

# Optimierung der Prozessführung von Kraftwerken unter Oxyfuelbedingungen mittels Simulationsmodellen

Dissertation  
zur Erlangung des akademischen Grades des  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt der Fakultät Maschinenwesen  
der Technischen Universität Dresden

von Dipl.-Ing. (FH) Peter Tusche  
geboren am 26. Mai 1980 in Zittau

verteidigt am: 24.10.2014

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. M. Beckmann  
(Technische Universität Dresden)
2. Prof. Dr.-Ing. habil. T. Zschunke  
(Hochschule Zittau/Görlitz)



# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis . . . . .	v
Tabellenverzeichnis . . . . .	x
Abkürzungsverzeichnis . . . . .	xi
Nomenklatur . . . . .	xii
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung . . . . .	2
1.2 Zielsetzung . . . . .	4
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>6</b>
2.1 Kraftwerkstechnik . . . . .	6
2.1.1 Prozessoptimierung in der Kraftwerkstechnik . . . . .	6
2.1.2 Der Oxyfuel-Verbrennungsprozess . . . . .	7
2.2 Modellierung von Kraftwerkskomponenten . . . . .	8
2.2.1 Modellansätze für die Lösung physikalischer Vorgänge . . . . .	8
2.2.1.1 Das Fluid . . . . .	10
2.2.1.2 Die Rohrwand . . . . .	11
2.2.1.3 Die Verbrennung von Kohle . . . . .	14
2.2.2 Modellansätze für die Lösung partieller Differentialgleichungen in numerischen Simulationen . . . . .	17
2.2.2.1 Finite-Volumen-Methode . . . . .	18
2.2.2.2 Definition von Stützstellen . . . . .	19
2.2.2.3 Vollimplizite Euler-Methode . . . . .	20
2.2.2.4 Netzwerkschaltung . . . . .	20
2.3 Dynamische Simulation von Kraftwerkskomponenten . . . . .	21
2.3.1 Software für dynamische Simulationen . . . . .	21
2.3.1.1 Nutzung von MODELICA . . . . .	21
2.3.1.2 Nutzung von ENBIPRO . . . . .	22
2.3.1.3 CFD-Simulationen . . . . .	22
2.3.1.4 Nutzung von ASPEN . . . . .	22
2.3.1.5 Anwendung von DynStar . . . . .	23
2.3.1.6 Vergleich und Entscheidung . . . . .	23
2.3.1.7 Simulationswerkzeug DynStar . . . . .	24
2.3.2 Modellbildungsansätze . . . . .	26
<b>3 Abgrenzen und Randbedingungen der Modellierung</b>	<b>28</b>
3.1 Simulationsumfang . . . . .	28

3.2	Bilanzgrenzen . . . . .	31
3.3	Detaillierungstiefe . . . . .	33
<b>4</b>	<b>Basismodelle - Kopplung physikalischer Modellansätze</b>	<b>35</b>
4.1	Basismodell FLUID . . . . .	35
4.1.1	konzentrierte Parameter für das Basismodell FLUID . . . . .	37
4.1.1.1	Mittleres spezifisches Volumen im Kontrollvolumen . . . . .	39
4.1.1.2	Mittlere Stoffzusammensetzung im Kontrollvolumen . . . . .	40
4.1.1.3	Mittlere spezifische Enthalpie im Kontrollvolumen . . . . .	40
4.1.1.4	Mittlerer Druck im Kontrollvolumen . . . . .	40
4.1.1.5	Programmatische Umsetzung . . . . .	41
4.1.2	Berechnungsabfolge für das Basismodell FLUID . . . . .	41
4.2	Basismodell ROHRWAND . . . . .	42
4.2.1	Kopplung der Wärmeübertragungsmechanismen . . . . .	42
4.2.2	Konzentrierte Parameter für das Basismodell ROHRWAND . . . . .	44
4.3	Basismodell VERBRENNUNG . . . . .	47
<b>5</b>	<b>Kopplung der Basismodelle</b>	<b>51</b>
5.1	Aufbau des Wärmeübertrager-Grundelementes . . . . .	51
5.2	Reihenschaltung aus mehreren Wärmeübertrager-Grundelementen - das Modell ROHR . . . . .	54
5.2.1	Aufbau des Modells ROHR . . . . .	54
5.2.2	Berechnungen im Modell ROHR . . . . .	55
5.3	Parallel verlaufende Rohre - das Modell ROHRBÜNDEL . . . . .	56
5.4	Das Modell ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGER . . . . .	59
5.4.1	Kreuzgegenstrom . . . . .	59
5.4.2	Kreuzgleichstrom . . . . .	61
5.4.3	Modellierung des Strömungsprinzips des Rohrbündelwärme- übertragers . . . . .	62
5.5	Das Modell MEMBRANWAND . . . . .	63
5.6	Das Modell ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGER in der MEM- BRANWAND . . . . .	66
5.6.1	Erweiterung des Wärmeübertrager-Grundelementes . . . . .	67
5.6.2	Modellierung des Strömungsprinzips des Rohrbündelwärme- übertragers mit gekoppelter Membranwand . . . . .	70
5.6.3	Aufbau der Sektoren . . . . .	72
<b>6</b>	<b>Simulationen</b>	<b>73</b>
6.1	Validierung des Rohrmodells . . . . .	73
6.2	Regimewechselvorgang von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung . . . . .	74
6.2.1	Oxyfuelverbrennung mit heißer Rezirkulation . . . . .	76
6.2.1.1	Sprungförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation . . . . .	77
6.2.1.2	Sprungförmiger Regimewechsel von Oxyfuel- auf Luft-Betrieb mit heißer Rezirkulation . . . . .	86

6.2.1.3	Rampenförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation . . . . .	90
6.2.1.4	Optimierter rampenförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation . . . . .	93
6.2.2	Oxyfuelverbrennung mit kalter Rezirkulation . . . . .	95
6.3	Einspritzvorgang im Zwischenüberhitzer . . . . .	101
6.3.1	Auswertung der Messdaten des ZD . . . . .	102
6.3.2	Auswertung der RG-Daten . . . . .	103
6.3.3	Simulationsmodell ZUE2 . . . . .	105
6.3.4	Simulation eines sauberen Überhitzerrohrbündels . . . . .	106
6.3.5	Simulation eines verschmutzten Überhitzerrohrbündels . . . . .	107
6.3.6	Simulation von Temperaturschwankungen im RG . . . . .	108
6.3.7	Simulation von Massenstromschwankungen im ZD . . . . .	109
6.3.8	Zusammenfassung der Ergebnisse des Einspritzvorganges vor dem ZUE . . . . .	110
6.3.9	Auswertung der Ergebnisse des Einspritzvorganges vor dem ZUE . . . . .	116
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>117</b>
<b>8</b>	<b>Ausblick</b>	<b>120</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>121</b>
A.1	Konzentrierte Parameter für das Fluidmodell . . . . .	121
A.2	Fluid . . . . .	122
A.2.1	Bilanzgleichungen . . . . .	122
A.2.1.1	Druckverlustgleichung . . . . .	122
A.2.1.2	Energiestrombilanz . . . . .	122
A.2.2	PAP für das Basismodell FLUID . . . . .	125
A.3	Lösungsalgorithmus nach Gauß . . . . .	125
A.4	Verbrennung . . . . .	127
A.5	Datenverarbeitung . . . . .	129
A.6	Parametermenü . . . . .	135
A.7	Medien . . . . .	136
A.8	Oxyfuel . . . . .	138
A.8.1	Sprungförmige Luft-Oxyfuel-Umschaltung bei heißer Rezirkulation . . . . .	138
A.8.2	Mittlere Verweilzeiten Luft-Oxyfuel bei heißer Rezirkulation . . . . .	139
A.8.3	RG-Temperaturen über die Dampferzeugerlänge für die Luft- und die Oxyfuel-Fahrweise . . . . .	141
A.8.4	Sprungförmige Oxyfuel-Luft-Umschaltung bei heißer Rezirkulation . . . . .	142
A.8.5	Mittlere Verweilzeiten Oxyfuel-Luft bei heißer Rezirkulation . . . . .	142
A.8.6	rampenförmige Luft-Oxyfuel-Umschaltung bei heisser Rezirkulation . . . . .	144

A.8.7	Vergleich heiße und kalte Rezirkulation . . . . .	144
A.9	Einspritzen am ZUE2 . . . . .	145
A.9.1	Energiebilanz über das Mischrohr . . . . .	145
A.9.2	RG-Massenstrom um Strang 4 des ZUE2 . . . . .	145
A.9.3	Parameter des ZUE2-Modells . . . . .	147
A.10	Wärmeübergangskoeffizienten . . . . .	148
A.10.1	Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung durch ein Rohr .	148
A.10.2	Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung durch ein Rohr- bündel . . . . .	150
A.10.3	Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung längs an einer Wand . . . . .	152
A.10.4	Wärmeübergangskoeffizient bei Strahlung . . . . .	152
A.10.5	Wärmeübergangskoeffizient bei Verdampfung . . . . .	154
A.10.6	Wärmeübergangskoeffizient ruhendes Medium . . . . .	155
A.11	Druckverlustbeiwerte . . . . .	156
A.11.1	Druckverlustbeiwert bei der Strömung durch ein Rohr . . . . .	156
A.11.2	Druckverlustbeiwert bei der Strömung durch ein Rohrbündel .	157
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>160</b>

---

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Ansicht eines Kohlekraftwerkes [1](bearbeitet) . . . . .	1
2.1	Schema der Prozesssimulation . . . . .	7
2.2	OxyFuel-Prozess [3, Folie 27] . . . . .	7
2.3	Schema der Kenngrößen des Fluides im Strömungskanal . . . . .	9
2.4	Schema der Wärmeleitung durch eine Wand . . . . .	11
2.5	Schema des Wärmespeichers WAND, Energiebilanz um ein Volumen- element . . . . .	12
2.6	Schema des Wärmeüberganges zwischen Wand und Medium . . . . .	12
2.7	Mantel- und Projektionsfläche . . . . .	13
2.8	Energiebilanz um einen Strömungskanalabschnitt . . . . .	18
2.9	Schema der Aufteilung in Kontrollvolumina . . . . .	18
2.10	Schema der Stützstellenverteilung im zylinderförmigen Kontrollvolu- men am Beispiel der Temperaturen . . . . .	19
2.11	Simulationssoftware DynStar . . . . .	25
2.12	DynStar-Modelle . . . . .	25
2.13	Methoden der Modellbildung [8, Seite 50] . . . . .	26
2.14	Prinzipielle Modellierungsarten . . . . .	27
2.15	Mischformen der prinzipiellen Modellierungsarten . . . . .	27
3.1	Dampferzeuger-Schaltbild des Kraftwerkes Jänschwalde [25] . . . . .	31
3.2	Vereinfachtes R&I-Schema des Kraftwerkes Jänschwalde mit System- grenzen . . . . .	32
4.1	Schema der Kenngrößen des Basismodells FLUID . . . . .	36
4.2	Schema der Verteilung der lokalen Zustandsgrößen im strömenden Fluid	38
4.3	Lokale Zuordnung der Stützstellen im Strömungskanal . . . . .	38
4.4	Schema der Wärmeübertragung von einem heißen auf ein kaltes Me- dium durch eine Rohrwand . . . . .	43
4.5	Schema der Wärmeübertragung von einem heißen auf ein kaltes Me- dium durch eine Rohrwand mit einer Ablagerungsschicht . . . . .	46
4.6	mehrstufige Verbrennung . . . . .	47
4.7	Modell VERBRENNUNG . . . . .	48
5.1	Aufbau Wärmeübertrager-Grundelement . . . . .	52
5.2	Aufbau und PAP des instationären Wärmeübertrager-Grundelementes	53
5.3	Modellaufbau eines durchströmten Rohres . . . . .	54
5.4	Aufbau Rohr - Reihenschaltung der Wärmeübertrager-Grundelemente	55

