu vermeiden, um Schäden an den Stellgliedern (hier: Ventile, Abb. 4.23) zu vermeiden. Diese Art der Umschaltung wird als **stoßfreie Umschaltung** bezeichnet.

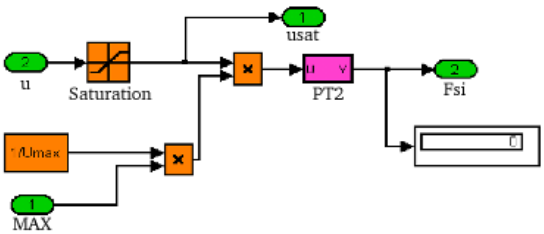


Abb. 4.23. Ventilmodell
mit linearer Kennlinie
und PT2-Verzögerungsglied (magenta)

4.3.3 Methoden der stoßfreien Umschaltung

Betrachtet man das Regelgesetz (Gl. (3.1)) so erkennt man, daß die Parameter in unterschiedlicher Weise in den Reglerausgang eingehen. Der Einfuß des proportionalen und differentiellen Anteils auf die Umschaltung kann eliminiert werden, indem der Regelfehler $e(t)$ und dessen zeitliche Ableitung $\dot{e}(t)$ zu Null gemacht wird. Damit ist der Einfluß dieser beiden Regleranteile im Zeitpunkt der Parameterumschaltung eliminiert. Es bleibt der integrale Anteil. Dieser läßt sich nicht eliminieren, da er den internen Zustand des Reglers darstellt, der diesen zu einem eigenständigen dynamischen System macht. Das Hauptmerkmal aller möglichen Verfahren zur stoßfreien Umschaltung besteht darin, den integralwirkenden Anteil des Reglers auf einen solchen Wert einzustellen, daß der Reglerausgang unmittelbar vor $u(t-)$, und unmittelbar nach $u(t+)$ der Umschaltung identisch ist. Die verschiedenen Verfahren unterscheiden sich lediglich in der Methode, den Regelfehler und seine Ableitung zu Null zu machen. In dieser Arbeit werden zwei Methoden miteinander verglichen.

Methode 1. Die konventionelle Parameterumschaltung geschieht im stationären Zustand. Dort ist der Regelfehler und seine Ableitung Null und die Parameterumschaltung kann unter Berücksichtigung des integralen Anteils problemlos durchgeführt werden. Ist der Regelfehler nicht Null, so wird der aktuelle Ausgang als neuer Referenzwert der Regelung gesetzt und gewartet bis der Regler den Fehler ausgeregelt hat (Abb. 4.24). Der offensichtliche Nachteil dieser Methode ist die Verzögerung der Umschaltung durch die Dauer der Regelung.

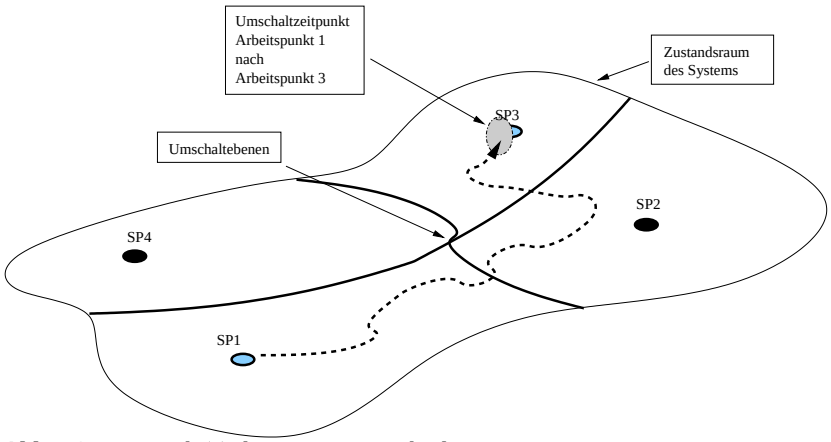


Abb. 4.24. Zeitpunkt(e) des Parameterwechsels nach Methode 1 (schematische Darstellung)

Methode 2. Diese Methode schaltet die Parameter zum Zeitpunkt der Detektion des Arbeitspunktwechsels, auf der Transiente zwischen den Arbeitspunkten, um. Damit der Zeitverlust durch die Ausregelung aus Methode 1 vermieden wird, folgt der Referenzwert ständig dem Ausgang des Systems. Dadurch ist der Regelfehler

und seine Ableitung Null und es muß nicht gewartet werden, bis sich das System im stationären Zustand eingeregelt hat. Da sich der Reglerausgang während dieser Prozedur nicht ändert $(e = \dot{e} = 0 \rightarrow u(t) = u_I(t) = const)$, ist die Stabilität des Systems gewährleistet, auch wenn der Referenzwert für die Dauer der Parameterumschaltung dem Ausgang hinterherläuft. Für $t \rightarrow \infty$ würde das System in den dem Stellsignal zugehörigen stationären Zustand fahren. Die hohen Zeitkonstanten des Brine-Heater-Modells unterstützen diese Methode, sind aber nicht zwingend erforderlich.

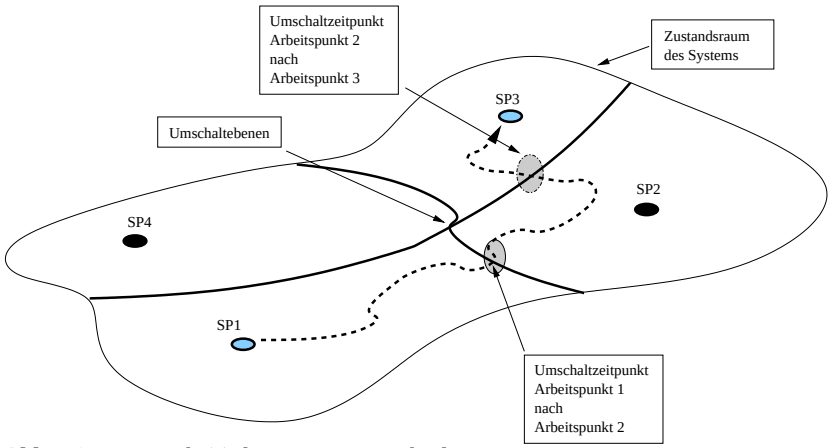


Abb. 4.25. Zeitpunkt(e) des Parameterwechsels nach Methode 2 (schematische Darstellung)

Bei beiden Methoden muß gewährleistet sein, daß die Zusammenführung von Referenz- und Istwert ohne Sprung, aber dennoch schnell genug durchgeführt wird, sodaß die Werte konvergieren. Durch die sprungfreie Aufschaltung wird ein Sprung am Ausgang des Reglers vermieden. Dazu wird ein PT2-System gemäß Gl. (2.13) zwischengeschaltet.

Da der Brine Heater beim Arbeitspunktwechsel keinen Einfluß auf die Größen T_{Si}, T_{Bi} und F_B hat, ist es problematisch ihn nach der Aufschaltung des Referenzwertes gemäß Methode 1 in einen Zustand zu fahren, in dem der Regelfehler $e(t)$ und seine Ableitung $\dot{e}(t)$ konstant Null ist. Dies liegt in der Tatsache begründet, daß der Arbeitspunktwechsel auf der Transiente detektiert und nicht vom Benutzer im stationären Zustand signalisiert wird. Ein konventioneller PID-Regler, wie er hier zum Einsatz kommt, wird dem Istwert stets hinterherlaufen, da er das Verhalten der arbeitspunktbestimmenden Prozeßvariablen nicht im Voraus kennt. Damit wird die Bedingung für einen stoßfreien Arbeitspunktwechsel erst dann erfüllt sein, wenn sich der Brine-Heater schon im angestrebten Arbeitspunkt befindet (Abb. 4.24). In diesem Fall wäre im gesamten Einzugsgebiet des Arbeitspunktes mit schlechteren Parametern geregelt worden, bevor ein Parameterwechsel stattfindet. Man hätte je-

doch in bestimmten Fällen einen Parameterwechsel gespart (vergleiche Abb. 4.24 und 4.25). Im Folgenden werden beide Methoden implementiert und miteinander verglichen.

4.3.4 Realisierung durch hybriden Automaten

Die in Abschnitt 4.3.3 beschriebenen Verfahren zur stoßfreien Umschaltung werden nun durch eines hybriden Automaten implementiert. Dazu wird die Stateflow-Toolbox von Matlab© verwendet.

Das Initialereignis für die Umschaltung der Parameter gibt der Arbeitspunktklassifikator aus Abschnitt 4.2. Dieses wird in Form der normierten Ljapunow-Funktionen ((4.5), (4.8)) an den Klassifikator gegeben und dieser erzeugt über das Signal SP das erforderliche Ereignis auf das der hybride Automat reagiert.

Ereignis 1. $SP_i \rightarrow SP_j$ - Änderung des Arbeitspunktes durch den Arbeitspunktklassifikator

Eingang 1. SP - Arbeitspunkt (Ausgabe des Arbeitspunktklassifikators)

Wenn ein Arbeitspunktwechsel angezeigt wird, muß der hybride Automat den Parameterwechsel vornehmen. Dazu muß zunächst der Regelfehler e und seine Ableitung $\dot{e}$ auf Null gebracht werden, weshalb der Referenzwert auf den aktuellen Istwert gesetzt ($T_B REF = T_B \rightarrow \dot{e}(t) = e(t) = 0$) wird. Da bei dieser Methode der Referenzwert dem Istwert hinterherläuft, sollte der hybride Automat zusätzlich eine Überwachungsaufgabe des Istwertes übernehmen. Dies wird durch eine Beschränkung des Istwertes erreicht. Da die Brineausgangstemperatur nicht über die eingehende maximale Dampftemperatur steigen und nicht unter die minimale Brineeingangstemperatur der vier Arbeitspunkte fallen darf, werden die Grenzwerte für den Istwert wie in Gl. (4.9) gewählt. Werden die Grenzwerte verletzt, so muß ein Fehler aufgetreten sein und das System fährt in den Haltezustand. Die Umschaltung von $T_B REF = TBT$ auf $T_B REF = T_B$ erfolgt reglerintern und wird über den Ausgang $setError$ vom hybriden Automaten gesteuert. Bevor diese Umschaltung erfolgen kann muß der Sollwert auf den aktuellen Istwert gefahren werden.

$$\begin{aligned} T_B^{max} &= \max_{j=1\ldots4} T_{Si}^j \\ T_B^{min} &= \min_{j=1\ldots4} T_{Bi}^j \end{aligned} \tag{4.9}$$

Ausgang 1. TBT - Referenzwert der TBT-Regelschleife

Ausgang 2 (Methode 2). $setError$ - reglerinternes Umschalten von $\dot{e} = e \neq 0$ auf $\dot{e} = e = 0$

Eingang 2. T_B - aktueller Istwert der TBT-Regelschleife

Eingang 3. $T_B REF$ - Referenzwert der TBT-Regelschleife (generiert von Szenariogenerator (Kapitel 5))

Ereignis 2 (Methode 1). $T_B REF = T_B$ - Sollwert ist zum aktuellen Istwert konvergiert

Ereignis 3. $\dot{e} = e = 0$ - Regelfehler konstant Null

Aktion 1a (Methode 1). $T_B REF \leftarrow T_B$ - **einmaliges** Aufschalten des Istwertes als neuer Referenzwert

Aktion 1b (Methode 2). $T_B REF \leftarrow T_B$ - **permanentes** Aufschalten des Istwertes als neuer Referenzwert

Damit kann der hybride Automat die Voraussetzungen für eine stoßfreie Parameterumschaltung schaffen. Da sich der integrale Anteil durch Ereignis 3 nicht ändern kann, wird durch einen Parameterwechsel kein Sprung des I-Anteils verursacht und der I-Anteil wird stetig fortgesetzt. Für den I-Anteil gilt:

$$
\begin{aligned}
t- &= \partial t \text{ vor der Umschaltung} \\
t+ &= \partial t \text{ nach der Umschaltung} \\
u_I(.) &= \text{integraler Anteil des Reglers} \\
\mathbf{u_I(t-)} &= \mathbf{u_I(t+)}
\end{aligned}
$$

Während der Referenzwert weiter dem Istwert folgt werden die Regelparameter umgeschaltet.

Ausgang 2. K_p - proportionaler Parameter des Regelgesetzes

Ausgang 3. T_i - integraler Parameter des Regelgesetzes

Ausgang 4. T_d - differentieller Parameter des Regelgesetzes

Ausgang 5. u_I - neuer Wert des Integrators

Aktion 2. Parameterwechsel

Aktion 3. $T_B REF \leftarrow TBT$ - Aufschalten des neuen Referenzwertes

Der aus diesen Eingängen, Ausgängen, Ereignissen und Aktionen entworfene hybride Automaten ist in Abb. 4.29 auf Seite 113 dargestellt. Methode 1 ist im unteren Hauptzustand implementiert. Dieser ist in Abb. **??** auf Seite ?? genauer dargestellt. Für jeden Arbeitspunkt gibt es einen Unterzustand. In diesen Zuständen findet der Parameterwechsel statt. Abbildung **??** auf Seite ?? zeigt die Implementierung des Parameterwechsels nach Methode 1 für den ersten Arbeitspunkt. Analog dazu ist in den Abbildungen **??** und **??** Methode 2 implementiert.

4.4 Simulation der Parameterumschaltung

Da alle zustandswechsel nach demselben Verfahren ablaufen, wird hier nur der Wechsel von Arbeitspunkt 1 nach Arbeitspunkt 2 abgebildet. Die Simulation aller übrigen Wechsel liefert die gleichen Resultate. Der interssierte Leser kann diese mit der Simulationsumgebung und dem grafischen Interface selbst durchführen und analysieren. Genaueres zur Benutzerschnittstelle in Kapitel 7.

Um den Einfluß des Parameterwechsels auf den Reglerausgang, die Anteile des PID-Reglers und den Systemausgang T_B beobachten zu können, wird die Solltemperatur von Arbeitspunkt 2 mit der von Arbeitspunkt 1 abgeglichen und ein neues lineares Modell für Arbeitspunkt 2 berechnet.