5.5	Modellaufbau für ein durchströmtes Rohrbündel . . . . .	56
5.6	Schnittzeichnung des Dampferzeugers B1 in Jänschwalde [25] . . . . .	59
5.7	Detailzeichnung HDUE1 [28] . . . . .	59
5.8	Schema des Rohrbündelwärmeübertragers HDUE1, KGG mit 5 Bahnen, axiale Unterteilung=5 . . . . .	60
5.9	Strömung der Medien im HDUE1, KGG mit 5 Bahnen, axiale Unterteilung=5 . . . . .	60
5.10	Detailzeichnung ZUE2 [28] . . . . .	61
5.11	Schema des Rohrbündelwärmeübertragers ZUE2, KGL mit zwei Bahnen, axiale Unterteilung=5 . . . . .	61
5.12	Strömung der Medien im ZUE2, KGL mit zwei Bahnen, axiale Unterteilung=5 . . . . .	61
5.13	Aufbau ZUE2 - Kopplung der Wärmeübertrager-Grundelemente . . . . .	63
5.14	Prinzipieller Aufbau einer durchströmten Membranwand . . . . .	64
5.15	Aufbau des Membranwandmodell, GLS-Prinzip . . . . .	64
5.16	Modellaufbau eines durchströmten Rohrbündels und der Membranwand . . . . .	67
5.17	Aufbau erweitertes Wärmeübertrager-Grundelement . . . . .	68
5.18	Schema der erweiterten Kopplung der Teilmodelle Fluid-Wand-Fluid mit zwei Wärmesenken . . . . .	69
5.19	Schema des Rohrbündelwärmeübertragers ZUE2 mit Membranwand . . . . .	70
5.20	Strömung der Medien im ZUE2, KGL im Rohrbündel, GLS bei der Membranwand . . . . .	70
5.21	Aufbau ZUE2 mit Membranwand - Kopplung der erweiterten Wärmeübertrager-Grundelemente . . . . .	71
5.22	Aufteilung der einzelnen Rohre der Membranwand auf die Matrixelemente . . . . .	72
6.1	schematischer Aufbau der OxyFuel-Pilotanlage . . . . .	74
6.2	R&I-Schema für den Modellaufbau des Regimewechsels Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung . . . . .	75
6.3	Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation . . . . .	78
6.4	Verlauf der Gaszusammensetzung im Abgas bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation . . . . .	78
6.5	Verlauf der Verbrennungstemperatur und -enthalpie am Brenner bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation . . . . .	79
6.6	Vergleich des Kohlendioxidgehaltes am Brenner und im Abgas für den Umschaltprozess . . . . .	81
6.7	Verbrennungstemperatur, -enthalpie und spezifische Wärmekapazität des RG für den Umschaltprozess mit heißer Rezirkulation . . . . .	82
6.8	Modell-Vergleich mit Totzeitglied für die sprunghafte Umschaltung Luft-Oxyfuel am Parameter des CO <sub>2</sub> -Gehalt am DE-Ende . . . . .	85

---

6.9	Modell-Vergleich mit der Reihenschaltung der 10 PT1-Glieder für die sprunghafte Umschaltung Luft-Oxyfuel am Parameter des CO <sub>2</sub> -Gehalt am DE-Ende . . . . .	85
6.10	Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation . . . . .	87
6.11	Verlauf der Gaszusammensetzung im Abgas bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation . . . . .	87
6.12	Verlauf der Verbrennungstemperatur und -enthalpie am Brenner bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation	88
6.13	Modell-Vergleich mit der Reihenschaltung der 10 PT1-Glieder für die sprunghafte Umschaltung Oxyfuel-Luft am Parameter CO <sub>2</sub> -Gehalt am Rezirkulationsabzweig . . . . .	89
6.14	Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften und rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation . . . . .	91
6.15	Verlauf der Verbrennungstemperatur am Brenner bei der sprunghaften und rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation . . . . .	91
6.16	Modell-Vergleich für die sprunghafte und rampenförmige Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation am Parameter des CO <sub>2</sub> -Gehaltes am Ausgang . . . . .	92
6.17	Rezirkulationsmassenstrom bei der optimierten rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation . . . . .	93
6.18	Verbrennungstemperatur bei der optimierten rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation . . . . .	94
6.19	Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel mit kalter Rezirkulation . . . . .	96
6.20	Verlauf des CO <sub>2</sub> -Gehalt an der Rezirkulationsstelle bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation . . . . .	97
6.21	Verlauf der Verbrennungstemperatur bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation .	98
6.22	Verlauf der Verbrennungsenthalpie und -temperatur bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation . . . . .	98
6.23	Vergleich der Massenströme bei kalter und heißer Rezirkulation . . .	100
6.24	Wärmeschaltbild des Dampferzeugers Jänschwalde [25](bearbeitet) . .	101
6.25	R&I-Schema der Einspritzung vor dem ZUE2 . . . . .	102
6.26	Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Massenstrom und Temperaturen des ZD . . . . .	103
6.27	Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2 in den Strang 4, Massenstrom des Brennstoffes und Temperaturen des ZD .	104
6.28	Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr [37, Seite 138] . . . .	104
6.29	Zoom des Dampferzeugers Jänschwalde auf den ZUE2 [28] . . . . .	105
6.30	DynStar Simulationsmodell des ZUE2 mit den unbeheizten isolierten Rohrsträngen am Ein- und Austritt . . . . .	105

---

---

6.31	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Temperaturen des ZD, ohne Ablagerungsschicht auf der Rauchgasseite . . . . .	106
6.32	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD für die verschiedenen Verschmutzungsgrade . . . . .	107
6.33	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD bei einer Temperaturschwankung auf der RG-Seite . . . . .	109
6.34	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD bei einer Massenstromänderung im ZD . . . . .	110
6.35	Schema ZUE2, KGL mit 2 Bahnen, axiale Unterteilung=10 . . . . .	111
6.36	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Rohrtemperaturen am ZUE2 . . . . .	112
6.37	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Temperaturen am ZUE2 zum Zeitpunkt t=500s . . . . .	113
6.38	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Wärmeströme am ZUE2 . . . . .	113
6.39	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Wärmeströme am ZUE2 bei t=500s . . . . .	115
6.40	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokaler RG-seitiger Wärmeübergangskoeffizient des ZUE2 . . . . .	115
6.41	Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokaler WD-seitiger Wärmeübergangskoeffizient des ZUE2 . . . . .	116
A.1	PAP für die Berechnung der konzentrierten Parameter im Kontrollvolumen . . . . .	121
A.2	PAP für die Berechnung der Ausgangsvariablen des Modells FLUID . . . . .	125
A.3	Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des RG auf die Matrixelemente . . . . .	129
A.4	Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des WD des Rohrbündels auf die Matrixelemente . . . . .	129
A.5	Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des WD der Membranwand auf die Matrixelemente . . . . .	130
A.6	Struktogramm für die Weitergabe der Daten des RG an die Matrixelemente . . . . .	130
A.7	Struktogramm für die Weitergabe der Daten des WD des Rohrbündels an die Matrixelemente . . . . .	131
A.8	Struktogramm für die Weitergabe der Daten des WD der Membranwand an die Matrixelemente . . . . .	132
A.9	Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des RG von den Matrixelementen . . . . .	133
A.10	Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des WD des Rohrbündels von den Matrixelementen . . . . .	133

---

---

A.11	Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des WD der Membranwand von den Matrixelementen . . . . .	134
A.12	Parametermenü für das Modell ROHR . . . . .	135
A.13	Parametermenü des Rohrbündelwärmeübertrager ZUE2 . . . . .	135
A.14	Parametermenü für die Membranwand am ZUE2 . . . . .	136
A.15	O <sub>2</sub> -Gehalt am Brenner und lokale Stöchiometrie Kennzahl bei sprunghafter Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation . . . . .	138
A.16	Signalflussplan für das Simulationsmodell mit den Grundübertragungsgliedern . . . . .	139
A.17	RG-Temperaturen über die Dampferzeugerlänge für die Luft- und die Oxyfuel-Fahrweise . . . . .	141
A.18	O <sub>2</sub> -Gehalt am Brenner und lokale Stöchiometrie Kennzahl bei sprunghafter Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation . . . . .	142
A.19	Vergleich der Volumenströme durch die Rezirkulationsleitung bei kalter und heißer Rezirkulation . . . . .	144
A.20	lokale Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgas . . . . .	146

---

# Tabellenverzeichnis

6.2.1 Massenströme der Medien, thermische Leistung . . . . .	76
6.2.2 Verbrennungstechnische Kenngrößen für heiße Rezirkulation . . . . .	77
6.2.3 Stoffströme am Brenner für die stationären Arbeitspunkte Luft- und Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation . . . . .	80
6.2.4 Dichte des RG am Brenner und an der Rezirkulationsstelle für die Luft- und Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation . . . . .	83
6.2.5 Mittlere Verweilzeit der Systeme „Dampferzeuger“ und „heiße Re- zirkulationsleitung“ für die Luft-Oxyfuel-Umschaltung . . . . .	84
6.2.6 Mittlere Verweilzeiten der Systeme „Dampferzeuger“ und „heiße Re- zirkulationsleitung“ für die Oxyfuel-Luft-Umschaltung . . . . .	89
6.2.7 Verbrennungstechnischen Größen für kalte Rezirkulation . . . . .	95
6.2.8 Vergleich der Daten des Rezirkulationsstromes für den Regimewechsel mit heißer und kalter Rezirkulation . . . . .	99
A.4.1 Molare Masse der Stoffbestandteile . . . . .	128
A.7.1 Rohbraunkohle für die Luft-Feuerung im Kraftwerk Jänschwalde . . .	136
A.7.2 Trockenbraunkohle für die Oxyfuel-Pilotanlage . . . . .	137
A.7.3 Oxidationsmittel Luft . . . . .	137
A.7.4 Oxidationsmittel Sauerstoff . . . . .	138
A.8.1 Rampendauer in Abhängigkeit von der maximalen Temperaturdiffe- renz bei der Umschaltung von Luft auf Oxyfuel mit heißer Rezirkulation	144
A.9.1 RG-Eingang am ZUE . . . . .	146
A.9.2 Parametermenü des ZUE-Stranges . . . . .	147
A.9.3 Materialeigenschaften der Rohrwand des ZUE . . . . .	148
A.9.4 Materialeigenschaften der RG-Ablagerung des ZUE . . . . .	148

---

## Abkürzungsverzeichnis

CCS	Carbon Capture Storage (CO <sub>2</sub> -Abtrennung und Speicherung)
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
DGL	Differentialgleichung
DynSim	Dynamische Simulationen
ECO	Economiser
FBL	Funktionsblock
FBL- Lib	Funktionsblockbibliotheken
FD	Frischdampf
FVM	Finite-Volumen-Methode
GGs	Gegenstrom
GLs	Gleichstrom
HDUE	Hochdrucküberhitzer
IPM	Institut für Prozeßtechnik, Prozeßautomatisierung und Meß- technik
KGg	Kreuzgegenstrom
KGL	Kreuzgleichstrom
KV	Kontrollvolumen
MSR	Mess-, Regelungs- und Steuerungstechnik
PAP	Programmablaufplan
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
RG	Rauchgas
SpW	Speisewasser
WD	Wasser/Dampf
ZD	Zwischendampf
ZUE	Zwischenüberhitzer

---

## Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$A_F$	–	Absorptionsgrad
$B$	$\text{m}$	Breite
$c$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	spezifische Wärmekapazität
$C$	$\text{J/K}$	Wärmekapazität
$d$	$\text{m}$	Durchmesser
$\dot{E}$	$\text{W}$	Energiestrom
$h$	$\text{kJ/kg}$	spezifische Enthalpie
$H$	$\text{m}$	Höhe
$\dot{H}$	$\text{W}$	Enthalpiestrom
$H_U$	$\text{kJ/kg}$	unterer Heizwert
$k$	$\text{mm}$	absolute Rauigkeit
$L$	$\text{m}$	Länge
$m$	$\text{kg}$	Masse
$M$	$\text{kg/mol}$	Molare Masse
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom
$N$	–	Rohranzahl, Reihenanzahl
$p$	$\text{bar}$	Druck
$P$	$\text{W}$	Leistung
$\dot{Q}$	$\text{W}$	Wärmestrom
$r$	$\text{m}$	Radius
$R$	$\text{K/W}$	Wärmewiderstand
$t$	$\text{s}$	Zeit
$T$	$\text{m}$	Tiefe
$T$	$\text{K}$	Temperatur in Kelvin

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$\Delta t$	s	Zeitschrittweite
$u$	kJ/kg	spezifische innere Energie
$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$z$	m	Höhe
$\alpha$	W/m <sup>2</sup> · K	Wärmeübergangskoeffizient
$\epsilon$	-	Emissionskoeffizient
$\zeta$	-	Druckverlustbeiwert
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\lambda$	W/m · K	spezifische Wärmeleitfähigkeit
$\lambda$	—	Stöchiometrie Kennzahl
$\xi$	kg/kg	Massenanteil
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\tau$	s	Zeitkonstante, Transportzeit
$\psi$	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	Volumenanteil
$\omega$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
<b>Konstanten</b>	<b>Wert Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$g$	9,81m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$\pi$	3,14	Kreiszahl
$\sigma$	$5,67 \cdot 10^{-8} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$	Stefan-Boltzmann-Konstante

<b>Indizes</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>a</i>	außen
<i>A</i>	Asche
<i>ad</i>	adiabat
<i>af</i>	aschefrei
<i>Ar</i>	Argon
<i>C</i>	elementarer Kohlenstoff
<i>CO</i>	Kohlenstoffmonoxid
<i>CO<sub>2</sub></i>	Kohlenstoffdioxid
<i>DE</i>	Dampferzeuger
<i>F</i>	Fluid
<i>FA</i>	Flugasche
<i>ges</i>	gesamt
<i>gl</i>	gleichwertig
<i>glob</i>	global
<i>h</i>	heiss
<i>H</i>	elementarer Wasserstoff
<i>H<sub>2</sub>O</i>	Wasser
<i>i</i>	innen, Laufvariable
<i>in</i>	Eingang
<i>j</i>	Laufvariable
<i>K</i>	Kohle
<i>k</i>	kalt
<i>kin</i>	kinetisch
<i>konv</i>	Konvektion
<i>laengs</i>	parallel zur Strömungsrichtung
<i>lok</i>	lokal
<i>M</i>	mittel, konzentriert
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum

---

---

<b>Indizes</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>N</i>	elementarer Stickstoff
<i>N<sub>2</sub></i>	Stickstoff
<i>out</i>	Ausgang
<i>O</i>	elementarer Sauerstoff
<i>Ox</i>	Oxidationsmittel
<i>O<sub>2</sub></i>	Sauerstoff
<i>pot</i>	potentiell
<i>quer</i>	senkrecht zur Strömungsrichtung
<i>R</i>	Ruß
<i>Rezi</i>	rezirkuliertes Rauchgas
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>roh</i>	im Rohzustand
<i>S</i>	elementarer Schwefel
<i>SO<sub>2</sub></i>	Schwefeldioxid
<i>strahl</i>	Strahlung
<i>th</i>	thermisch
<i>Unv</i>	Unverbranntes
<i>W</i>	Wand
<i>wf</i>	wasserfrei
<i>waf</i>	wasser-, und aschefrei
<i>W</i>	Wasser aus Elementaranalyse
<i>WD</i>	Wasser/Dampf

---



# 1. Einleitung

Die Bereitstellung von Elektroenergie gehört zu den grundlegenden Aufgaben in der Wirtschaft und ist zugleich die Basis für deren Funktionieren. Hohe Verbräuche an Energierohstoffen und hohe Investitionskosten zwingen beständig zu Kosteneinsparungen. Daraus erwachsen umfassende technisch-wirtschaftliche Optimierungsaufgaben, die schließlich in Prozessoptimierungen münden.

Kohlekraftwerke sind nach weltweit verbreiteter Auffassung für die Deckung des hohen und zudem wachsenden Elektroenergiebedarfs der Menschheit auf lange Sicht unverzichtbar. Auch in Deutschland wird die Kohleverstromung noch lange eine bedeutende Rolle spielen, allein wegen des Umfangs der existierenden und einsatzbereiten und damit Versorgungssicherheit gewährenden Kraftwerkstechnik. Die vorgelegte Arbeit widmet sich der Verbesserung dynamischer Prozesse als ein zunehmend wichtigen Teilaspekt der Prozessoptimierung von Kohlekraftwerken. Die schematische Darstellung eines solchen findet sich in Abbildung 1.1.

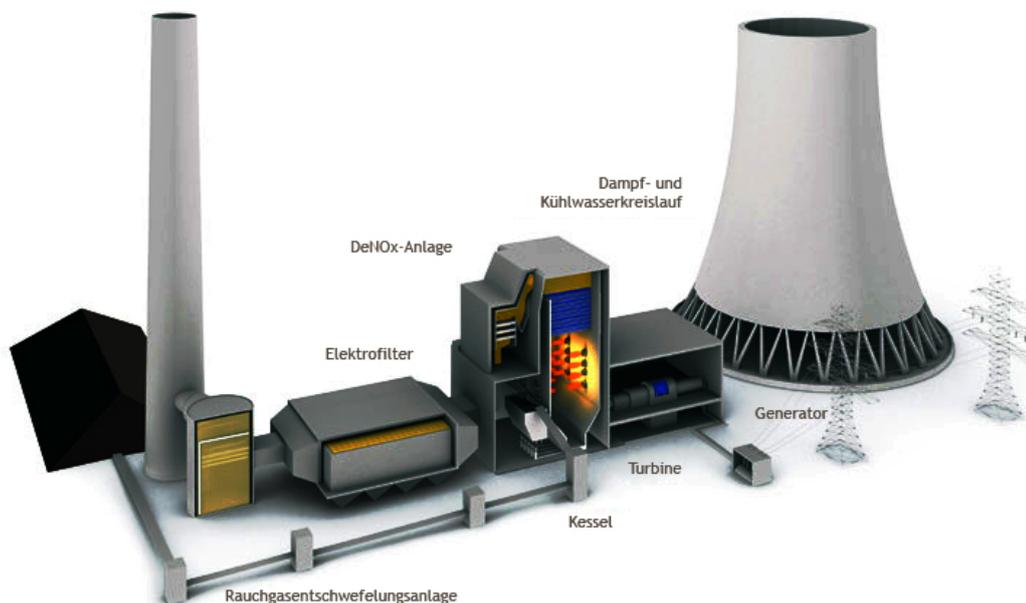


Abbildung 1.1: Ansicht eines Kohlekraftwerkes [1](bearbeitet)

Besonderheit der Optimierungsaufgaben in der Kohlekraftwerkstechnik ist es, dass sich die Randbedingungssysteme für den Betrieb der Kraftwerke immer häufiger

schon innerhalb des Tagesverlaufs rapide ändern. Die dadurch erzwungenen Änderungen der Fahrweise gegenüber dem Auslegungszustand führen zu Kostenerhöhungen und steigenden ökologischen Belastungen, teilweise sogar in die Zukunft verschoben als erhöhter Lebensdauerverbrauch. Diese negativen Wirkungen sollen durch technische Maßnahmen gedämpft werden. Es geht also nicht primär um die Steigerung von Effizienzen im optimalen Lastbereich, wie noch vor ca. 10 Jahren, sondern um die Minimierung von Effizienzverlusten durch neue, teilweise dynamische Fahrweisen erzwingende, Randbedingungen. Zu diesen neuen Randbedingungen gehören bzw. gehörten vorübergehend die Forderung nach  $CO_2$ -Separation, sowie der Forderung nach höchster Lastflexibilität. Letzteres beinhaltet nicht nur hohe Lastgradienten nach kurzen Vorwarnzeiten, sondern auch die Forderung nach Bereitstellung dieser Fähigkeit auch von Nulleistungsebene oder zumindest von minimalem Warmhaltelevel aus. Diese Forderung mündet in dem Bestreben, die technische Mindestlast bei Vermeidung von Wirkungsgradeinbußen immer weiter zu verringern und dabei Brennstoffverbräuche adäquat abzusenken.

In dieser Arbeit werden unter der Nutzung von Simulationswerkzeugen und neu erstellten instationären Modellen von Kraftwerkskomponenten auf dem Sektor der Energieerzeugung mit fossilen Brennstoffen am Beispiel von Kohle, Betriebs- und Verhaltensweisen der Anlage untersucht und Optimierungsmöglichkeiten für die vorgegebenen Randbedingungen getestet.

## 1.1. Problemstellung

Wie einleitend schon beschrieben, gibt es für die Unternehmen der Elektroenergieproduktion einen stetig wachsenden Bedarf an Optimierungen seitens der Betriebs- und Prozessführung in der Kraftwerkstechnik sowie der damit verbundenen instationären Übergangsvorgänge durch die Änderung der Randbedingungen der Fahrweisen und durch den Einsatz umweltschonender Technologien.

Wichtige Hilfsmittel dafür sind Werkzeuge wie Softwarepakete für Dynamische Simulationen (DynSim) von instationären Prozessen. Der Nutzer kann damit und mit den darin enthaltenen Modellen von Kraftwerkskomponenten kostengünstig Fahrweisen des Kraftwerkes nachbilden, analysieren und optimieren. Es können Ergebnisse von Mess-, Steuer- und Regeleingriffen getestet werden und Aussagen über das Anlagenverhalten getroffen werden. Diese Möglichkeit der Offline-Analyse bietet dem Betreiber eine kostengünstige Lösung, um dynamische Übergangsvorgänge bei Lastwechseln, Umschaltprozessen oder auch auftretenden Störfallsituationen zu untersuchen, zu bewerten und zu optimieren, ohne in den eigentlichen Prozess eingreifen zu müssen. Auch kritische Zustände im Dampferzeuger im Bereich hoher Temperaturen können durch ein Monitoring während der Simulation untersucht und durch sollwertgeführte Fahrweisen oder regelungstechnische Eingriffe verhindert werden.

---

Für die Konfiguration der Modelle der Kraftwerkskomponenten werden meist Messdaten benötigt. Dafür werden entweder Auslegungsdaten für bestimmte Lastfälle verwendet oder dem Nutzer der dynamischen Simulation stehen Messdaten für die Prozess- und Zustandsgrößen für die Nachbildung der Vorgänge zur Verfügung. Messdaten liegen dem Nutzer meist nur bedingt vor. Oft gibt es Einschränkungen durch nicht vorhandene Messstellen oder durch nicht bzw. nur mit hohem Aufwand messbare Zustands- oder Prozessgrößen, die jedoch für eine einwandfreie Konfiguration der Modelle unbedingt benötigt werden. Bei der Nutzung von Auslegungsdaten gibt es weitere Einschränkungen. Problematisch ist hier die abweichende Genauigkeit der Konfigurationsdaten für andere Lastfälle und Arbeitspunkte der Modelle der Kraftwerkskomponenten. Dies wirkt sich auch auf das gesamte Anlagenverhalten während der instationären Vorgänge aus und schränkt die Genauigkeit der Simulationsergebnisse ein. Eine Interpolation der Konfigurationsdaten zwischen den einzelnen Lastfällen aus den Auslegungsrechnungen und die Hinterlegung der Konfigurationsdaten mit arbeitspunktabhängigen Kennfeldfunktionen bringt eine eingeschränkte Genauigkeitssteigerung der Simulationsergebnisse. Hier werden nur bestimmte Annahmen zwischen den Lastfällen getroffen und das Modellabbild bleibt weiterhin eingeschränkt genau.

Für Kraftwerksneubauten gibt es keine Messdaten, auf die der Nutzer der Software zurückgreifen kann. Abhilfe wird beispielsweise durch eine Hochskalierung von Versuchsanlagen geschaffen, welche jedoch oft fehlerbehaftet oder sehr ungenau ist.