4.4.1 Das Simulationsszenario

$$
\begin{aligned}
t_0 &= 0, \text{ Simulationsstart} \\
t_1 &= 25, \text{ Kommando zum Arbeitspunktwechsel} \\
t_2 &= 67, \text{ Wechsel des Arbeitspunktes detektiert (Ereignis 1)} \\
t_2 + \triangle &= \text{Aufschalten des Istwertes (Aktion 1a bzw. Aktion 1b)} \\
t_2 + 2\triangle &= \text{Parameterwechsel bei Methode 2 (Aktion 2)} \\
t_3 &= 109, \text{ Arbeitspunkt erreicht (Ereignis 2)} \\
t_4 &= 150, \text{ Parameterwechsel bei Methode 1 (Aktion 2)} \\
t_4 + \triangle &= \text{Aufschaltung des Referenzwertes } TBT_{SP_i}
\end{aligned}
$$

4.4.2 Vergleich der Methoden

Methode 1. In Abb. 4.30 ist zu erkennen, daß beim Arbeitspunktwechsel nach Methode 1 zwei Ausschläge des Ventilein- bzw Ventilausgangs auftreten, die nicht in den Sättigungsbereich des Aktuators gelangen. Sie treten zum Zeitpunkt der Aufschaltung des Istwertes $t_2 + \triangle$ und nach dem Parameterwechsel $t_4 + \triangle$ bei der Aufschaltung des Referenzwertes im neuen Arbeitspunkt (TBT_{SP_i}) auf. Da Ereignis 3 aufgrund von numerischen Ungenauigkeiten nie exakt eintritt, muß eine Toleranzschwelle implementiert werden. Dadurch ist zu beiden Zeitpunkten ein kleiner Regelfehler vorhanden, welcher bei der Aufschaltung des Istwertes einen Ausschlag des Reglerausgangs verursacht. Ereignis 3 wird modifiziert zu

$$(u_P < 10^{-12})\&(\dot{u}_I < 10^{-12})\&(u_D < 10^{-12})$$

, wobei u_P der proportionale Anteil, $\dot{u}_I$ die Ableitung des integralen Anteils und u_D der differentielle Anteil des Reglers ist. Diese Art der Modifikation hat sich bei der Implementierung als vorteilhaft erwiesen. Der Arbeitspunkt wird in t_3 erreicht. Zu diesem Zeitpunkt ist Ereignis 3 noch nicht eingetreten. Das System wird bis t_4

in den stationären Zustand gefahren und der Parameterwechsel findet statt. Ab Zeitpunkt t_2 befindet sich das System im Einzugsgebiet von Arbeitspunkt 2 , wird aber bis t_4 mit den Parametern von Arbeitspunkt 1 gefahren. Der über die Simulationsdauer integrierte Fehler ist in Abb. 4.26 abgebildet. Er beträgt 0.25802. In Abb. 4.34 ist zu erkennen, daß sich die beiden Ausschläge auf den Ausgang des Systems fortpflanzen. Diese spielen sich jedoch in einem Wertebereich von $\frac{1}{100}\,^{\circ}C$ ab und sind nur bei starker Vergrößerung zu erkennen. In Abb. 4.36 ist die Brineausgangstemperatur bei normaler Skalierung dargestellt. Abbildung 4.32 zeigt die Regleranteile bei der Umschaltung. Die Ausschläge des proportionalen und differentiellen Anteils sind ebenfalls auf den noch vorhandenen Regelfehler zurückzuführen. Der integrale Anteil wird stetig fortgesetzt. Die Umschaltung nach Methode 1 ist stoßfrei.

Methode 2. Vergleicht man diese Ergebnisse mit der Simulation von Methode 2 (Abb. 4.27), so fällt auf, daß lediglich ein Ausschlag der Ventilein- bzw. Ventilausgänge auftritt. Dieser wird durch die erste Zuweisung von Aktion 1b erzeugt und liegt in der gleichen Ursache begründet wie die Ausschläge aus Methode 1. Der Reglefehler ist nach der ersten Zuweisung sofort Null und der Parameterwechsel findet bereits zum Zeitpunkt $t_2 + 2\triangle$ statt. Damit ist erreicht, daß der Parameterwechsel bei der Detektion des Arbeitspunktwechsels durchgeführt wird und die Anlage direkt nach dem Überschreiten der Umschaltebene mit den geeigneteren Regelparametern gefahren wird. Der über die Simulationsdauer integrierte Fehler ist in Abb. 4.27 abgebildet. Er beträgt 0.25782. Damit hat Methode 2 bei *diesem* Simulationsszenario einen Vorteil gegenüber Methode 1. Es soll keine abschließende Aussage über die Qualität der beiden Methoden getroffen werden, da dies den Rahmen der Arbeit sprengen würde. In den Abb. 4.35, 4.36 und 4.33 sind die gleichen Eigenschaften wie aus Methode 1 zu erkennen. Die Umschaltung nach Methode 2 erfolgt ebenfalls stoßfrei.

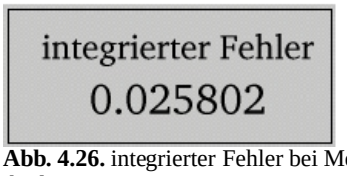


Abb. 4.26. integrierter Fehler bei Methode 1

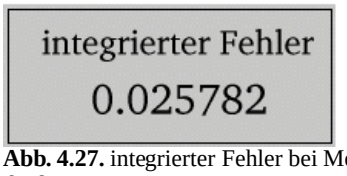


Abb. 4.27. integrierter Fehler bei Methode 2

Da sich die Vorgänge in sehr kleinen Größenordnungen abspielen, sind die integrierten Werte ebenfalls klein.

In Abb. 4.38 auf Seite 117 ist die Umschaltung von Arbeitspunkt 1 nach 2 abgebildet, wenn kein Verfahren zur stoßfreien Umschaltung angewandt wird. Zum Zeitpunkt der Parameterumschaltung ist am Reglerausgang ein Ausschlag zu erkennen, der mit Methode 1 (Abb. 4.39) und Methode 2 (Abb. 4.40) nicht auftritt. Die Umschaltung in Abb. 4.38 ist nicht stoßfrei, kann zu Schäden des Ventils führen und beeinträchtigt die Regelgüte.

4.5 Abbildungen und Simulationsergebnisse

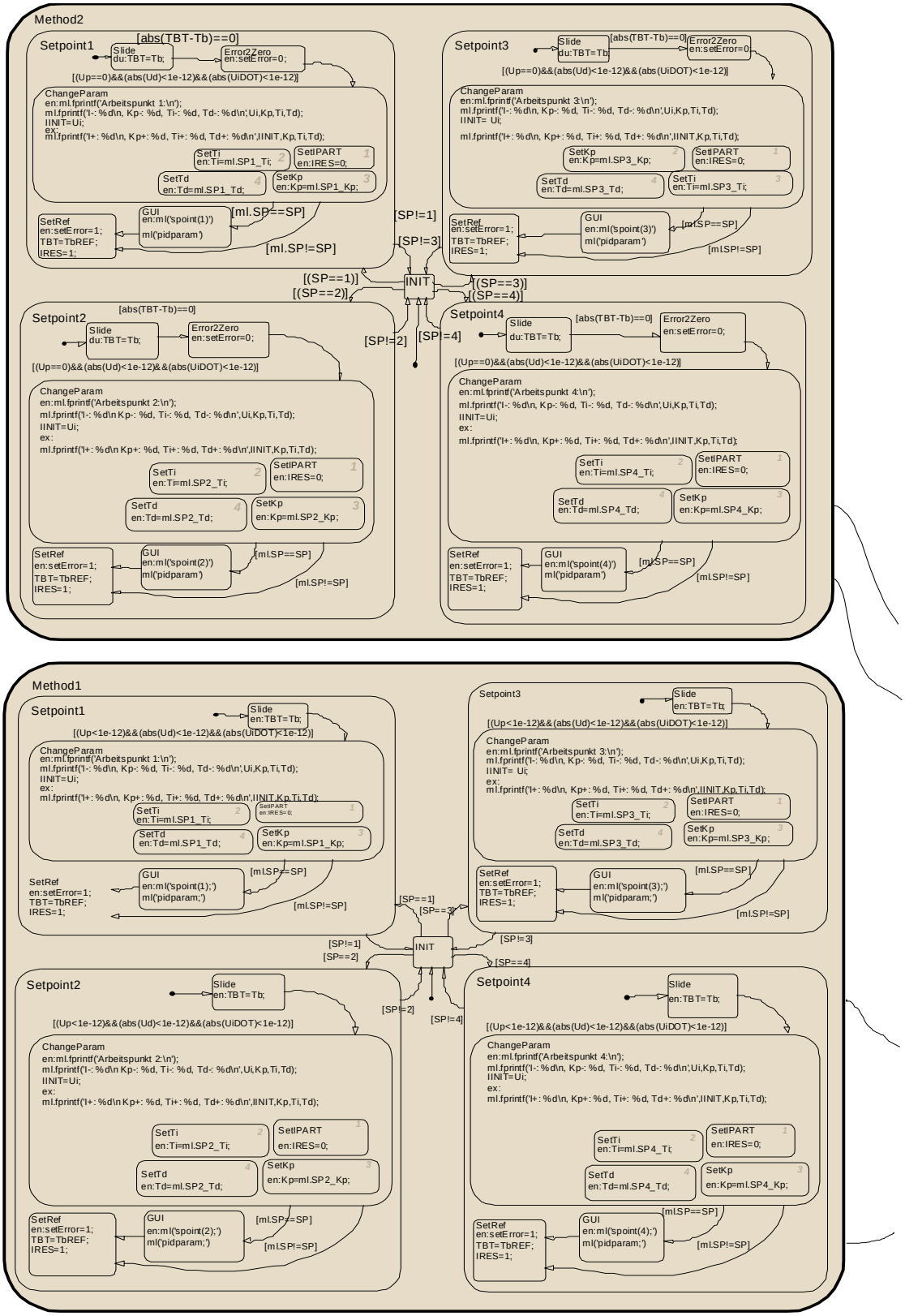


Abb. 4.28. Hybrider Automat zur Parameterumschaltung (Teil 1)

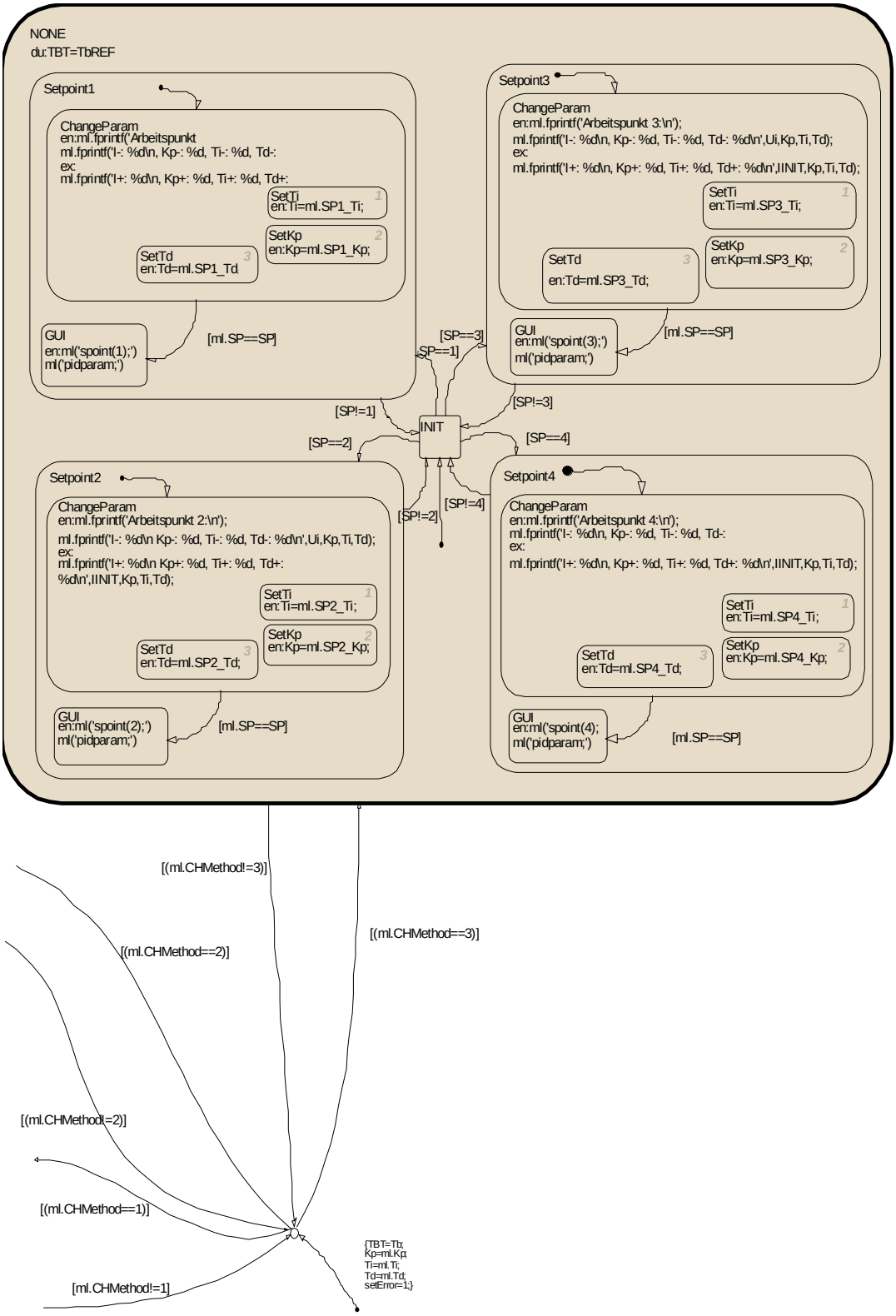


Abb. 4.29. Hybrider Automat zur Parameterumschaltung (Teil 2)

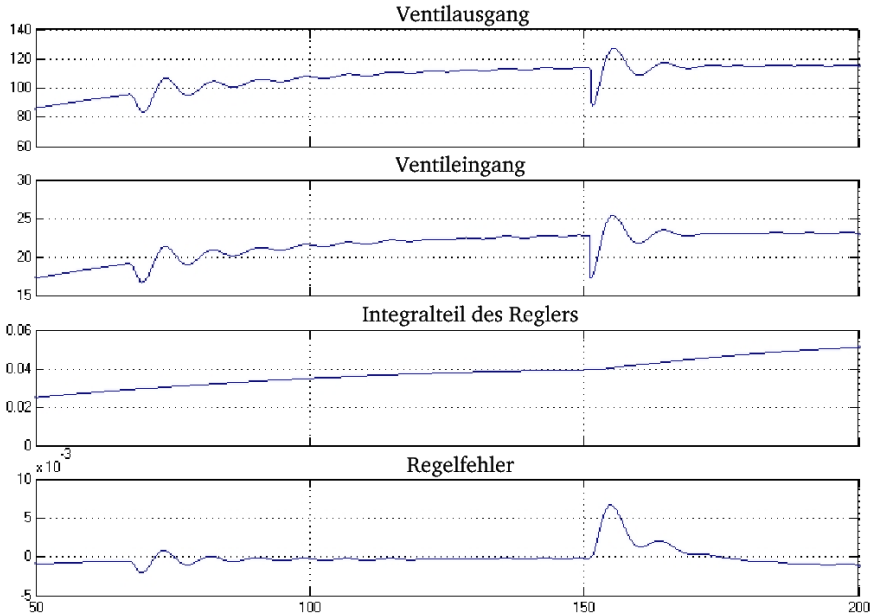


Abb. 4.30. Parameterwechsel nach Methode 1
Ventilausgang = Reglerausgang
Ventileingang = Dampfflußrate