Speziell bei komplizierten instationären Vorgängen, wie schnellen Lastwechseln, Störfällen oder An- und Abfahrprozessen, steigt die Ungenauigkeit der Ergebnisse. Auch bei der Reihen- oder Parallelschaltung verschiedener Kraftwerkskomponenten in Simulationen von Teilsystemen des Kraftwerkes oder sogar des Gesamtkraftwerkes steigt der Fehler mit der Anzahl der Komponenten. Einschränkungen in der Genauigkeit der Simulationsergebnisse lassen nur Vermutungen für Prozessoptimierungsmöglichkeiten zu und es besteht immer ein Risiko für die Anwendung. Die enormen Kosten des Neubaus von Kraftwerken und die Unwissenheit über das optimale Funktionieren des Optimierungseingriffes halten meist die Kraftwerksbetreiber ab, diese Maßnahmen umzusetzen.

Auch die Investitionskosten einerseits für die Software der dynamischen Simulation und andererseits für die Auslegungssoftware sind enorm für die Unternehmen der Prozessoptimierung.

Im Rahmen der innovativen, klimafreundlichen Oxyfuel-Technologie in der Verbrennung von Braun- und Steinkohlen mit dem Fokus der Reduzierung der Klimabelastung durch die Separation des  $CO_2$  unter Anwendung des Oxyfuel-Prozesses gibt es auch Veränderungen hinsichtlich der Energiegewinnung aus dem Energieträger Kohle. Veränderte Randbedingungen und auch eine veränderte Prozessführung im Vergleich zur konventionellen Feuerung verlangen Modelle, die unabhängig vom verwendeten Verbrennungsprozess einsetzbar sind. Das Anfahren der Dampferzeuger mit der Oxyfuel-Technologie verlangt ein Hochfahren der Anlage mit einer konventionellen Luftverbrennung. Erst im „durchgewärmten“ Betriebszustand kann eine

Umschaltung auf die Oxyfuel-Verbrennung erfolgen. Diese Randbedingung fordert eine Modellierung der Dampferzeugerkomponenten unabhängig von der genutzten Verbrennungstechnologie.

## 1.2. Zielsetzung

Es gibt Bedarf an Werkzeugen, die eine Modellkonfiguration ohne Mess- und Auslegungsdaten ermöglichen. Es sind Modelle zu entwickeln, die auf das Datenmaterial aus der Designphase mit den konstruktiven Gegebenheiten zurückgreifen.

Weiterhin werden universell einsetzbare Modelle verlangt, die unabhängig von der angewandten Verbrennungstechnologie und auch unabhängig vom eingestellten Lastfall bzw. Arbeitspunkt ein einwandfreies Funktionieren gewährleisten und den gesamten Arbeitsbereich der Kraftwerkskomponente und auch der Gesamtanlage abdecken. Für die Optimierung vorhandener Kraftwerksanlagen sowie vor allem für das Design von Neuanlagen und deren Betriebsführung soll der immer größer werdenden Bedeutung des Einsatzes von dynamischen Simulationen keine Einschränkung auferlegt werden.

Die Optimierung der Prozessführung von Kraftwerken sind notwendig, um das ideale Funktionieren im Rahmen der vorliegenden Randbedingungen zu gewährleisten. Vor allem bei instationären Übergangsvorgängen sind die Funktionsweise und das Verhalten der Anlage zu studieren und zu optimieren. Dynamischen Simulationen mit Parametervariationen sind gängige Analyseverfahren während der Design- und Konstruktionsphase.

Im Rahmen der Arbeit wird ein Werkzeug entwickelt, in welchem der Nutzer mit geringem Aufwand sowohl stationäre Arbeitspunkte als auch instationäre Übergangsvorgänge berechnen kann. Die Nutzung verschiedener Tools wie beispielsweise EBSILON [2], für die stationäre Auslegung der Komponenten und zusätzlich einer dynamischen Simulationssoftware soll vermieden werden. Weiterhin werden Optimierungen in der Betriebsführung von Kraftwerken verwendet, um einerseits die Effizienz während dynamischer Übergangsvorgänge zu gewährleisten und andererseits kritische Beanspruchungen der Bauteile zu minimieren. Ein Monitoring wesentlicher Prozessparameter während der Tests verschiedener regelungstechnischer Eingriffe oder sollwertgeführter Fahrweisen ist dabei ein wichtiges Hilfsmittel für den Nutzer.

Beide Nutzungsfelder von Dynamischen Simulationen sollen hiermit abgedeckt werden und in einer Programmierlösung umgesetzt werden.

Mithilfe der objektorientierten Programmierung besteht die Möglichkeit, für Kraftwerkskomponenten mit ähnlichem Aufbau oder gleichartig ablaufenden physikalischen Übertragungsmechanismen Funktionen mehrfach zu nutzen und diese in den jeweiligen Komponenten zu implementieren. Diese Gegebenheit soll während der Erstellung der Modelle berücksichtigt und aufgegriffen werden.

---

Des Weiteren wird angestrebt, den Modellaufbau universell zu gestalten. Dies ermöglicht eine einfachere Anpassung der Modelle an unterschiedlichste Randbedingungen sowie eine nicht sehr aufwendige Erstellung neuer Modelle aus den erstellten Teilkomponenten.

Der Nutzer soll keine Einschränkungen in Bezug auf die Modellierungstiefe und somit auf die Genauigkeit der Ergebnisse erhalten. Er kann stets die Randbedingungen im Bezug auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse und die Rechenzeitintensität beeinflussen.

Um eine Arbeitspunkt- bzw. lastpunktunabhängigen Berechnungen der Modelle zu gewährleisten, wird eine Modellierungsmethodik gewählt, in der zu jedem Zeitpunkt die aktuellen Bedingungen angepasst und für die Bilanzierungsrechnungen verwendet werden. Dadurch wird die Genauigkeit der Simulationsergebnisse zu keinem Zeitpunkt der dynamischen Simulation eingeschränkt.

Unter diesen o.g. Randbedingungen werden physikalische Modelle programmiert und in einer Simulationsumgebung implementiert und getestet.

---

## 2. Grundlagen und Stand der Technik

Bei der Erstellung der Modelle werden Modellansätze von physikalischen Vorgängen in Kraftwerkskomponenten aufgegriffen und angewandte Lösungsalgorithmen für die numerische Lösung von partiellen DGL erläutert. Weiterhin wird in diesem Kapitel eine Einordnung der DynSim sowie die damit verbundene Prozessoptimierung gegeben und erläutert, wie der innovative Oxyfuelprozess in das Modellierungsprojekt implementiert wird.

### 2.1. Kraftwerkstechnik

Von Kraftwerksprozessen, speziell im Bereich der konventionellen kohlebefeuerten Dampferzeuger, wird ein Abbild des realen Systemverhaltens in einem Modell erstellt. Im Allgemeinen wird dabei das System- bzw. Prozessverhalten mit mathematischen Gleichungen beschrieben.

#### 2.1.1. Prozessoptimierung in der Kraftwerkstechnik

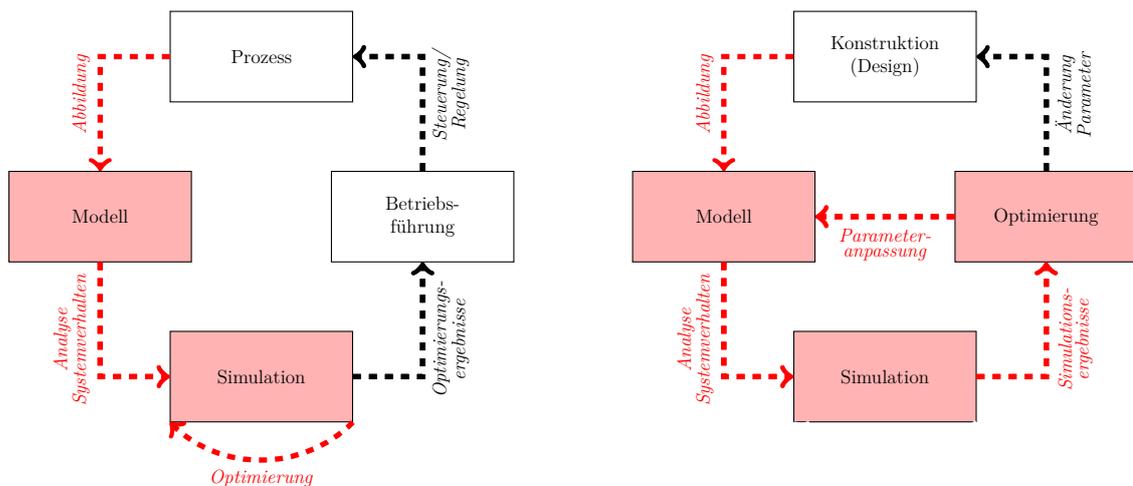
Die Systemanalyse an einem Prozessmodell besteht aus der Prozesssimulation und deren Optimierung (siehe Abbildung 2.1). In einer Simulationsumgebung wird das Modell implementiert. Durch Verknüpfungen mit erforderlichen Regel-, Steuer- und Stelleingriffen seitens der Betriebsführung wird ein dynamischer Übergangsvorgang simuliert. Optimierungen durch veränderte Parameter werden im Simulationsmodell anhand der Änderung des dynamischen Übergangsvorganges analysiert.

Das Optimierungsergebnis einer optimalen Fahrweise für die zu untersuchende Schalthandlung wird in der Betriebsführung der Anlage berücksichtigt und mit Hilfe von Steuer- und Regeleingriffen auf den Prozess realisiert.

In vorhandenen Anlagen findet meist eine Optimierung in der Simulation durch Parametervariationen statt, wobei hier die konstruktiven Gegebenheiten als feste Parameter definiert werden.

In Neubauanlagen hingegen kann zusätzlich auch das dynamische Verhalten des Gesamtsystems durch veränderte konstruktive Details überprüft und optimiert werden.

---



(a) Schema für den Einsatz dynamischer Simulationen in der Prozessoptimierung vorhandener Anlagen

(b) Schema für den Einsatz dynamischer Simulationen bei der Optimierung neuer Anlagen

Abbildung 2.1: Schema der Prozesssimulation

### 2.1.2. Der Oxyfuel-Verbrennungsprozess

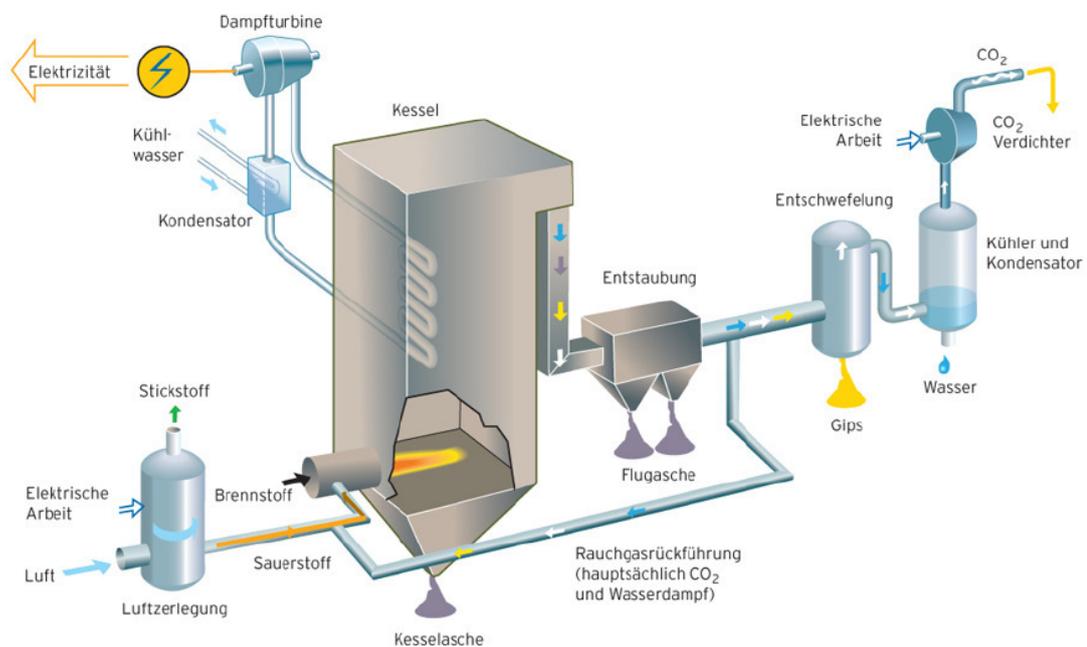


Abbildung 2.2: OxyFuel-Prozess [3, Folie 27]

Als innovative Verbrennungstechnologie ist der Oxyfuel-Prozess in die Verbrennungsprozesse von Braun- und Steinkohlen einzuordnen. Das klimaschädliche

$CO_2$ , welches bei der Verbrennung mit reinem Sauerstoff  $O_2$  und destillativer Abtrennung von Wasser aus dem Abgas in hoher Konzentration anfällt, wird aufbereitet und verdichtet und soll schließlich unter Tage gespeichert werden. Vor- und Nachteile dieser Technologie werden in Forschungsanlagen und unter Leitung von führenden deutschen Energieerzeugerunternehmen an der CCS-Pilotanlage an einem Kraftwerksstandort in der Nähe des Ortes „Schwarze Pumpe“ untersucht, weiterentwickelt und optimiert. Der Oxyfuel-Prozess verläuft nach dem in der Abbildung 2.2 dargestellten und im Folgenden kurz beschriebenen Schema.

In der Luftzerlegungsanlage wird reiner Sauerstoff aus der angesaugten Frischluft abgeschieden und dem Brennstoff als Oxidationsmittel zugeführt. Ein dazwischengeschalteter Speicher für den Sauerstoff dient der Minderung von dynamischen Effekten bei der Bereitstellung des Oxidanten. Wird der vorgetrockneten Kohle nur Sauerstoff zugeführt, übersteigt die Verbrennungstemperatur die zulässigen Werte für die Wärmeübertragerheizflächen. Durch die Rezirkulation von staub- und aschefreiem Rauchgas (RG) wird der fehlende inerte Stickstoff im Oxidationsmittel ersetzt, sodass sich der Massenstrom des RG im Vergleich zur konventionellen Verbrennung mit Luft nur unwesentlich ändert. Dadurch sinkt die Verbrennungstemperatur auf zulässige Parameter. Entscheidend sind hier die Zusammensetzung und die damit verbundenen Stoffwerte des RG für die Wärmeübertragungs- und Strömungseigenschaften im Dampferzeuger. Das noch vorhandene Abgas, bestehend zu einem Großteil an  $CO_2$ , wird zum Zwecke der Wasserabscheidung gekühlt und schließlich verdichtet [4].

Der wesentliche Vorteil beim Einsatz dieser Technologie ist, dass kein klimaschädliches  $CO_2$  in die Atmosphäre emittiert wird.

Nachteilig hingegen ist der Mehraufwand durch zusätzlich zu implementierende Auf- und Nachbereitungsanlagen und den damit verbundenen Wirkungsgradverlust gegenüber der herkömmlichen Verbrennungstechnologie mit Luftfahrweise.

## 2.2. Modellierung von Kraftwerkskomponenten

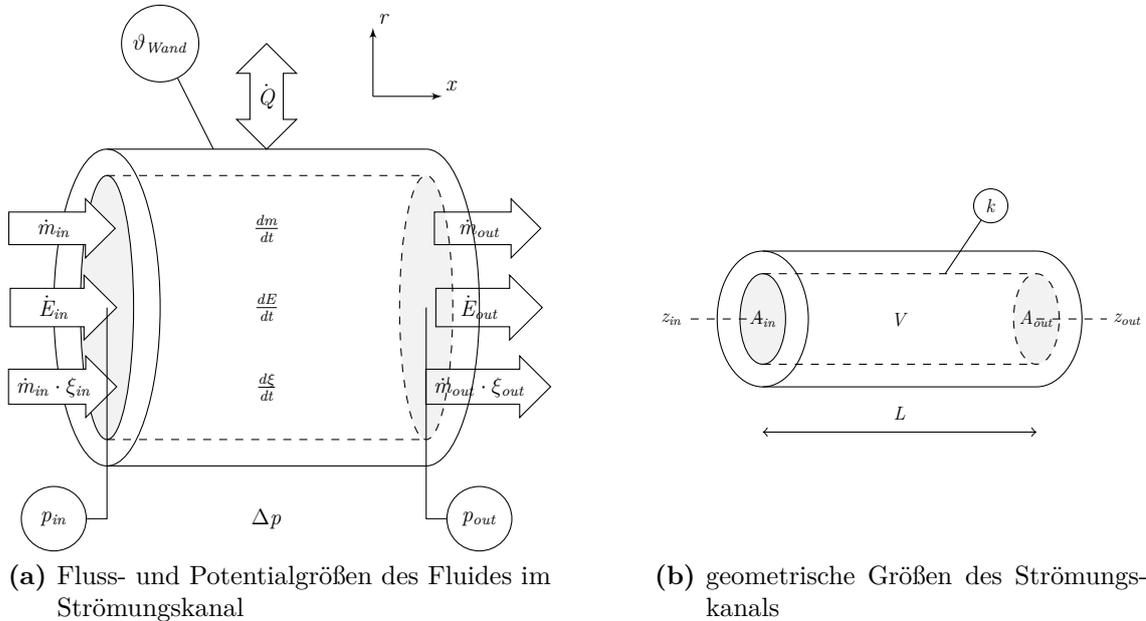
In diesen Abschnitt wird erläutert, welche physikalischen Grundgesetze bei der Modellerstellung der Kraftwerkskomponenten Verwendung finden und mit welchen numerischen Methoden die partiellen Differentialgleichung (DGL) gelöst werden.

### 2.2.1. Modellansätze für die Lösung physikalischer Vorgänge

In einem Strömungskanal strömt durch einen Druckunterschied ein Medium hindurch, welches einen Wärmestrom (senkrecht zur Fließrichtung) von der Wand des Kanals aufnehmen bzw. an diese abgeben kann. Die durchströmende Masse, beschrieben durch den Massenstrom  $\dot{m}$ , ist bekannt und der Betrag dieser Flussgröße gibt Auskunft über die Fließrichtung. Dem angekoppelt ist der Energiefluss  $\dot{E}$ , der

---

sich für in Ruhe befindliche, durchströmte Systeme zusammensetzt aus dem Enthalpiestrom  $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$  gekoppelt mit der kinetischen Energie  $\dot{E}_{kin} = \dot{m} \cdot \frac{\omega^2}{2}$  und der potentiellen Energie  $\dot{E}_{pot} = \dot{m} \cdot g \cdot z$  in  $\dot{E} = \dot{m} \cdot h + \dot{m} \cdot \frac{\omega^2}{2} + \dot{m} \cdot g \cdot z$ . Der Stofffluss besteht aus dem Produkt des Massenstromes mit der Zusammensetzung des Fluides  $\dot{m} \cdot \xi$ .



(a) Fluss- und Potentialgrößen des Fluides im Strömungskanal

(b) geometrische Größen des Strömungskanals

**Abbildung 2.3:** Schema der Kenngrößen des Fluides im Strömungskanal

Bei Rohren wird der Ein- und Austrittsquerschnitt über den jeweiligen Innendurchmesser nach  $A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$  berechnet und bei Rechteckkanälen, wie dem Dampferzeugerquerschnitt über die Formel  $A = B \cdot T$  mit der Breite  $B$  und der Tiefe  $T$  des Dampferzeugers.

Das Volumen  $V$  ist das Produkt aus dem arithmetischen Mittel des Ein- und Austrittsquerschnittes  $A$  und der Länge  $L$  mit  $V = A \cdot L$ .

Die Ein- und Austrittshöhen  $z$  sind wichtig für die Berechnung der potentiellen Energien und werden in der geodätischen Druckverlustberechnung benötigt.

Die Wandtemperatur  $\vartheta_{Wand}$  ist notwendig für die Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$ , des Druckverlustbeiwertes  $\zeta$  und des Wärmeübergangsstromes  $\dot{Q}$ .

Der Rauigkeitswert der Wand des Strömungskanals  $k$  ist bei der Berechnung der Druckverluste durch Reibung notwendig, um das quadratische Widerstandsgesetz anzuwenden.

### 2.2.1.1. Das Fluid

Für die Wärmequelle bzw. -senke, beschrieben durch die Fluide in einem Strömungskanal, werden nachfolgend die physikalischen Vorgänge durch Gleichungen der Energiebilanz, der Druckverlustberechnung, der Massenbilanz und der Stoffstrombilanz beschrieben.

#### Massenstrombilanz für ein offenes durchströmtes System

Ausgehend von der Massenstrombilanz für ein offenes thermodynamisch durchströmtes System ist die Differenz des eintretenden und des austretenden Massenstromes im Kontrollvolumen (KV) abhängig von der zeitlichen Änderung der Zustandsgröße der Dichte und des Volumens des Fluides im KV. Als Restriktion wird definiert, dass sich das Volumen des Strömungskanals mit starren Wänden nicht ändert.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = V \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.2.1)$$

#### Stoffstrombilanz für ein offenes durchströmtes System

Ein Fluid, bestehend aus mehreren Stoffkomponenten, besitzt die massenbezogene spezifische Stoffzusammensetzung  $\xi_i$ . Die Bilanz für die Änderung dieser Zusammensetzung für ein offenes, durchströmtes System unter der Randbedingung, dass keine chemischen Reaktionen auftreten, lautet:

$$\frac{d(\xi_i \cdot m)}{dt} = \frac{d\xi_i}{dt} \cdot m + \xi_i \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{d\xi_i}{dt} \cdot \frac{V}{v} + \xi_i \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) = \dot{m}_{in} \cdot \xi_{in_i} - \dot{m}_{out} \cdot \xi_{out_i} \quad (2.2.2)$$

#### Energiebilanz für ein offenes durchströmtes System

Die Energiebilanz für das KV wird beschrieben durch den ersten Hauptsatz der Thermodynamik für ein ruhendes offenes durchströmtes System mit jeweils einer Ein- und Austrittsöffnung:

$$\frac{dU}{dt} = P + \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot \left( h_{in} + \frac{\omega_{in}^2}{2} + g \cdot z_{in} \right) - \dot{m}_{out} \cdot \left( h_{out} + \frac{\omega_{out}^2}{2} + g \cdot z_{out} \right) \quad (2.2.3)$$

#### Druckverlustberechnung für ein offenes durchströmtes System

Die Ausgangsgleichung für die stationäre Druckverlustberechnung zwischen Ein- und Austritt ist die Bernoulli'sche Energiegleichung mit Berücksichtigung des statischen,

des geodätischen und des dynamischen Druckes. Der Druckverlust durch Reibung wird außerdem mit in die Gleichung implementiert.

$$p_{in} + g \cdot \frac{z_{in}}{v_{in}} + \frac{\omega_{in}^2}{2 \cdot v_{in}} = p_{out} + g \cdot \frac{z_{out}}{v_{out}} + \frac{\omega_{out}^2}{2 \cdot v_{out}} + \Delta p_{Reibung} \quad (2.2.4)$$

### 2.2.1.2. Die Rohrwand

Der eindimensionale Energiefluss durch eine Zylinderwand in Form eines Wärmestromes wird durch verschiedene Wärmeübertragungsmechanismen beschrieben. Ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Medien, die durch eine Wand voneinander räumlich getrennt sind, ist die Ursache für den Wärmeübergangstrom. Die Wärmeübertragung in Dampferzeugerbauteilen setzt sich zusammen aus dem Wärmeübergang von einem heißen Fluid auf eine Wand, der Wärmeleitung durch diese Wand mit einer inkludierten Speicherung von Energie in dieser und einem weiteren Wärmeübergang von der Wand auf das kalte Fluid. Diese einzelnen Mechanismen werden anschließend kurz dargestellt.

#### Wärmeleitung durch eine Zylinderwand

Durch einen Festkörper, hier die Zylinderwand, fließt ein Wärmestrom, wenn ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Wandoberflächentemperaturen  $\vartheta_{W_h}$  und  $\vartheta_{W_k}$  vorhanden ist. In einer stationären Näherung, zunächst ohne Energiespeicherung, bestimmt der thermische Widerstand  $R$ , gekoppelt mit der Größe des Temperaturunterschiedes  $\Delta\vartheta$ , die Größe des Wärmestromes  $\dot{Q}$ . Die Formel für die stationäre Wärmeleitung durch eine Zylinderwand wird in der Schreibweise mit Widerständen dargestellt.