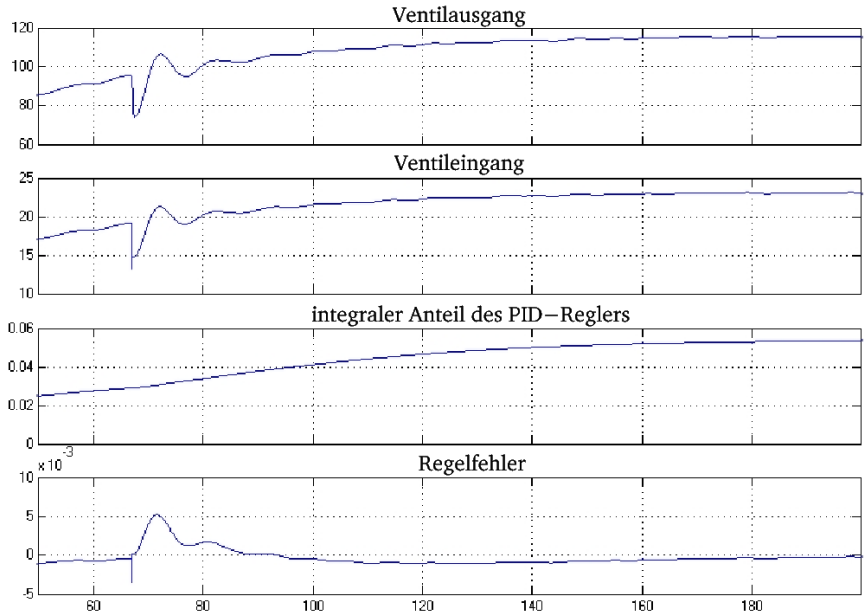


Abb. 4.31. Parameterwechsel nach Methode 2
Ventilausgang = Reglerausgang
Ventileingang = Dampfflußrate

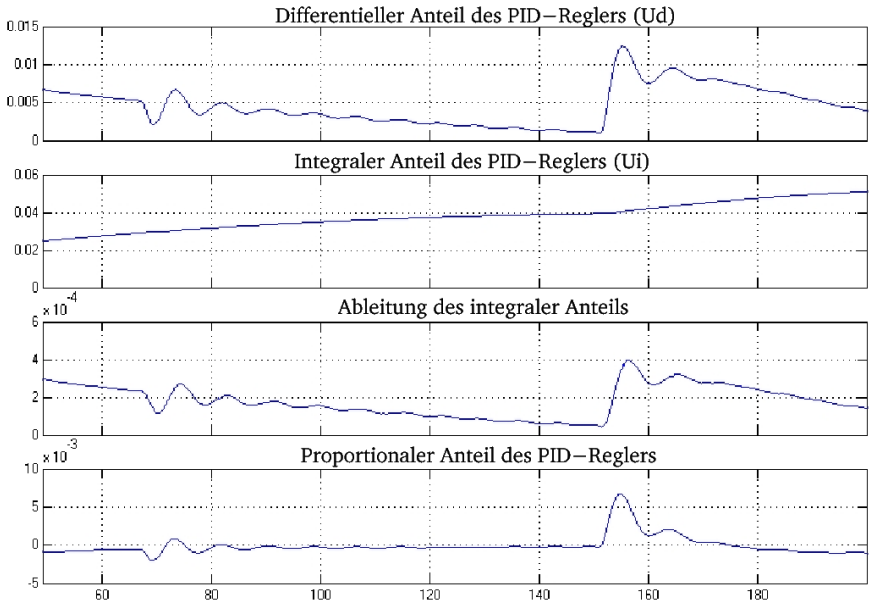


Abb. 4.32. Parameterwechsel nach Methode 1
Regleranteile

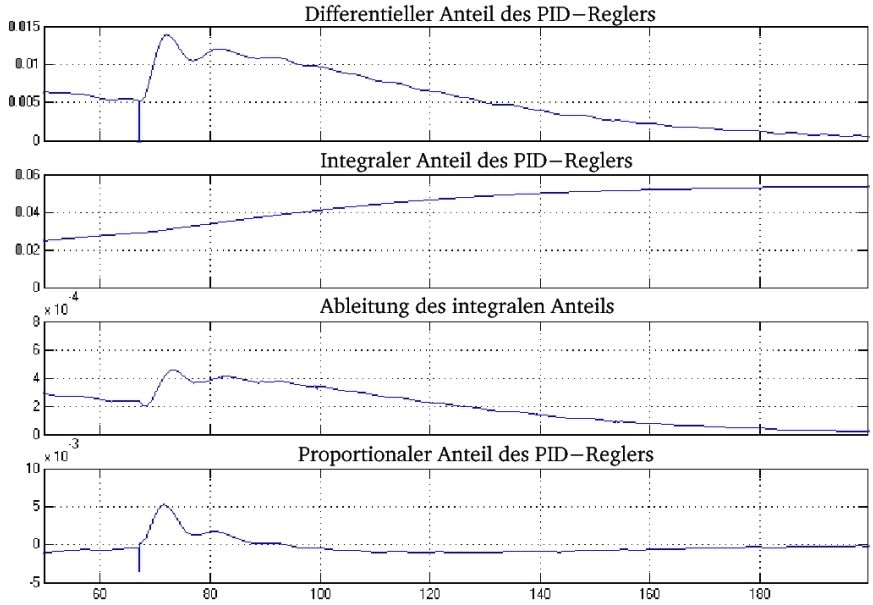


Abb. 4.33. Parameterwechsel nach Methode 2
Regleranteile

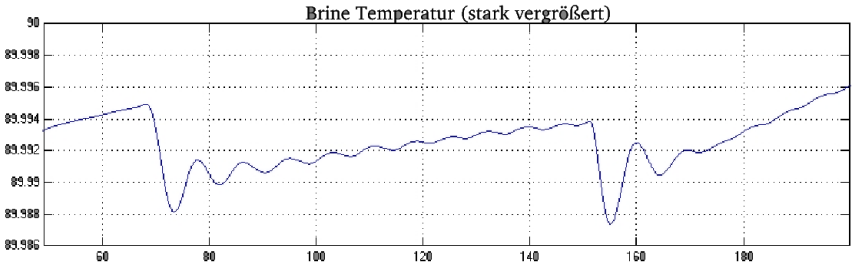


Abb. 4.34. Parameterwechsel nach Methode 1
Brinetemperatur (**stark vergrößert!**)

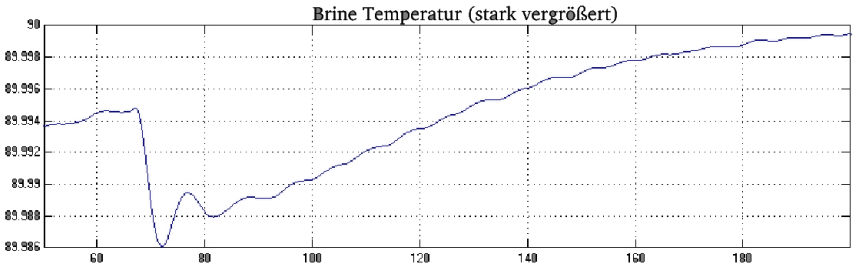


Abb. 4.35. Parameterwechsel nach Methode 2
Brinetemperatur (**stark vergrößert!**)

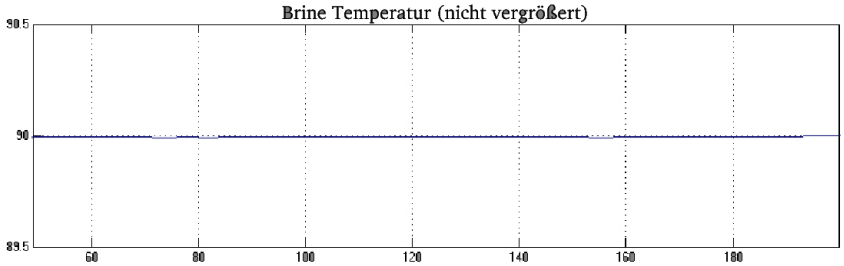


Abb. 4.36. Parameterwechsel nach Methode 1
Brinetemperatur (**nicht vergrößert!**)

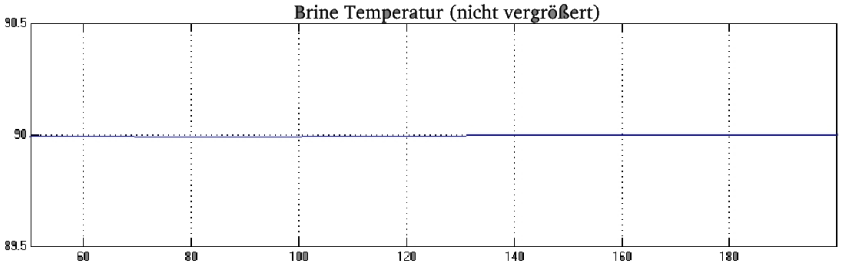


Abb. 4.37. Parameterwechsel nach Methode 2
Brinetemperatur (**nicht vergrößert!**)