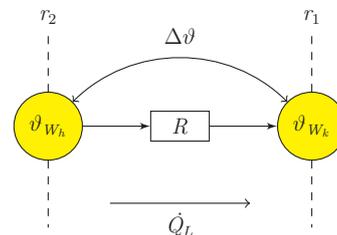


Abbildung 2.4: Schema der Wärmeleitung durch eine Wand

$$\dot{Q}_L = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \cdot (\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k}) = \frac{1}{R} \cdot (\Delta\vartheta) \quad (2.2.5)$$

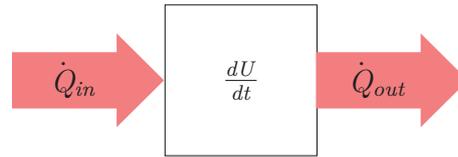
### Wärmespeicherung in einer Zylinderwand

Die Energiespeicherung in einem Volumenelement wird über die ein- und austretenden Energieströme bilanziert.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

Bei der Speicherung von Wärmeenergie in einem Volumenelement „feste Wand“ ist die Masse  $m$  konstant und vorausgesetzt wird die Randbedingung einer temperaturunabhängigen spezifischen Wärmekapazität  $c$  und Dichte  $\rho$ . Somit gilt für den Energiespeicher die Gleichung 2.2.6.

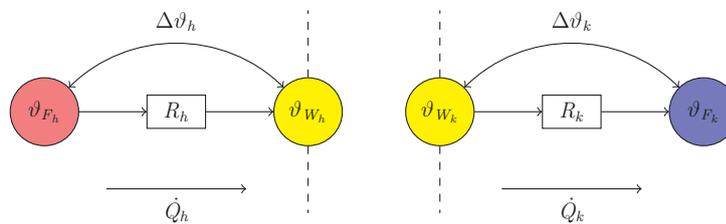
$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = V \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{d\vartheta}{dt} = C \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \quad (2.2.6)$$



**Abbildung 2.5:** Schema des Wärmespeichers WAND, Energiebilanz um ein Volumenelement

### Wärmeübergang zwischen dem Fluid und der Zylinderwand

Der Wärmeübergang von einem Medium auf eine Wand und umgekehrt wird im nachfolgenden Abschnitt behandelt.



**Abbildung 2.6:** Schema des Wärmeüberganges zwischen Wand und Medium

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h &= \alpha_h \cdot A_h \cdot (\vartheta_{F_h} - \vartheta_{W_h}) = \frac{1}{R_h} \cdot (\Delta\vartheta) \\ \dot{Q}_k &= \alpha_k \cdot A_k \cdot (\vartheta_{W_k} - \vartheta_{F_k}) = \frac{1}{R_k} \cdot (\Delta\vartheta) \end{aligned} \quad (2.2.7)$$

Der Wärmeübergang kann aus dem konvektiven Anteil und dem Anteil der Strahlung bestehen, die sich gegenseitig überlagern.

Für eine solche Berechnung, welche meist in den Verbrennungsräumen Verwendung findet, wird ein gekoppelter Wärmeübergangskoeffizient bestimmt.

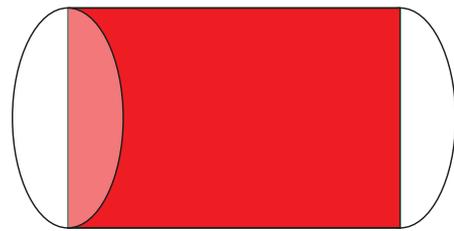
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{Q}_{konv} + \dot{Q}_{strahl} \\ \alpha \cdot A_M \cdot (\vartheta_W - \vartheta_F) &= \alpha_{konv} \cdot A_M \cdot (\vartheta_W - \vartheta_F) + \alpha_{strahl} \cdot A_P \cdot (\vartheta_W - \vartheta_F)\end{aligned}$$

Beim konvektiven Wärmeübergang wird der Wärmestrom auf die Mantelfläche  $A_M = \pi \cdot d \cdot L$  des Rohres bezogen, in Abbildung 2.7a blau dargestellt, und bei der Strahlung auf die Projektionsfläche  $A_P = d \cdot L$ , in Abbildung 2.7b rot dargestellt. Für den überlagerten Wärmeübergang wird die Mantelfläche als Bezugsfläche verwendet.

$$\alpha = \alpha_{konv} + \alpha_{strahl} \cdot \frac{A_P}{A_M} \quad (2.2.8)$$



(a) Mantelfläche des Strömungskanals



(b) Projektionsfläche des Strömungskanals

**Abbildung 2.7:** Mantel- und Projektionsfläche

### Konvektion

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{konv}$  wird mit den Berechnungsvorschriften aus dem VDI-Wärmeatlas, erläutert im Abschnitt A.10, berechnet.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{konv} &= \alpha_{konv} \cdot A_M \cdot (\vartheta_F - \vartheta_W) \\ \alpha_{konv} &= f(\dot{m}, p_F, h_F, \xi_F, \vartheta_W, d, L)\end{aligned}$$

### Strahlung

Der übertragene Wärmestrom durch Strahlung des Verbrennungsgases (mit F indiziert) auf die Heizfläche (mit W indiziert) wird nach [5, Abschnitt Ke] in

Unterabschnitt A.10.4 berechnet. Berücksichtigt wird in der Brennraumsuspension neben der Gasphase  $G$  auch der strahlende Anteil von Asche-  $A$ , Ruß-  $R$  und unverbrannten Kohleteilchen  $K$ .

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{strahl} &= \sigma \cdot A_P \cdot \frac{\epsilon_W}{A_F + \epsilon_W - A_F \cdot \epsilon_W} \cdot (\epsilon_F \cdot T_F^4 - \alpha_F \cdot T_W^4) \\ \epsilon_F &= 1 - (1 - \epsilon_G) \cdot (1 - \epsilon_R) \cdot (1 - \epsilon_K) \cdot (1 - \epsilon_A) \\ A_F &= 1 - (1 - A_V) \cdot (1 - \epsilon_R) \cdot (1 - \epsilon_K) \cdot (1 - \epsilon_A) \\ \dot{Q}_{strahl} &= \alpha_{strahl} \cdot A_P \cdot (\vartheta_F - \vartheta_W) \\ \alpha_{strahl} &= \sigma \cdot \frac{\epsilon_W}{A_F + \epsilon_W - A_F \cdot \epsilon_W} \cdot \frac{\epsilon_F \cdot T_F^4 - \alpha_F \cdot T_W^4}{\vartheta_F - \vartheta_W}\end{aligned}\quad (2.2.9)$$

Die Strahlung wird nur auf der Wärmequellenseite verwendet. Im Brennraum und auch zum Teil in den Überhitzerflächen hat die Strahlung einen erheblichen Anteil am Wärmeübergang.

### 2.2.1.3. Die Verbrennung von Kohle

Für die stationäre Berechnung der Stoffzusammensetzung des entstehenden RG wird die Verbrennung mit der Massenbilanz und der chemischen Umsetzung gerechnet. Die massebezogenen Stoffbestandteile für das entstehende Verbrennungsgas RG und der Gesamtmassenstrom werden wie folgt berechnet:

Von beiden eingehenden Stoffströmen, der Kohle  $K$  und dem Oxidationsmittels  $Ox$ , werden die Stoffbestandteile einzeln betrachtet aufsummiert.

$$\begin{aligned}\dot{m}_C &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{C_K} \\ \dot{m}_{H_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{H_K} \\ \dot{m}_S &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{S_K} \\ \dot{m}_{O_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{O_K} + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{O_2Ox} \\ \dot{m}_{N_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{N_K} + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{N_2Ox} \\ \dot{m}_{H_2O} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{W_K} + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{H_2Ox} \\ \dot{m}_{CO} &= \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{COx} \\ \dot{m}_{CO_2} &= \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{CO_2Ox} \\ \dot{m}_{SO_2} &= \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{SO_2Ox} \\ \dot{m}_{Ar} &= \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{ArOx}\end{aligned}$$

### Chemische Umsetzung

Mit den Gleichungen für die chemische Umsetzung und den molaren Massen aus Tabelle A.4.1 werden die RG-Bestandteile berechnet.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{CO_{neu}} &= \alpha \cdot \dot{m}_C \cdot \frac{M_{CO}}{M_C} \\ \dot{m}_{CO_2_{neu}} &= (1 - \alpha) \cdot \dot{m}_C \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_C} \\ \dot{m}_{H_2O_{neu}} &= \dot{m}_{H_2} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \\ \dot{m}_{SO_2_{neu}} &= \dot{m}_S \cdot \frac{M_{SO_2}}{M_S}\end{aligned}$$

Der verwendete Sauerstoff für die Oxidation der einzelnen Bestandteile wird vom bestehenden abgezogen.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{O_2_{neu}} &= \dot{m}_{O_2} - \dot{m}_{CO_{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{2 \cdot M_{CO}} - \dot{m}_{CO_2_{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{CO_2}} \\ &\quad - \dot{m}_{H_2O_{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{2 \cdot M_{H_2O}} - \dot{m}_{SO_2_{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{SO_2}}\end{aligned}$$

Die RG-Bestandteile werden in den einzelnen Bestandteilen aufsummiert und als RG-Massenstrom ausgegeben.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{Ar} &= \dot{m}_{Ar} \\ \dot{m}_{O_2} &= \dot{m}_{O_2_{neu}} \\ \dot{m}_{N_2} &= \dot{m}_{N_2} \\ \dot{m}_{CO} &= \dot{m}_{CO} + \dot{m}_{CO_{neu}} \\ \dot{m}_{CO_2} &= \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{CO_2_{neu}} \\ \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{H_2O_{neu}} \\ \dot{m}_{SO_2} &= \dot{m}_{SO_2} + \dot{m}_{SO_2_{neu}} \\ \dot{m}_{RG} &= \dot{m}_{Ar} + \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{N_2} + \dot{m}_{CO} + \dot{m}_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} + \dot{m}_{SO_2}\end{aligned}\tag{2.2.10}$$

$$\begin{aligned}\xi_{i_{RG}} &= \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{RG}} \\ i &= Ar; O_2; N_2; CO; CO_2; H_2O; SO_2\end{aligned}\tag{2.2.11}$$

### Energiebilanz

Für die Berechnung der Verbrennungstemperatur  $\vartheta_{RG}$  des entstehenden RG wird die Energiebilanz über die ein- und austretenden Stoffströme aufgestellt. Als Bezugs-temperatur wird  $\vartheta = 25^\circ\text{C}$  für die Berechnung verwendet. Eingangsgrößen sind der

Energieinhalt der Kohle, beschrieben durch den Heizwert  $H_u$  und die Wärmekapazität  $c_K$  des Brennstoffes, summiert mit dem Enthalpiestrom des Oxidationsmittels  $\dot{H}_{Ox}$ . Bei einer mehrstufigen Verbrennung wird der RG-Ausgang des vorherigen Funktionsblockes (FBL) mit dem Oxidationsmittel-Eingang des nachfolgenden FBL verbunden und der Wärmeinhalt der darin enthaltenen Asche ebenfalls berücksichtigt. Ausgangsgrößen sind der Enthalpiestrom des RG mit der Wärmekapazität der darin enthaltenen Flugasche, der Energieinhalt des unverbrannten Brennstoffes (mit  $U$  indiziert) und der Energieinhalt der Asche, die durch den Ascheabzug entnommen wird.

$$\begin{aligned}
& \dot{m}_K \cdot H_u + \dot{m}_K \cdot c_K [\vartheta_K] \cdot T_K + \dot{m}_{Ox} \cdot (h_{Ox} [\vartheta_{Ox}] - h_{Ox} [25^\circ\text{C}]) \\
& + \dot{m}_{AOx} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{Ox}] \cdot T_{Ox} \\
= & \dot{m}_{RG} \cdot (h_{RG} - h_{RG} [25^\circ\text{C}]) + \dot{m}_{ARG} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{RG}] \cdot T_{RG} \\
& + \dot{m}_K \cdot U \cdot H_u + \dot{m}_K \cdot U \cdot c_K [\vartheta_{RG}] \cdot T_{RG} \\
& + \dot{m}_{Ascheabzug} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{Ascheabzug}] \cdot T_{Ascheabzug}
\end{aligned} \tag{2.2.12}$$

In Kohlestaubverbrennung existiert ein erheblicher Anteil an Flugasche  $FA$  in der RG-Suspension. Bezogen auf den eingehenden Aschemassenstrom, bestehend aus dem Anteil in der verbrannten Kohle und dem im Oxidationsmittel zugeführten Aschestrom, wird durch den Faktor des Flugascheanteils beschrieben, wieviel Asche sich in der Rauchgassuspension befindet und wieviel durch den Aschetrichter abgeführt wird.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{Asche} &= \dot{m}_{AOx} + \dot{m}_K \cdot (1 - U) \cdot \xi_{AK} \\
\dot{m}_{Asche_{RG}} &= \dot{m}_{Asche} \cdot FA \\
\dot{m}_{Asche_{Ascheabzug}} &= \dot{m}_{Asche} \cdot (1 - FA)
\end{aligned} \tag{2.2.13}$$

Mit der spezifische Wärmekapazität von Asche nach Spiers [6, S.94] und der Gleichung 2.2.14 wird die Wärmekapazität der Asche bezogen auf die entsprechende Temperatur  $\vartheta$  berechnet.

$$c_{p_{Asche}} = 0,75 + 0,3 \cdot \frac{T}{1000K} \tag{2.2.14}$$

Der unverbrannte Anteil der Kohle am Ausgang und eine vorgewärmte Kohle am Eingang des Modells besitzen einen Energieinhalt. Hierfür werden die Formeln nach Spiers [6, S.93,95] für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität der Kohle verwendet.

$$\begin{aligned}
c_{p_{K(waf)}} &= 0,691 + 1,42 \cdot \frac{T_K}{1000K} - 0,00059 \cdot \frac{T_K^2}{1000K} \\
c_{p_{K(roh)}} &= c_{p_{K(waf)}} \cdot (1 - \xi_{WK} - \xi_{AK}) + c_{p_{Asche}} \cdot \xi_{AK} + 4,187 \cdot \xi_{WK}
\end{aligned} \tag{2.2.15}$$

Die eintretenden Wärmemengen:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_K \cdot \left( H_u + c_{pK(\text{roh})} [\vartheta_K] \cdot T_K \right) \quad (2.2.16)$$

$$\dot{Q}_{Ox} = \dot{m}_{Ox} \cdot (h_{Ox} - h_{Ox} [25^\circ\text{C}]) \quad (2.2.17)$$

$$\dot{Q}_{AscheOx} = \dot{m}_{A_{Ox}} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{Ox}] \cdot T_{Ox} \quad (2.2.18)$$

Die austretenden Wärmemengen:

$$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_{RG} \cdot (h_{RG} - h_{RG} [25^\circ\text{C}]) \quad (2.2.19)$$

$$\dot{Q}_{Ascheabzug} = \dot{m}_{Asche_{Ascheabzug}} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{Ascheabzug}] \cdot T_{Ascheabzug} \quad (2.2.20)$$

$$\dot{Q}_{Unverbranntes} = U \cdot \dot{m}_K \cdot \left( H_u + c_{pK(\text{roh})} [\vartheta_{RG}] \cdot T_{RG} \right) \quad (2.2.21)$$

$$\dot{Q}_{Asche_{RG}} = \dot{m}_{A_{RG}} \cdot c_{p_{Asche}} [\vartheta_{RG}] \cdot T_{RG} \quad (2.2.22)$$

Die Abhängigkeit der Wärmeenergie der unverbrannten Kohle und der Flugasche im RG von der ermittelten RG-Temperatur ist in  $\dot{Q}_{RG}$ , in  $\dot{Q}_{Unverbranntes}$  und in  $\dot{Q}_{Asche_{RG}}$  vorhanden und die Verbrennungsenthalpie sowie die daraus resultierende Verbrennungstemperatur kann nur über einen iterativen Algorithmus berechnet werden, indem in jedem Schritt die errechnete Verbrennungstemperatur als abhängige Variable angepasst wird.

$$\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ox} + \dot{Q}_{AscheOx} = \dot{Q}_{RG} + \dot{Q}_{Ascheabzug} + \dot{Q}_{Unverbranntes} + \dot{Q}_{Asche_{RG}} \quad (2.2.23)$$

Die spezifischen Enthalpien und die Temperaturen werden mit der Stoffwertbibliothek [7] berechnet.

$$\vartheta_{RG} = T\_PH\_ID(p, h_{RG}, \xi_{RG}, 1) \quad (2.2.24)$$

### 2.2.2. Modellansätze für die Lösung partieller Differentialgleichungen in numerischen Simulationen

Der Modellinhalt der Kraftwerkskomponenten besteht aus nichtlinearen partiellen DGL mit verteilten Parametern. Durch den Einsatz verschiedener numerischer Lösungsmethoden, die in der Simulationstechnik meist Anwendung finden, kann das System in ein System mit konzentrierten Parametern überführt werden.

Dabei wird eine örtliche Diskretisierung vorgenommen, wodurch die Teilmodelle keine lokale Abhängigkeit mehr aufweisen. Die entstandene gewöhnliche nichtlineare DGL wird mit Hilfe einer zeitliche Diskretisierung numerisch gelöst [8, Seite 48]. Numerische Verfahren zur Lösung partieller DGL gibt es verschiedene, wie beispielsweise die Finite-Elemente-Methode, die Finite-Differenzen-Methode oder auch die

Finite-Volumen-Methode (FVM). Für den speziellen Anwendungsfall der Lösung physikalischer Erhaltungssätze in thermodynamischen Modellen ist die FVM eine bewährte Methode und wird hier in vereinfachter Form angewandt.

### 2.2.2.1. Finite-Volumen-Methode

Für den Energieerhaltungssatz werden zwei unterschiedliche Energieströme betrachtet. Einerseits der konvektive Energiestrom, mit  $k$  indiziert, welcher an das strömende Medium gekoppelt ist, und andererseits der diffusive Energiestrom, mit  $d$  indiziert, welcher auf die Wand übertragen wird, wie in Abbildung 2.8 dargestellt. Der diffusive Energiestrom im Fluid wird an dieser Stelle vernachlässigt [9, Kapitel 8].

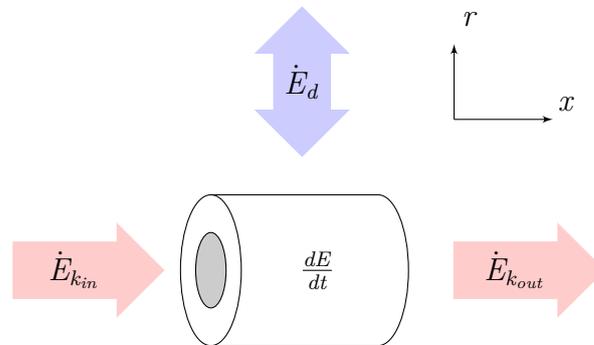


Abbildung 2.8: Energiebilanz um einen Strömungskanalabschnitt

Dabei wird das „Volumen“ örtlich diskretisiert und in mehrere kleine KV unterteilt, die über die jeweiligen Ein- und Ausgangsgrößen des Modells miteinander verknüpft sind.

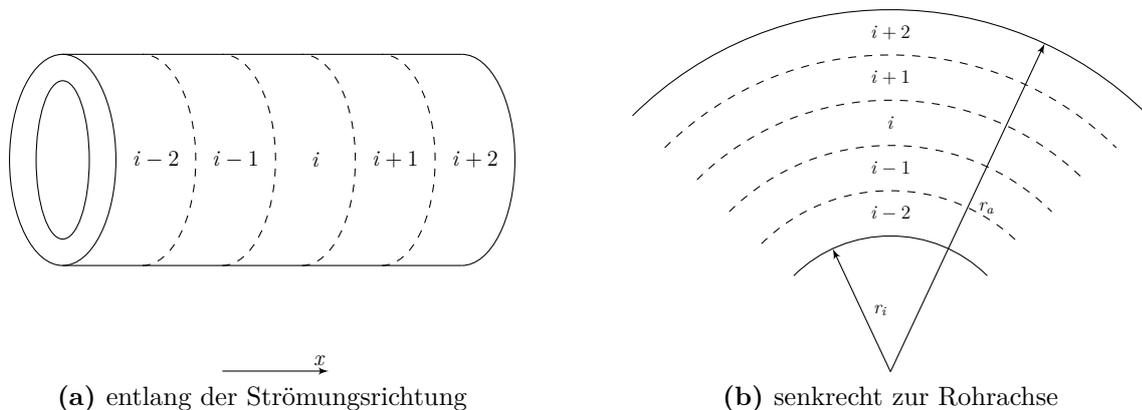


Abbildung 2.9: Schema der Aufteilung in Kontrollvolumina

Die Untergliederung kann in mehreren Koordinaten erfolgen. Dadurch wird die partielle DGL des Gesamtsystems mit verteilten Parametern durch eine Reihenschaltung von Teilmodellen mit gewöhnlichen DGL mit konzentrierten Parametern abgebildet. Für die Berechnung von Bilanzgleichungen strömender Fluide in Kanälen speziell lohnt sich eine Einteilung entlang der Strömungsrichtung ( $x$ ). Für Rohrwände wiederum ist die Diskretisierung senkrecht zur Rohrachse ( $r$ ) eine weitere Möglichkeit. In Abbildung 2.9 ist die Aufteilung in finite Volumina dargestellt.

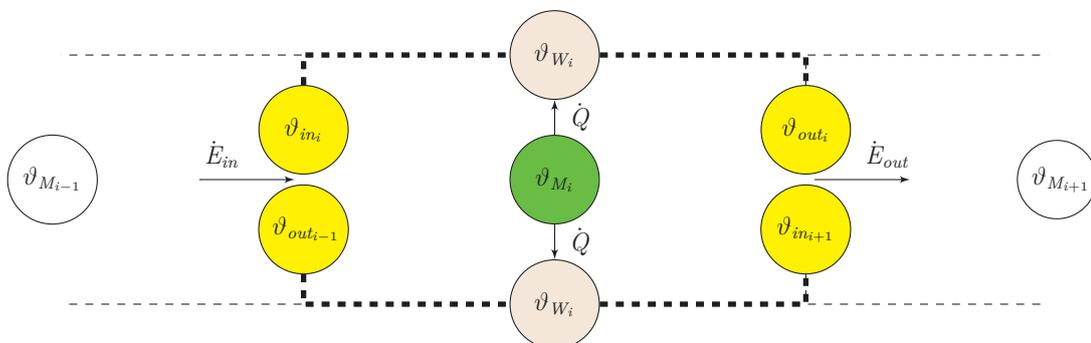
### 2.2.2.2. Definition von Stützstellen

Die gewöhnlichen DGL mit konzentrierten Parameter beschreibt die zeitliche Änderung der Zustandsgröße des KV. Die Zustandsgröße beschreibt hier den Zustand des KV nicht mit einer lokal verteilten Funktion sondern mit einem konzentrierten Wert. Für die Beschreibung der konzentrierten Zustandsgröße gibt es verschiedene Herangehensweisen.

Unterschieden wird in der Höhe der Ordnung des Diskretisierungsverfahrens [10, Seite 181,182].

Ein Verfahren 0. Ordnung, wie das UpWind-Verfahren, welches eine Richtungsabhängigkeit des Flusses voraussetzt, wird nicht angewandt. Speziell in der Wärmeübertragung durch eine Zylinderwand ist nicht unbedingt gegeben, in welche Richtung der Wärmestrom fließt. Positive oder negative Temperaturdifferenzen, die treibende Kraft des Wärmestromes, können jederzeit in instationären Übergangsvorgängen auftreten.