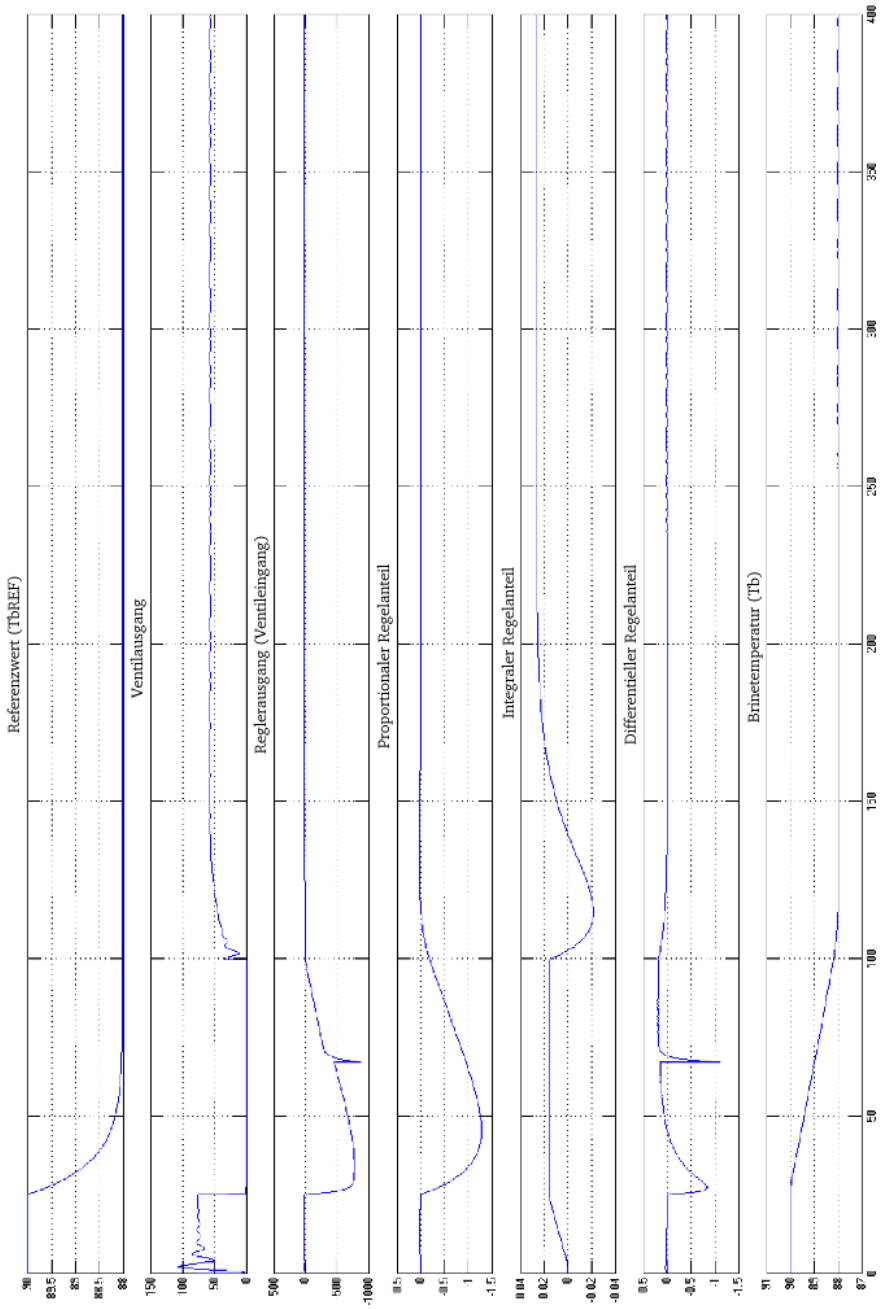


Abb. 4.38. Parameterwechsel ohne stoßfreie Umschaltung

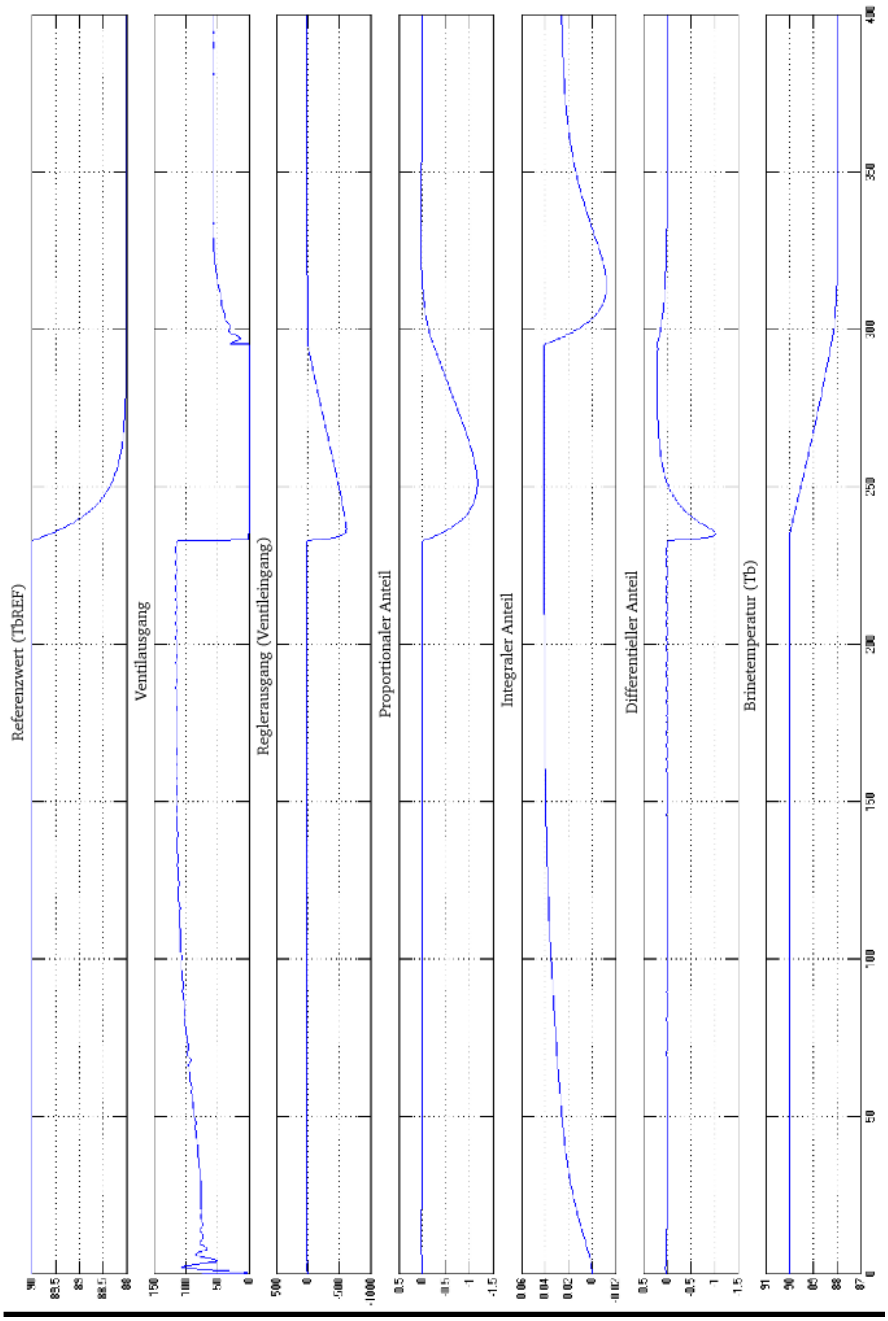


Abb. 4.39. Parameterwechsel nach Methode 1

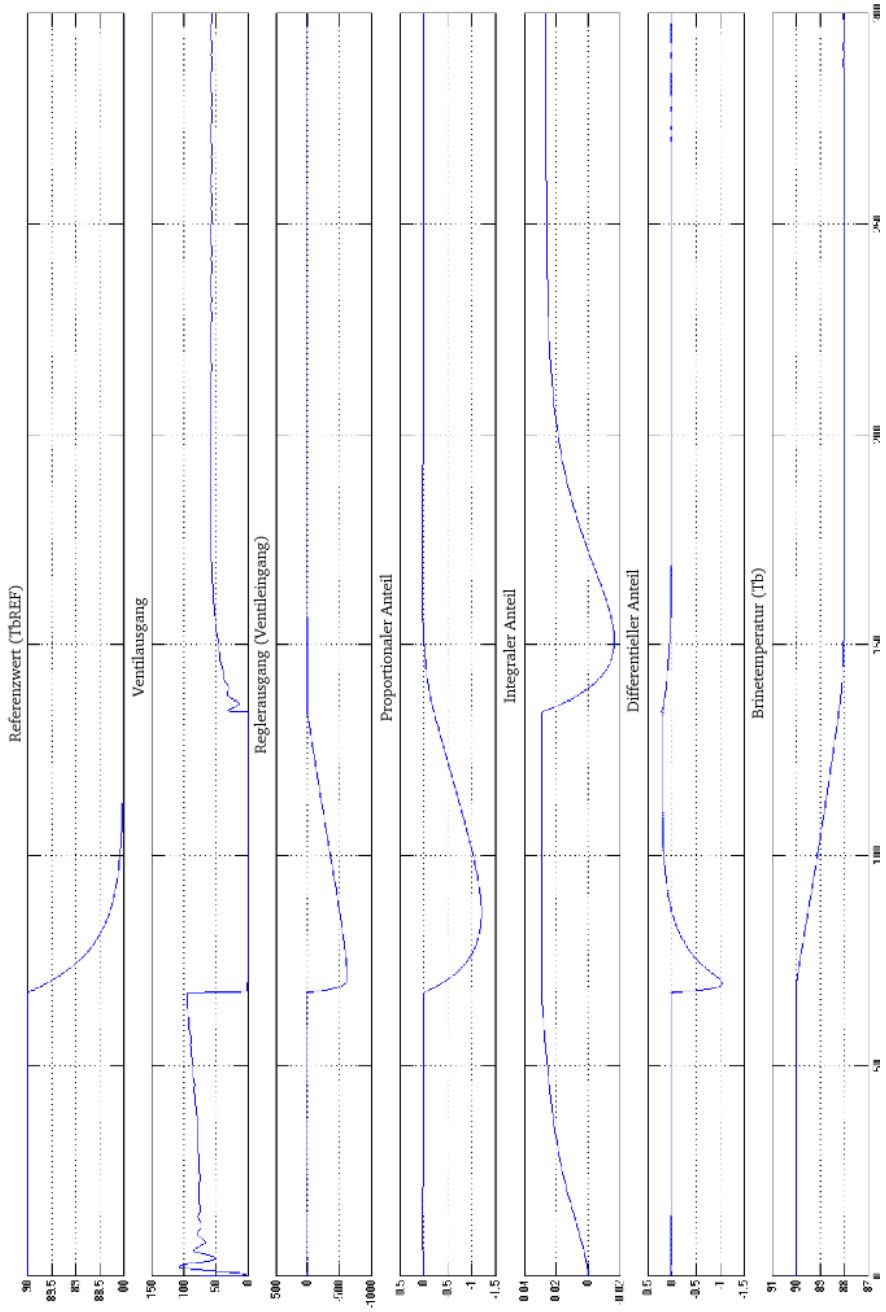


Abb. 4.40. Parameterwechsel nach Methode 2

5. Der Szenariogenerator

5.1 Hintergrund und Motivation

Im vorangegangenen Kapitel wurde der Arbeitspunktwechsel manuell durchgeführt. Da die Arbeitspunkte von der Meerwassertemperatur T_{Sea} abhängen, wird in diesem Kapitel ein **Szenariogenerator** implementiert, der anhand der Schwankungen des Meerwassers zwischen Tag/Nacht und Sommer/Winter den zugehörigen Arbeitspunkt angibt. Damit wird das System bei normalem Betrieb unabhängig von manuellen Eingriffen und fährt situationsabhängig (Winter Tag, Sommer Nacht etc.) in den entsprechenden Arbeitspunkt, indem der Szenariogenerator die Sollwerte für die Anlage bestimmt (TBT,T_{Si},F_B,T_{Bi}).

In der Realität ist die Liste der Kriterien für die Wahl der Arbeitspunkte nicht auf die Meerwassertemperatur beschränkt. Vielmehr spielen ökonomische und ökologische Betrachtungen eine essentielle Rolle. Diese lassen sich teilweise auf die Meerwassertemperatur reduzieren, da sie entscheidend für die aufzubringende Wärmemenge pro Mengeneinheit Trinkwasser ist. Prinzipiell können alle Einflußfaktoren in das Design eines Szenariogenerators einbezogen werden. Mittels Erstellung von Gütekriterien, Zielfunktionen und Merkmalsvektoren könnten diese über Neuronale-Netze, Fuzzy-Klassifikatoren oder sonstige Ansätze in das Design integriert werden.

Bei komplexen Systemen mit einer hohen Anzahl von interagierenden Teilprozessen wird die verfügbare Rechenleistung und der verfügbare Speicherplatz nicht mehr ausreichen um die enormen Datenmengen zu verwalten und in angemessener Zeit zu vernünftigen Ergebnissen zu kommen. Für solche Anwendungen gibt die **High Level Architecture (HLA) [13]** Designregeln vor, nach denen verteilte Simulationen entwickelt werden können. Die Designregeln stellen insbesondere die Daten- und Schnittstellenkonsistenz sicher und haben sich als weltweiter Standard durchgesetzt. Eine Erweiterung der HLA für ökonomische Anwendungen ist in [28] zu finden.

In dieser Arbeit wird eine einfache Version eines Szenariogenerators implementiert, der die Referenzwerte für die Anlage generieren soll. Dazu ist eine Berücksichtigung der Meerwassertemperatur ausreichend. Sollte in späteren Arbeiten eines der

oben genannten Kriterien untersucht und implementiert werden, so kann das im Folgenden entworfene Subsystem erweitert oder ersetzt werden.

Gesucht. Gesucht ist ein Subsystem, welches anhand der Meerwassertemperatur einen besitmmten Arbeitspunkt auswählt und die zugehörigen Sollwerte an die Anlage weitergibt.

Gegeben. Gegeben ist Tab. 2.2 aus Abschnitt 2.14 auf Seite 62. Dort sind die Arbeitspunkte und die zugehörigen Meerwassertemperaturen gegeben, die den Signalraum des Eingangs festlegen.

5.1.1 Realisierung des Szenariogenerator

Der Szenariogenerator (Abb. 5.2 auf Seite 124) verwendet für die Simulation der sich ändernden Meerwassertemperatur zwei überlagerte Sinusfunktionen unterschiedlicher Frequenz und Amplitude. Diese sind so eingestellt, daß pro "Jahreszeitänderung" zehn "Tageszeitänderungen" stattfinden. Die Frequenzen verhalten sich wie 10:1.

Die Generation der Referenzwerte wird durch einen **Fuzzy-Klassifikator** vorgenommen. Dieser bildet die eingenende Meerwassertemperatur auf die Referenzwerte der einzelnen Anlagensektionen ab. Da die Meerwassertemperatur nicht nur diskrete Werte annimmt, sondern sich kontinuierlich über den gewählten Temperaturbereich bewegt und hinsichtlich der Schaltgrenzen keine Einschränkungen gegeben sind, werden diese als Mittelwert zweier benachbarter Temperaturwerte angenommen.

Der **Eingang des Fuzzy-Klassifikators** ist die Meerwassertemperatur T_{Sea}. Die **Ausgänge** sind T_{Si}, T_{Bi}, TBT und F_B.

Gesucht Gesucht ist eine **Regel- und Datenbasis**, welche den Eingang auf die Ausgänge gemäß Tab. 2.2 auf Seite 66 abbildet.

Datenbasis. Für die **Zugehörigkeitsfunktionen des Eingangs** werden Trapez- und Dreiecksfunktionen verwendet. Für jede Kombination aus Tages- und Jahreszeit wird ein linguistischer Wert $T_{Sea}^{SP_i}$ durch eine Zugehörigkeitsfunktion beschrieben, die im entsprechenden Temperaturbereich ihre maximalen Zugehörigkeitswerte hat (Abb. 5.1). Die **Zugehörigkeitsfunktionen des Ausgangs** sind **Singletons**. Jeder Ausgang wird durch eine linguistische Variable beschrieben, die jeweils über vier linguistische Werte verfügt. Jeder linguistische Wert wird durch vier Singletons beschrieben. Damit besteht die Regelbasis aus 4 Zugehörigkeitsfunktionen für den Eingang und 16 Zugehörigkeitsfunktionen (Singletons) für den Ausgang.

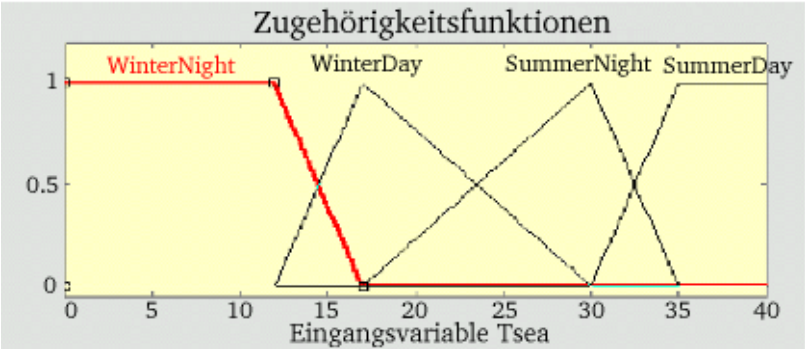


Abb. 5.1. Zugehörigkeitsfunktionen der linguistischen Variablen des Eingangs T_{Sea}

Regelbasis. Die **Fuzzyfizierung** liefert für jede Zugehörigkeitsfunktion einen Zugehörigkeitswert entsprechend des Eingangswertes. Diese werden für die Auswertung der **Prämissen der Regelbasis** verwendet und aktivieren die Regeln, deren **Erfüllungsgrad der Prämissen** größer Null ist. Für jede eingangsseitige Zugehörigkeitsfunktion wird eine Regel der folgenden Struktur aufgestellt:

$$\text{IF } (T_{Sea} == T_{Sea}^{SP_i}), \text{ THEN } (T_{Si}^{SP_i} \text{ AND } T_{Bi}^{SP_i} \text{ AND } TBT^{SP_i} \text{ AND } F_B^{SP_i})$$

Da die Zugehörigkeitsfunktionen des Eingangs den gesamten Temperaturbereich des Meerwassers abdecken (Abb. 5.1) wird zu jedem Zeitpunkt eine Regel aktiviert. Durch eine Prioritätenvergabe wird verhindert, daß zwei Regeln mit gleichem Erfüllungsgrad der Pramisse aktiviert werden.

In Abb. 5.2 ist der Szenariogenerator zusammen mit der Schnittstelle für die manuelle Kontrolle der Arbeitspunkte dargestellt. Die PT2-Systeme simulieren die Regelung der nicht modellierten Anlagenteile und verhindern Sprünge an den Eingängen des Brine-Heaters.

5.1.2 Simulation

Der Szenaiogenerator wird unabhängig vom Brine-Heater auf seine Funktion getestet. Die Werte müssen mit denen aus Tab. 2.2 auf Seite 66 übereinstimmen. Abbildung 5.3 auf der nächsten Seite zeigt, daß der Generator die gewünschte Aufgabe erfüllt.

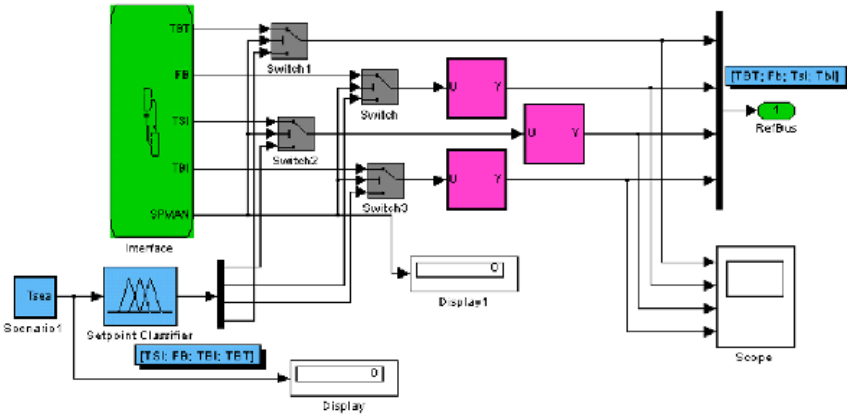


Abb. 5.2. Szenariogenerator (blau),
hybrider Automat (grün, Schnittstelle für manuelle Kontrolle),
PT2-Systeme (magenta, Simulation der Regeldauer für nichtmodellierte Teilsysteme der Anlage)

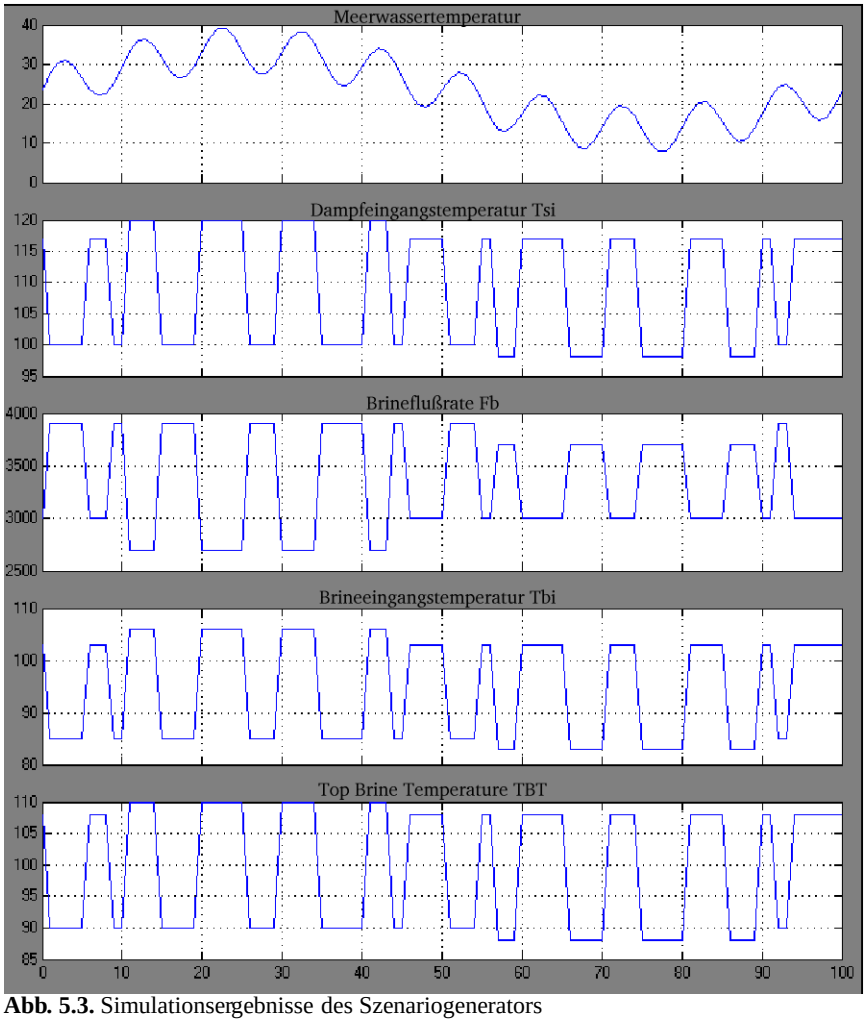


Abb. 5.3. Simulationsergebnisse des Szenariogenerators
(file: ScenarioGen.mdl)

5.2 Synthese der Teilsysteme

In den vergangenen Kapiteln wurden Teilsysteme entworfen, die in diesem Abschnitt zu einem konsistenten Modell zuammengefügt werden.

5.2.1 Nichtlineares Brine-Heater Modell

In Kapitel 2 wurde das nichtlineare Modell des Brine Heaters entwickelt. Der Brine-Heater hat folgende Schnittstellen:

Eingänge. F_{Si}, F_B, T_{Si}, T_{Bi} und $FcOut$

Ausgänge. T_B, L_C

5.2.2 PID-Regler

In Kapitel 3 wurden der PID-Regler zur Regelung der Brinetemperatur entworfen. Die Ausgangsgröße des Reglers wird nicht direkt an das Brine-Heater Modell geleitet, sondern an das **Modell eines Ventils** weitergegeben. Der Ausgang des Ventils ist die einströmende Dampfflußrate F_{Si} (Abb. 4.23 auf Seite 105). Die Einstellzeit des Ventils wird durch ein PT2-System simuliert. Diese ist so zu wählen, daß das System nicht instabil wird. Der Regler besitzt folgende Schnittstellen:

Eingänge. T_B^{Ref}, I_+, $Ireset$, $setError$, K_p, T_i, und T_d

Ausgänge. U_P, U_I, $\dot{U}_I$, U_D, I_- und $u(t)$

5.2.3 Arbeitspunktklassifikator und hybrider Automat

In Kapitel 4 wurden der Arbeitspunktklassifikator und der hybride Automat zur Umschaltung der Regelparameter implementiert.

Arbeitspunktklassifikator - Eingänge. V_1^{norm}, V_2^{norm}, V_3^{norm} und V_4^{norm}

Arbeitspunktklassifikator - Ausgänge. SP

hybrider Automat - Eingänge. TBT, T_B, U_P, U_I, $\dot{U}_I$, U_D und SP

hybrider Automat - Ausgänge. T_B^{Ref}, I_+, $setError$, ($Ireset$), K_p, T_i, und T_d

Über das Signal $Ireset$ kann ein Reset des integralen Anteils ausgelöst werden. Es wurde während der Testphase eingebaut, ist jedoch für die hier implementierte Art der Parameterumschaltung nicht nötig. Im Hinblick auf zukünftige Verbesserungen und die erhöhte Flexibilität, wird das Signal dennoch beibehalten.

5.2.4 Szenariogenerator

Zwischen den Szenariogenerator und den Brine-Heater werden für die Prozeßvariablen F_{Si}, F_B, T_{Bi} und T_{Si} jeweils ein PT2-System (Gl. (2.13)) zwischengeschaltet um Sprünge dieser Größen zu vermeiden und die Regeldauer der zugehörigen Anlagenteile zu simulieren.

Eingänge. T_{Sea}

Ausgänge. TBT, F_{Si}, F_B, T_{Bi} und T_{Si}

Diese Teilsysteme werden zu dem in Abb. 2.6 auf Seite 61 dargestellten System zusammengefügt. Dabei ist darauf zu achten, daß algebraische Schleifen durch Verzögerungselemente (Speicherbausteine) aufzulösen sind.

5.3 Erweiterbarkeit des Systems

Da in zukünftigen Arbeiten die anderen Teilsysteme einer MSF-Anlage implementiert werden sollen, sind im Folgenden die Schnittstellen zum Brine-Heater beschrieben.

5.3.1 Verdampferkammern

Die erste Verdampferkammer hat die Prozeßgrößen F_B und T_{Bi} als Schnittstelle zum Brine-Heater. Die Regelung dieser Größen wird hier durch PT2-Systeme simuliert. Diese sind durch das Modell der Verdampferkammer zu ersetzen. Die Referenzwerte für die Regelung der Prozeßgrößen der Verdampferkammer werden vom Szenariogenerator geliefert.

5.3.2 Desuperheater

Die Schnittstelle des Desuperheaters zum Brine-Heater sind die Prozeßvariablen T_{Si}, F_{Si}, T_C und $FcOut$. Die Referenzgröße für die Dampftemperatur T_{Si} liefert ebenfalls der Szenariogenerator. Soll ein Modell des Desuperheater-Teilsystems mit dem hier entwickelten System fusioniert werden, so ist das PT2-System zur Simulation der Regelung des Desuperheaters (Abb. 5.2) durch dieses zu ersetzen.

5.4 Simulation des Gesamtsystems

Die Ergebnisse der Simulation des Gesamtsystems liefern keine neuen Einblicke in die Vorgänge der Parameterumschaltung und der Regelung. Deshalb wird hier auf eine grafische Darstellung verzichtet. Von der Funktionalität des Gesamtsystems kann sich der Leser anhand des programmierten Modells in Verbindung mit dem grafischen Interfaces überzeugen. Es ermöglicht einige Variationsmöglichkeiten bezüglich der Reglerparameter, der Reglerumschaltung und der Wahl der Arbeitspunkte. Die Ergebnisse der Simulation können grafisch dargestellt werden. In Kapitel 7 wird die Benutzerschnittstelle beschrieben.

6. Das Grafische Interface

6.1 Das “Brine-Heater”-Fenster

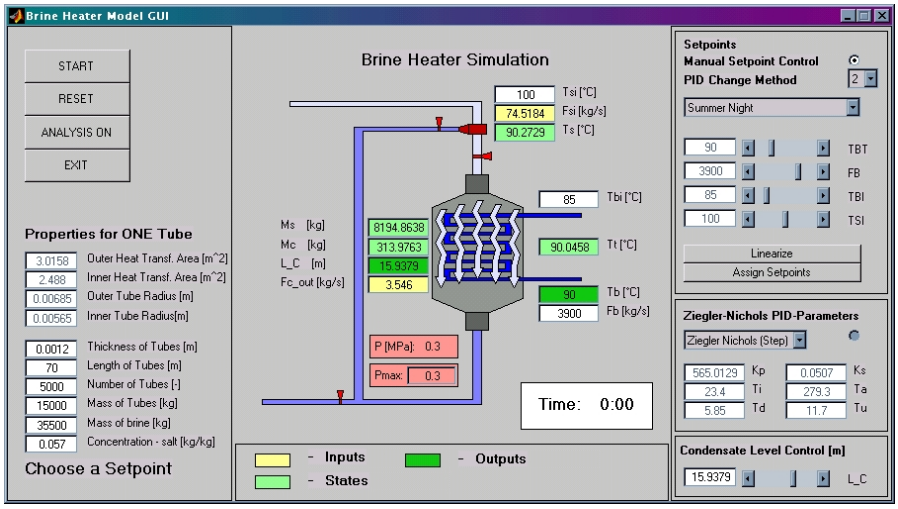
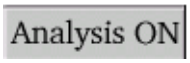


Abb. 6.1. Das grafische Interface

Das Hauptfenster des grafischen Interfaces (Abb. 6.1) gibt Auskunft über den aktuellen Zustand aller Prozeßvariablen des Modells. Zusätzlich ermöglicht es dem Benutzer in die Simulation einzugreifen, neue Arbeitspunkte zu definieren, das nichtlineare Modell in diesen zu linearisieren und zu analysieren, neue Reglerparameter einzustellen und prozeßspezifische Parameter bezüglich der geometrischen Abmessungen, des maximal zulässigen Drucks und des Salzgehaltes einzustellen. Die Funktion der Buttons wird im Folgenden beschrieben.

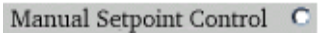
Startet und stoppt die Simulation des Modells “THEMODEL.mdl”.

Setzt das Simulationsmodell in den Initialzustand (Arbeitspunkt 1) zurück.



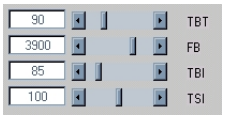
Öffnet und schließt das “Analysis”-Fenster.

Schließt das “Brine-Heater”-Fenster.



Schaltet zwischen manueller und automatischer Selektion des Arbeitspunktes um. Das Popup-Menu zur Arbeitspunktumschaltung wird freigegeben.

Wählt den Arbeitspunkt. Das Menu ist aktiviert, falls die manuelle Einstellung der Arbeitspunkte aktiviert ist.

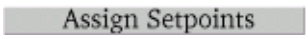


Ermöglicht eine manuelle Trimmung der arbeitspunktbestimmenden Prozeßvariablen.

Stellt den Sollwert für die Regelung des Kondensatlevels ein.

Schaltet zwischen Methode 1 und Methode 2 der Parameterumschaltung um.

Öffnet und schließt das “Linearize”-Fenster.



Öffnet und schließt das “Assign-Setpoint”-Fenster.

6.2 Das “Linearize”-Fenster

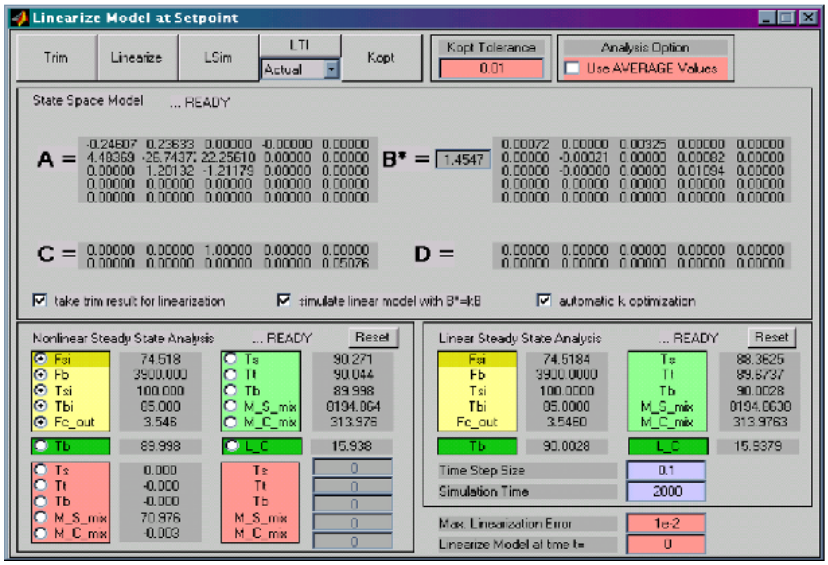
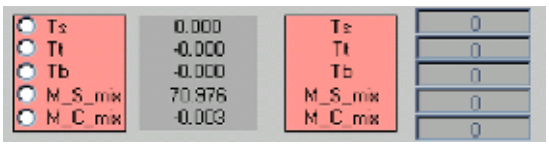


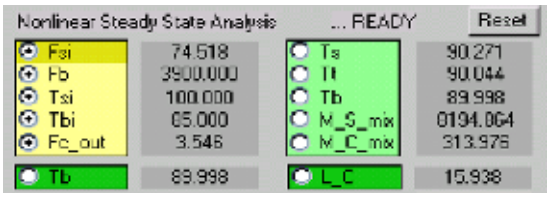
Abb. 6.2. Linearisierung des Modells

6.2.1 Berechnung des stationären Zustandes des nichtlinearen Modells

Berechnet den stationären Zustand des nichtlinearen Modells mit den aktuellen Prozeßvariablen. Abhängig von der Fehlertoleranz ergeben sich brauchbare oder unbrauchbare Ergebnisse.



Ermöglicht die Einstellung der Fehlertoleranz für jede Prozeßvariable bei der Ermittlung des stationären Zustandes (rechts) und zeigt den Fehler nach der Berechnung an (links).



Fixiert markierte Prozeßvariablen auf den angegebenen Wert. Es wird versucht einen stationären Zustand mit diesen Werten zu errechnen. Falls dies nicht möglich ist, wird die Einstellung ignoriert und die “Least Square”-Lösung berechnet.

Verwendet falls markiert die Ergebnisse der Berechnung des stationären Zustandes für die Linearisierung.

Verwendet für die Kondensat- und Dampfmasse die während der Simulation ermittelten Durchschnittswerte. Insbesondere für die Linearisierung im stationären Zustand von Bedeutung.

6.2.2 Linearisierung des Modells

Startet die Linearisierung.

Legt die Genauigkeit und den Zeitpunkt der Linearisierung des nichtlinearen Modells fest. Falls sich das lineare Modell bereits im stationären Zustand befindet ist der Zeitpunkt Null einzustellen.

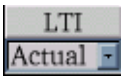
Berechnet den stationären Zustand des aktuell berechneten linearen Modells.

Einstellung der Schrittweite und Simulationsdauer für die Berechnung des statischen Zustandes des linearen Modells.

Falls aktiviert, wird der stationäre Zustand unter Berücksichtigung des Faktors k berechnet. Sonst gilt $k = 1$.

Legt die Genauigkeit bei der Ermittlung des Faktors K fest.

Wird freigeschaltet, falls automatische Optimierung des Faktors k eingestellt ist. Führt eine automatische Berechnung durch, bis die geforderte Genauigkeit erreicht ist.



Öffnet den LTI-Viewer von Matlab zur Analyse des linearen Modells. Über das Popup-Menu können alle andern linearen Modelle mit dem LTI-Viewer aufgerufen werden. Das zuletzt berechnete wird dem im Hauptfenster gewählten Arbeitspunkt zugeordnet. “Actual” bezeichnet das gerade im Fenster angezeigte lineare Modell.

6.3 Das “Assign-Setpoint”-Fenster

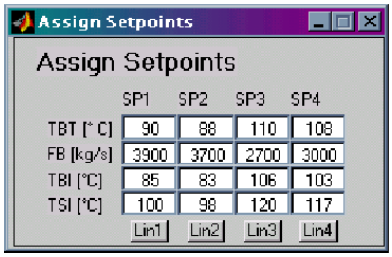


Abb. 6.3. Definition neuer Arbeitspunkte

Berechnet das lineare Modell nach Festlegung eines neuen Arbeitspunktes. Diese Funktion hat sich beim Testen oft als fehlerhaft erwiesen, da die Dampfflußrate durch ein das Optimierungsverfahren festgelegt werden muß, um den stationären Zustand für die Linearisierung ermitteln zu können. Es ist zuverlässiger zunächst den stationären Zustand durch Regelung zu ermitteln, diesen durch die TRIM-Funktion zu bestätigen, dann in diesem Zustand zu linearisieren, den Faktor k automatisch bestimmen zu lassen, über den LTI-Viewer die Sprungantwort zu analysieren und anhand dieser die Reglerparameter nach Ziegler-Nichols zu berechnen. Bei der Festlegung neuer Arbeitspunkte muß entweder der Arbeitspunktselektor modifiziert werden, oder die Umschaltung der Arbeitspunkte kann nur manuell durchgeführt werden.

7. Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Hintergrund

Diese Arbeit stellt den ersten Schritt in Richtung “Modellbildung von Multi-Stage-Flash (MSF) Meerwasserentsalzungsanlagen” am Lehrstuhl für Automation der Universität Mannheim dar. In nachfolgenden Arbeiten sollen die verbleibenden Anlagenteile modelliert, geregelt und alle Teilmodelle zu einem Gesamtmodell einer Entsalzungsanlage fusioniert werden (Abschnitt 5.3 auf Seite 126). Da der Brine-Heater das Verbindungsglied zwischen Kraftwerk und Entsalzungsanlage darstellt und dadurch zwei Schnittstellen (Enzsalzungsanlage/Kraftwerk) bereitstellt, ist er als Ausgangspunkt für die Modellbildung am Besten geeignet.

7.2 Ziel

Ziel dieser Arbeit ist es, ein dynamisches Modell eines Brine-Heaters zu erstellen, dieses unter Verwendung von optimierten PID-Reglern zu regeln, und die stoßfreie Parameterumschaltung durch einen hybriden Automaten zu ermöglichen.
Die Arbeit läßt sich in 4 Abschnitte unterteilen:

- Modellbildung auf Basis vorhandener Fachliteratur
- Regelung durch optimierte PID-Regler
- stoßfreie Parameterumschaltung durch hybriden Automaten
- grafisches Interface

7.3 Modellbildung

Das Modell des Brine-Heaters basiert auf den thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten und berücksichtigt die Zustandsgleichungen von Wasser, Wasserdampf ([24]) und Salzwasser ([7]). Es bildet geometrische Eigenschaften über 2 extensive und energetische Eigenschaften über 3 intensive Zustandsgrößen ab. Das Differentialgleichungssystem besteht demzufolge aus 5 Gleichungen (Abschnitt 2.6 auf Seite 44). Um diskrete Ereignisse handhaben zu können, wird ein hybrider Automat

(Abb. 2.3 auf Seite 54) eingesetzt, der das Gleichungssystem entsprechend den eintretenden Ereignissen modifiziert (Abschnitt 2.9 auf Seite 52). Aufgrund der einfachen Struktur der Ereignisse und der Modifikationen, hat eine textuelle Realisierung Vorteile hinsichtlich Implementierungs- und Laufzeit.

Zur Vereinfachung wurde die spatiale Temperatur-, Dichte- und Druckvariation vernachlässigt und eine ideale thermische Isolation des Brine-Heaters angenommen (Abschnitt 2.3 auf Seite 35).

Die Verifikation des Modells muß aufgrund fehlender Realparameter und Echtzeitexperimente auf einen qualitativen Vergleich mit in der Literatur genannter Modelle beschränkt bleiben. Da keines der in der Literatur genannten Modelle vollständige Annahmen bezüglich der hier benötigten Parameter macht (Abschnitt 2.4 auf Seite 38), wird eine Kombination der verfügbaren Parameter verwendet, um die angestrebten stationären Zustände erreichen zu können (Abschnitt 2.14.2 auf Seite 66). Unter Berücksichtigung der Regelung aus Kapitel 3 wird ein exakt spezifiziertes Modell entworfen (Abschnitt 2.7 auf Seite 46).

7.4 Regelung

Die Regelung des Brine Heaters (Top Brine Temperature, Kondensatfüllstand des Kessels) erfolgt unter Verwendung optimierter PID-Regler. Es werden PID-Regler gewählt, da hier die Verbesserung der Standardregelung unter Berücksichtigung hybrider Automaten als Überwachungsstruktur angestrebt wird. Als Optimierungsansatz wird die Sprungmethode nach Ziegler-Nichols verwendet. Dazu wird das System in den 4 betrachteten Arbeitspunkten linearisiert und entsprechend der Sprungantworten die PID-Parameter berechnet. Weiterhin werden 3 Anti-Windup Strategien implementiert (Integration-Stop, Integration-Reset und Integration-Subtraction). Um den Vorteil einer solchen Strategie zu zeigen, wird stellvertretend der Integration-Stop Ansatz verwendet. Dieser wird mit den PID-Parametern kombiniert und mit einem experimentell ermittelten Parametersatz, sowie mit dem Ziegler-Nichols Ansatz verglichen und bewertet. Ergänzend wird ein modifizierter PID-Regler implementiert und ebenfalls in den Vergleich einbezogen (Kapitel 3 auf Seite 69).

Die Simulationsergebnisse (Abschnitt 3.6.2 auf Seite 84) zeigen, daß der PID-Regler mit Ziegler-Nichols Parametern und Anti-Windup Strategie die besten Ergebnisse liefert. Zur Erleichterung des Vergleichs, ist der integrierte Fehler für sonst identische Simulationsszenarien abgebildet. Für weitergehende Untersuchungen könnten Mehrgrößenregler oder andere Regelalgorithmen zum Einsatz kommen und die Regelgüte miteinander verglichen werden.

7.5 Parameterumschaltung

Der Einsatz einer stoßfreien Umschaltung wird über den Vergleich der integrierten Fehler für jeden Parametersatz in jedem Arbeitspunkt gerechtfertigt, da ein Parametersatz für seinen zugehörigen Arbeitspunkt die besten Ergebnisse liefert (Kapitel 4 auf Seite 91). Ziel der Parameterumschaltung ist es, den Brine-Heater in jedem Arbeitspunkt mit den optimalen PID-Parametern zu regeln. Die stoßfreie Umschaltung wird von einem hybriden Automaten durchgeführt. Dazu muß ein Arbeitspunktwechsel detektiert werden können und die Stabilität des Systems während der Umschaltung gewährleistet sein.

Ein Arbeitspunktwechsel wird mit Hilfe eines Fuzzy-Klassifikators detektiert, der diesen anhand geeignet gewählter Ljapunow-Kandidaten, Regel-, Datenbasis und Inferenzstrategie signalisiert (Abschnitt 4.2 auf Seite 96). Die Umschaltung findet nach der Min-Switch Strategie statt, wodurch die Stabilität des Gesamtsystems gewährleistet ist ([14]). Der hybride Automat führt die stroßfreie Umschaltung nach 2 Methoden durch (Abschnitt 4.3.1 auf Seite 105). Bei der ersten Methode werden die Parameter im stationären Zustand umgeschaltet, da erst dort die für eine stoßfreie Umschaltung erforderliche Bedingung eintritt. Die zweite Methode schaltet die Parameter um, sobald ein Arbeitspunktwechsel detektiert wird. Diese Methode hat den Vorteil, daß der Brine-Heater bereits in der Umgebung des angestrebten Arbeitspunktes mit den optimaleren PID-Parametern gefahren wird. Ein Vergleich der beiden Ansätze zeigt, daß beide Methoden eine stoßfreie Umschaltung ermöglichen, die letztere jedoch, wie erwartet, einen Vorteil hinsichtlich der Regelgüte besitzt (Abschnitt 4.4.2 auf Seite 110). Alternativen zur Parameterumschaltung sind nichtlineare oder robuste Regelung.

7.6 grafisches Interface

Über das grafische Interface können die Ergebnisse dieser Arbeit nachvollzogen werden. Weiterhin können eigene Regelparameter bestimmt, neue Arbeitspunkte definiert und das Modell in diesen linearisiert werden. Die Umschaltung durch den hybriden Automaten kann zur Laufzeit beobachtet werden. In Kapitel 7 sind weitere Funktionalitäten des grafischen Interfaces beschrieben.

7.7 Schlußwort

In dieser Arbeit wird das nichtlineare Modell eines Brine-Heaters einer Multi-Stage-Flash Entsalzungsanlage erstellt. Dieses wird in vier Arbeitspunkten durch optimierte PID-Regler geregelt. Ein hybrider Automat ermöglicht die stoßfreie Umschaltung nach zwei Methoden. Über das grafische Interface sind die Resultate reproduzierbar und eine Vielzahl von Modifikationen möglich.

Literaturverzeichnis

1. M. S. Medani A. M. Helal und M. A. Soliman. 'A tridiagonal matrix model for multistage flash desalination plants'. *Computers and Chemical Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 372-342*, 1986.
2. A. S. Barakzai Al-Gobaisi und A. M. El-Nashar. 'An overwiew of modern control stategies for optimizing thermal desalination plants'. *Desalination, 84, 3-43*, 1991.
3. A. Husain A. Woldai Adel Al-Radif A. Kesou R. Borsani. 'Modelling and simulation of a multistage flash (msf) desalination plant'. *Desalination, 97, 555-586*, 1994.
4. O. K. Buros. 'The abcs of desalting'. *International Desalination Association (IDA), Topsfield, Massachusetts, USA*, 1990.
5. Cerbe/Hoffmann. *'Einführung in die Thermodynamik'*. Carl Hanser Verlag München Wien, 1999.
6. F.A. Drake. 'Measurements and control in flash evaporator plants'. *Desalination, 241-262*, 1986.
7. Fichtner. *'Handbook by H.E. Homing'*. Vulkan Verlag, 1978.
8. A. Gambier. 'Introduction to the automation problem of desalination plants'. Technischer Bericht, Automation Laboratory, University of Mannheim, Institute of Computer Engineering, 2000.
9. Y. Al-Roumi H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney. 'Multi-stage flash desalination: present and future outlook'. *Desalination, 73, 173-190*, 1999.
10. H. Hohmann. 'Heiße Schlacht ums kühle Naß'. *Missio aktuell Januar/Februar*, 1999.
11. H. El-Dessouky I. Alatiqi, H. Ettouney. 'Process control in water desalination industry: an overview'. *Desalination, 126, 15-32*, 1999.
12. A. Woldai K. V. Reddy, A. Husain und Darwish M. K. Al-Gobaisi. 'Dynamic modelling of the msf desalination process'. *IFFWSAT, AbuDhabi, UAE*
    DAR Water Science and Technology, Hyderabad, India, 1993.
13. Dahmann Kuhl, Weatherly. *'Creating Computer Simulation Systems'*. Prentice Hall, erste Auflage, 1999.
14. J. Malmborg. *'Analysis and Design of Hybrid Control Systems'*. Department of Automation Control, Lund Institute of Technology, 1998.
15. V. M. Maniar und P. B. Deshpande. 'Advanced controls for multi-stage flash (msf) desalination plant optimization'. *J. Proc. Cont., Vol. 6, No. 1, pp. 49-66, Elsevier*, 1996.
16. J.Wernstedt M.Koch, Th.Kuhn. *'Fuzzy Control'*. Oldenbourg, erste Auflage, 1996.
17. M. Marzotti M. Rosso A. Beltramini M. Morbidelli. 'Dynamic modelling of multistage flash desalination plants'. *Desalination 127, 207-218*, 2000.
18. A. M. Omar. 'Simulation of msf desalination plants'. *Desalination, 45, 65-76*, 1983.
19. A. Patra P. J. Thomas, S. Bhattacharya und G. P. Rao. 'Steady state and dynamic simulation of multi stage flash desalination plants: A case study'. *J. Proc. Cont., Vol. 6, No. 1, pp. 49-66, Elsevier*, 1996.
20. G.P. Rao. 'Unity of control and identification in multistage flash desalination processes'. *Desalination, 92, 103-124*, 1993.

21. H. M. Ettouney Rimawi, M. A. und G.S. Aly. 'Transient model of multistage flash desalination'. *Desalination, 74, 327-338*, 1989.
22. D. Smith. 'Al-Taweelah B'. *Modern Power Systems*, 1995.
23. G. Stephanopolous. *'Chemical Process Control'*. Prentice-Hall International, 1984.
24. A. Kruse W. Wagner. *'IAPWS-IF97, Properties of Water and Steam'*. Springer, 1998.
25. F. Flehmig R.v.Watzdorf W.Marquardt. 'Dynamic msf plant modelling and simulation: Model validation and simulation studies'. Technischer Bericht, Lehrstuhl für Prozeßtechnik, RWTH Aachen, 1999.
26. F. Flehmig R.v.Watzdorf W.Marquardt. 'Dynamic msf plant modelling and simulation: Modelling concepts and model overview'. Technischer Bericht, Lehrstuhl für Prozeßtechnik, RWTH Aachen, 1999.
27. F. Flehmig R.v.Watzdorf W.Marquardt. 'Dynamic msf plant modelling and simulation: Non-equilibrium effects and heat transfer'. Technischer Bericht, Lehrstuhl für Prozeßtechnik, RWTH Aachen, 1999.
28. C. Salisbury V. Woodward. 'Extending the high level architecture paradigm to economic simulation'. Technischer Bericht, The MITRE Corporation, 1820 Dolly Madison Blvd., McLean VA 22102, 1999.

Anhang A – Simulink-Modell

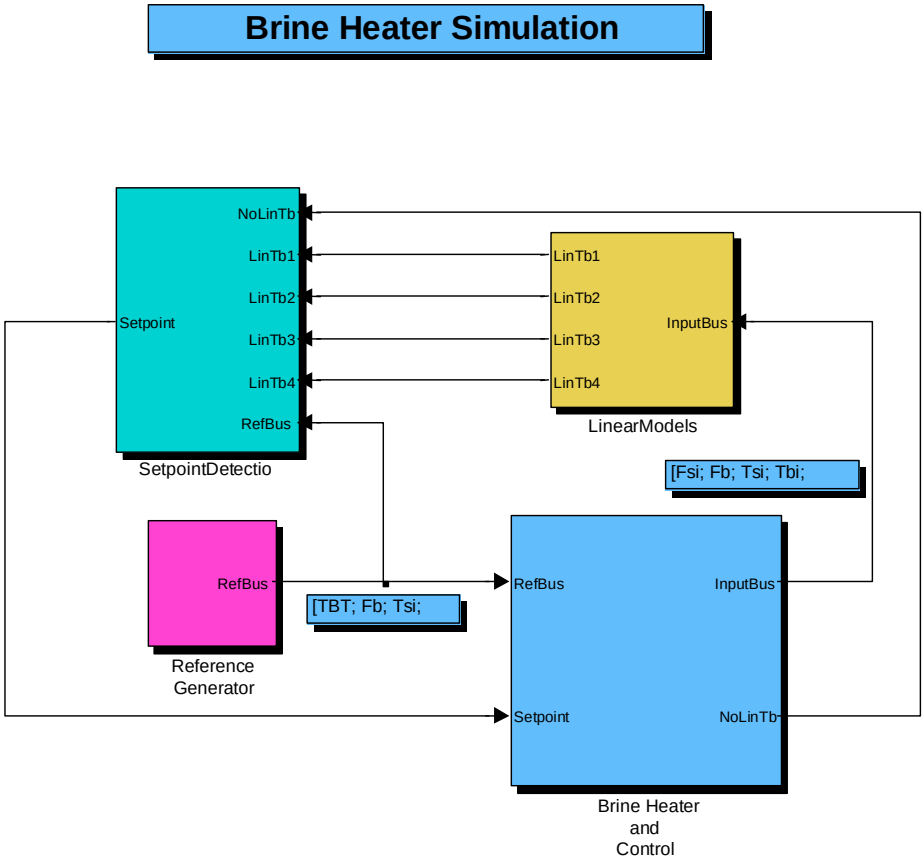


Abb. A-1. Gesamtmodell

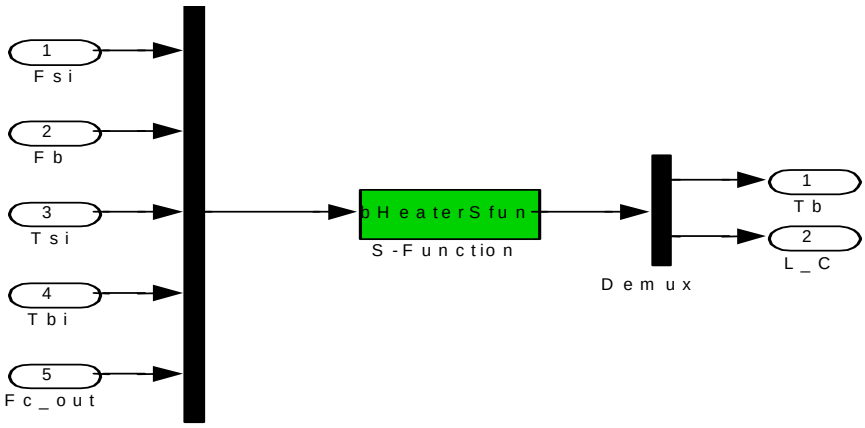


Abb. A-2. S-Funktion des nichtlinearen Brine-Heater Modells

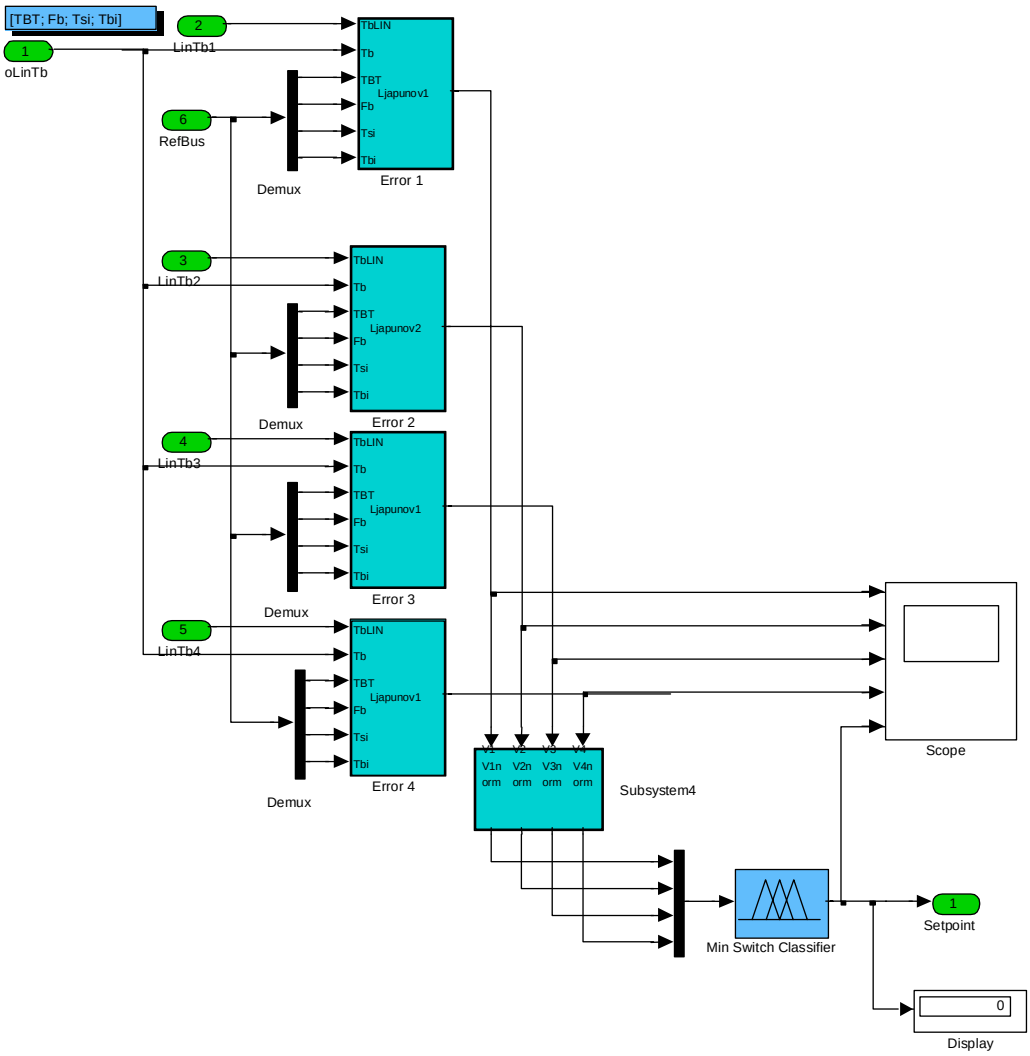


Abb. A-3. Arbeitspunktdetektion

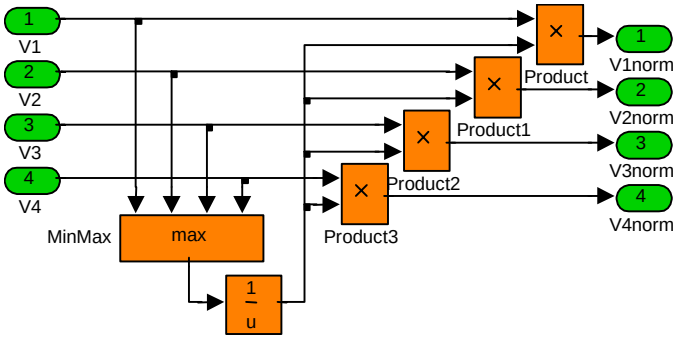


Abb. A-4. Normierung der Ljapunow-Funktionen

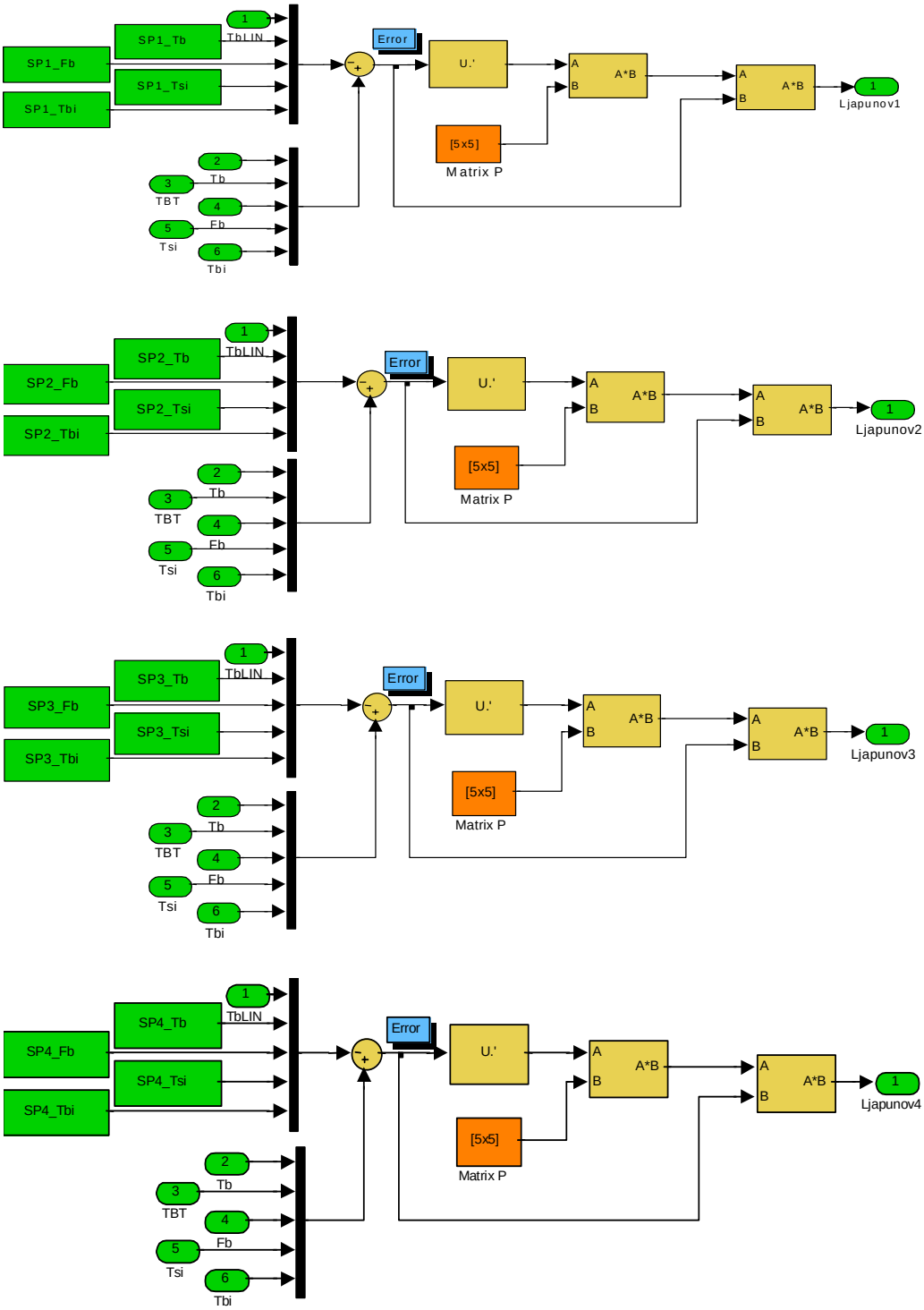


Abb. A-5. Ljapunow-Funktionen

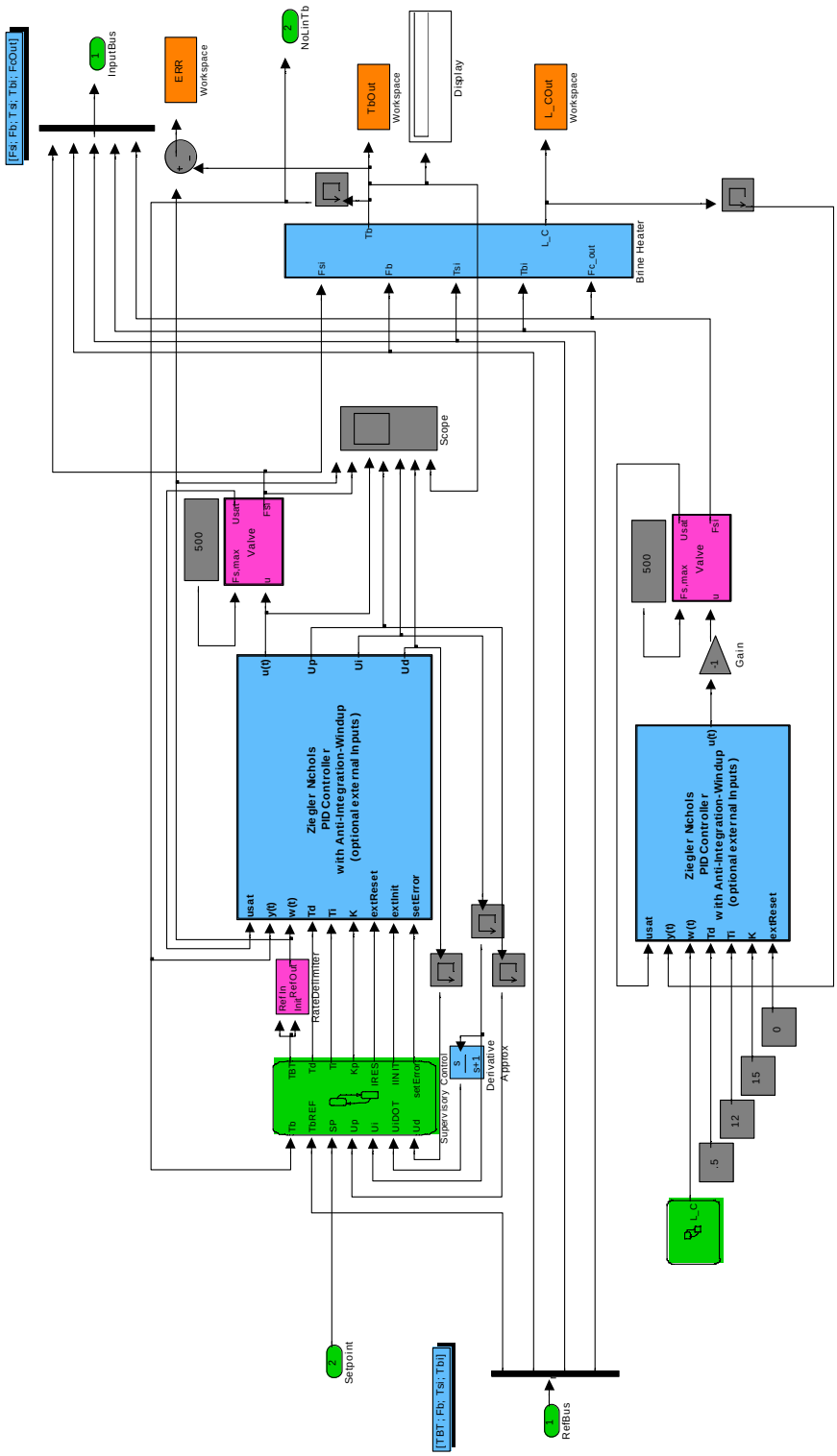


Abb. A- 6. Regelstruktur für Brinetemperatur und Kondensatlevel

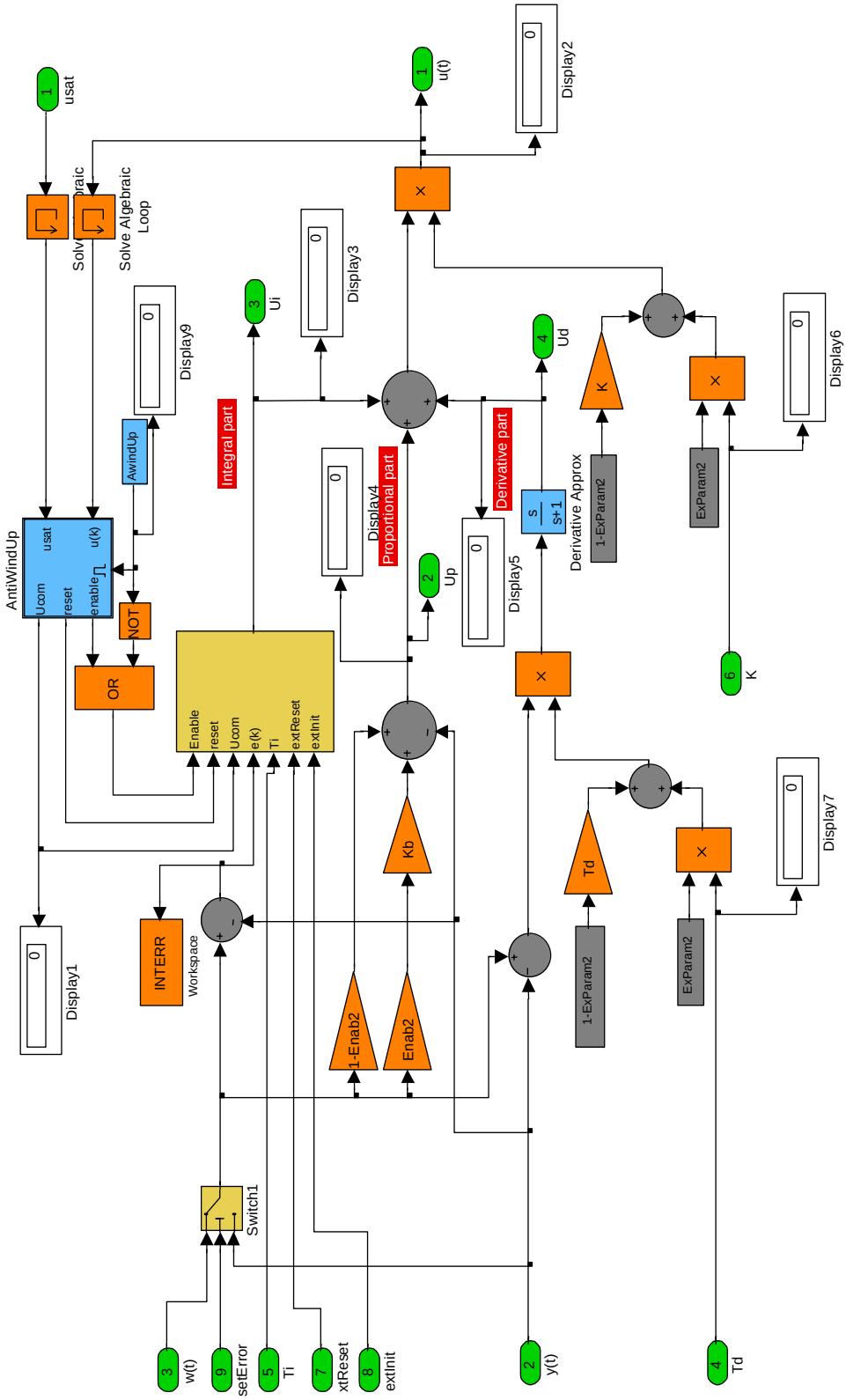


Abb. A-7. Verallgemeinerter PID-Regler

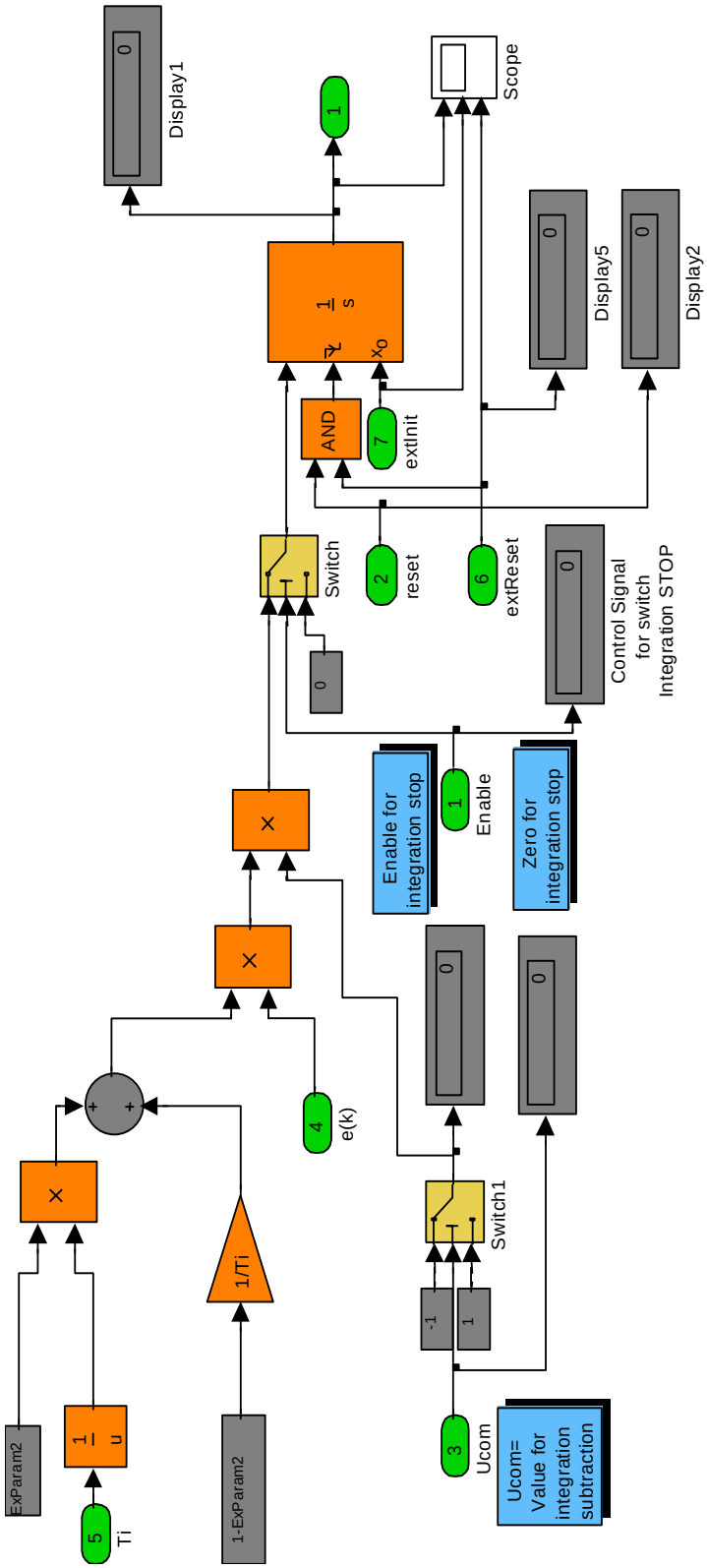


Abb. A-8. Intergalanteil des PID-Reglers

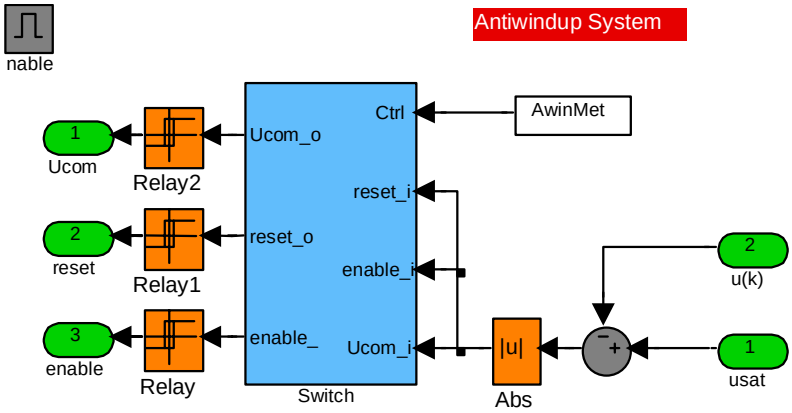


Abb. A-9. PID-Regler für den Kondensatlevel (Antiwindup)

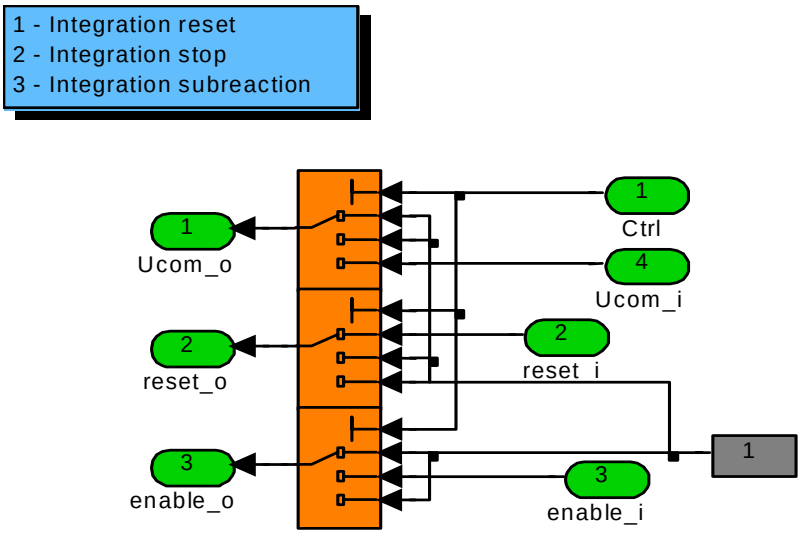


Abb. A -10. PID-Regler für den Kondensatlevel (Antiwindup-Switch)

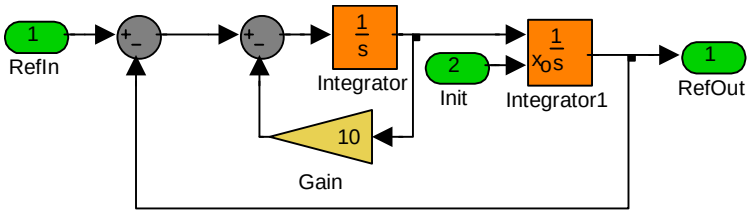


Abb. A-11 PT-2 Systeme

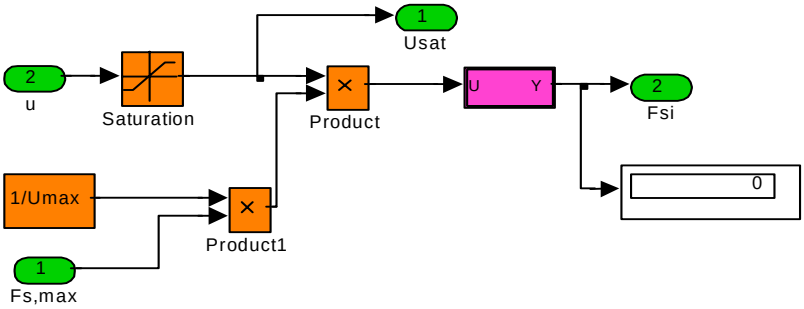


Abb. A-12. Ventilmodell

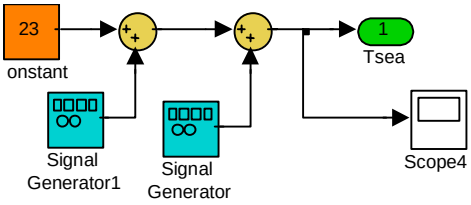


Abb. A-13. Testumgebung für Szenariogenerator

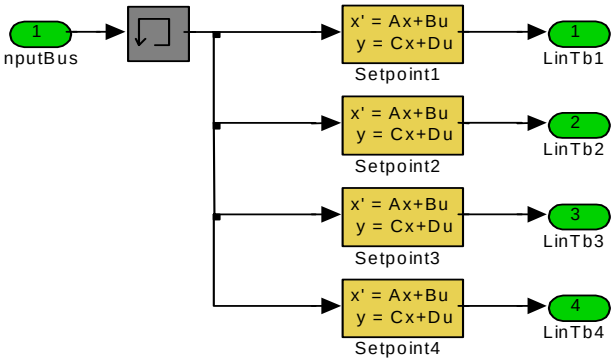


Abb. A-14. Lineare Modelle für 4 Arbeitspunkte

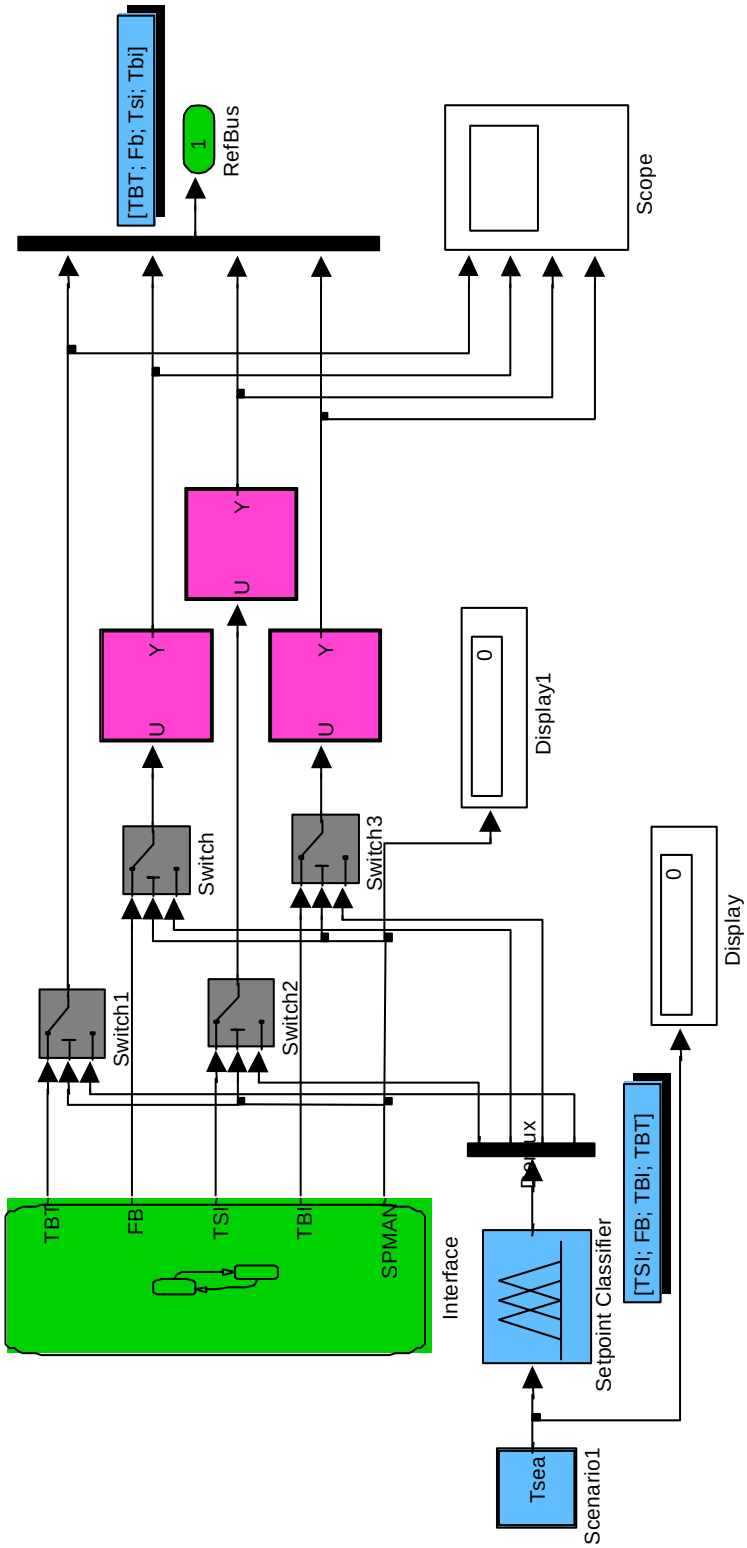


Abb. A-15. Referenzgenerator