Unter Nutzung der zellzentrierten Methode [9, Seite 145], ein Verfahren 1. Ordnung, wird für den Mittelpunkt, sowie für die Grenzen des KV jeweils eine Stützstelle definiert. Beispielsweise wird für die Berechnung des diffusiven Energiestromes des Fluides auf die Wand des Strömungskanals der Bezug zur Zustandsgröße im Zellmittelpunkt, der mittleren Temperatur  $\vartheta_{M_i}$  des Fluides im KV hergestellt. Wie in Abbildung 2.10 dargestellt, wird weiterhin die Temperatur der Strömungskanalwand  $\vartheta_{W_i}$  für die Berechnung des Wärmeübergangsstromes  $\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_{M_i} - \vartheta_{W_i})$  verwendet, welche wiederum eine Zustandsgröße an der Grenze des KV ist.



**Abbildung 2.10:** Schema der Stützstellenverteilung im zylinderförmigen Kontrollvolumen am Beispiel der Temperaturen

### 2.2.2.3. Vollimplizite Euler-Methode

Die gewöhnliche DGL der Teilmodelle erfordert ein weiteres Modell, um diese mit numerischen Mitteln lösen zu können. Die zeitliche Abhängigkeit des entsprechenden konzentrierten Parameters wird mittels der zeitlichen Diskretisierung in eine algebraische Gleichung umgeformt.

Es gibt verschiedene Ansätze zur numerischen Lösung von gewöhnlichen DGL, beispielsweise mit der expliziten oder der impliziten Lösung nach Euler oder auch mehrstufige Verfahren wie beispielsweise das Runge-Kutta-Verfahren. Die Rechenzeit minimal belastende Lösung des Euler-Verfahrens mit aktuellen Parametern im aktuellen Zeitpunkt wird hier als sinnvollste Lösung erachtet und nachfolgend beschrieben.

Es werden diskrete Zeitpunkte  $t_0, t_1, \dots, t_n$  definiert. Der Abstand zwischen zwei benachbarten Zeitpunkten wird Zeitschritt  $\Delta t$  genannt.

Der Differentialquotient  $\frac{dy(t)}{dt}$  wird in den Differenzenquotient  $\frac{\Delta y}{\Delta t}$  überführt und mit der Rückwärtsdifferenz gelöst.

$$\begin{aligned} \frac{dy(t)}{dt} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta y}{\Delta t} \\ \frac{\Delta y}{\Delta t} &= \frac{y_t - y_{t-\Delta t}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (2.2.25)$$

Das vollimplizite Euler-Verfahren errechnet die neue Zustandsgröße des Systems zum aktuellen Zeitpunkt mit den Werten der Zustandsgröße des Systems vom vorherigen Zeitpunkt und der Ursache der Änderung mit den Werten vom aktuellen Zeitpunkt.

$$y_t = y_{t-\Delta t} + f(y_t) \cdot \Delta t \quad (2.2.26)$$

Vorteilhaft ist die Aktualität der Parameter und der Nachteil dieses Verfahrens ist ein höherer Programmieraufwand, da nicht alle Größen bekannt sind und funktional von den berechneten Ergebnissen abhängen [11, Seite 101 bis 103].

### 2.2.2.4. Netzwerkschaltung

„Wärmeübertragerschaltungen sind gekoppelte Wärmeübertrager, welche von mehreren Prozessströmen in bestimmten Reihenfolgen nacheinander durchflutet werden. Für die Berechnung ist es günstig, auch einzelne Wärmeübertrager mit komplizierten Strömungsbild als Schaltung mehrerer, ideal durchströmter Apparate aufzufassen.“

Die Vorteile dieser Dekomposition bestehen in der höheren Genauigkeit und im geringeren Rechenaufwand für Modelle idealer Apparate.“ [12]

Nachteilig ist der erhöhte Rechenaufwand in den Kopplungen der einzelnen Apparate durch iterative sequentielle Berechnungen der Koppelgrößen.

Der wesentliche Vorteil der hohen Genauigkeit ist entscheidend für die Anwendung dieser Methodik in ähnlicher Art und Weise bei der Modellierung der Wärmeübertragerkomponenten in Kohlekraftwerken.

„Weiterhin bestimmen Dimensionierung und Konstruktion der Wärmeübertrager maßgeblich das Betriebsverhalten von Anlagen. Dies gilt besonders für Situationen, welche vom Auslegungsfall abweichen. Um die optimale Gestaltungsparameter eines Wärmeübertragers oder einer Wärmeübertragerschaltung zu ermitteln, ist während der Entwurfsphase die Analyse sämtlicher Betriebsfälle notwendig.“ [12]

Auch beim Einsatz in Kraftwerksneubauten mit der Optimierung während der Designphase findet die Methode Anwendung, welches ein weiterer wichtiger positiver Punkt für die Verwendung dieser Modellierungsidee ist.

Der Rechenaufwand erhöht sich nicht linear mit der Anzahl der ideal durchströmten Apparate, sondern richtet sich nach dem Aufbau und den Medien. Kreuz- oder Gegenströmer erhöhen den Rechenaufwand im Vergleich zum Gleichströmer enorm, da iterative sequentielle Rechenalgorithmen angewandt werden müssen. Des Weiteren sind die Stoffdaten der verwendeten Medien auf die aktuell berechneten Bedingungen anzupassen, was wiederum den Rechenaufwand erhöht.

## **2.3. Dynamische Simulation von Kraftwerkskomponenten**

### **2.3.1. Software für dynamische Simulationen**

Recherchen zum Thema dynamische Simulation von kohlebefeueten Oxyfuel-Kraftwerken ergaben verschiedenste Herangehensweisen von anderen Arbeitsgruppen auf diesem Gebiet.

#### **2.3.1.1. Nutzung von MODELICA**

Eine Arbeitsgruppe an der RWTH AACHEN beispielsweise nutzt MODELICA®[13] für die Modellierung der einzelnen Kraftwerkskomponenten.

„Es stellt sich dabei die Herausforderung, einen Prozess zu modellieren, der bisher weder in seiner Gesamtheit noch in seinen einzelnen Komponenten real existiert.“[14]

Eine Möglichkeit der Erstellung von Modellen von Kraftwerkskomponenten unter Nutzung der objektorientierten Modellierungssprache wird hier dargestellt, jedoch mit dem entscheidenden Nachteil der bedingten Initialisierung der Modelle. Das Modellverhalten wird durch eine Optimierung ausgewählter Parameter vorgenommen und mittels Messdaten validiert. Das auf Auslegungsdaten beruhende Modell wird mit Startwerten in der Nähe des Arbeitspunktes initialisiert. Hierfür sind arbeitspunktabhängige Messdaten von Nöten.

---

Das Vorhandensein von Messdaten für eine arbeitspunktabhängige Initialisierung der Modelle ist notwendig und kann die Genauigkeit der Modelle in anderen Arbeitspunkten einschränken, was für den geplanten Einsatzzweck der Simulation von Laständerungen und Betriebsregimewechseln als Nachteil anzusehen ist.

### **2.3.1.2. Nutzung von ENBIPRO**

„ENBIPRO wird am Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der TU Braunschweig entwickelt und für die stationäre wärmetechnische Auslegung- und Teillastrechnungen beliebiger fossiler Kraftwerksprozesse verwendet sowie für die instationäre Berechnung von konventionellen Dampferzeugern, für die konstruktive Heizflächenauslegung und für die Berechnung der Heizflächenbelastung. Die instationäre Simulation basiert auf einem Finiten-Volumen-Verfahren, wobei die Dampferzeugerkomponenten dafür in Kontrollvolumen diskretisiert werden und jeweils die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie gelöst werden. Ein semi-implizites Lösungsverfahren kommt zum Einsatz. Programmintern werden gleiche Berechnungsteile für die stationäre und die instationäre Berechnung genutzt. Eine Kopplung mit dem Optimierungsprogramm MEPO, basierend auf Evolutionären Algorithmen, ist für die exergoökonomische Optimierung von Kraftwerksprozessen realisiert worden.“[15]

Diese Methode wird für die Modellerstellung favorisiert.

### **2.3.1.3. CFD-Simulationen**

HITACHI POWER SYSTEMS verwendet CFD-Simulationen für die Analyse des Dampferzeugerverhaltens. Die Flammgeometrie wird in den CFD-Simulationen für die Oxyfuel-Feuerung und die konventionelle Luftverbrennung gegenübergestellt und ausgewertet. Massendurchsätze und die Geschwindigkeiten am Brenner sowie deren Einflüsse auf die Flammenlage und die Verbrennungstemperatur werden untersucht.

Der Fokus der Arbeit liegt in der Optimierung der Flammentemperatur, der Gasstrahlung, des Abbrand- und Emissionsverhaltens in großen Pilotanlagen. Eine rechenzeitintensive Simulation mit CFD-Modellen ist für die Optimierung der Fahrweise, der Betriebsregimewechsel und der ständigen Lastwechseländerungen mit der Forderung der Echtzeitfähigkeit eher nicht gewünscht.[16]

### **2.3.1.4. Nutzung von ASPEN**

VTT erstellt dynamische Simulationen von Oxyfuelprozessen mit dem Softwaretool ASPEN PLUS®[17]. Dieses Simulationstool ist das führende Werkzeug für die Simulation von chemischen Prozessen und für die Anwendung mit dem Fokus auf der

---

Abbildung von thermodynamischen Prozessen zur Optimierung in der Betriebsführung somit nicht unbedingt geeignet. Mit dem Simulationswerkzeug APROS kombiniert wurden Umschaltvorgänge simuliert. Eine Änderung der Modi von Luft- auf Oxyfuelverbrennung und umgekehrt wurden dynamisch simuliert und ihr Verhalten teilweise ausgewertet.[18]

Diese Erkenntnisse und Ergebnisse bzw. die dynamischen Verläufe der Gasbestandteile während des Umschaltprocedures werden zur Verifizierung der Modelle der Dampferzeugerkomponenten mit berücksichtigt.

### **2.3.1.5. Anwendung von DynStar**

Die vorliegende Software DynStar [19] enthält Modelle von Kraftwerkskomponenten, die, angelehnt an das erwähnte Problem der MODELICA-Modelle, nur für einen Arbeitspunkt parametrisiert werden können. Modelle mit arbeitspunktabhängigen Parametern für die Simulation instationärer Vorgänge der Energie- und Stoffübertragung erweisen sich bei dem Wechsel der Betriebsregime Luftverbrennung auf Oxyfuel-Fahrweise aufgrund großer Änderungen der Stoffströme und Gaskonzentrationen als unzulänglich.

Weitere Schwerpunkte sind die Analyse der Auswirkungen auf das Übergangsverhalten im Wasser/Dampf (WD)-Kreislauf sowie die Erkennung kritischer Zustände von Temperaturen in den Materialien während der instationären Übergänge, welches ein neues Modellkonzept für das Programm DynStar fordert.

### **2.3.1.6. Vergleich und Entscheidung**

Die Modelle dürfen aufgrund des Fehlens von Messdaten keine arbeitspunktabhängigen Parametrisierungen erhalten. Der Einsatzzweck zur dynamischen Simulation von Laständerungen oder Betriebsregimewechseln für die Erhöhung der Kraftwerksflexibilität ist für die Kraftwerksbetreiber ein sehr wichtiges Kriterium geworden, diese Modelle zukünftig weiterverwenden zu können.

Teilweise können Lösungskonzepte anderer Arbeitsgruppen aufgegriffen werden. Ein grundlegender Punkt ist jedoch die Nutzung des Simulationswerkzeuges DynStar als Stand-Alone-Lösung. Keine weiteren Implementierungen oder Nutzung von Fremdsoftware für die dynamische Simulation werden vorausgesetzt. Die freie Programmierung neuer Modelle mittels DELPHI schafft hier den entscheidenden Vorteil für die Nutzung des Simulationswerkzeuges.

Der Lösungsansatz für die instationäre Modellierung von Dampferzeugerkomponenten für die dynamische Simulation des Oxyfuel-Prozesses mit anschließender Optimierung der Prozessführung mit ENBIBPRO ist für die Weiterentwicklung des Simulationstools DynStar anwendbar.

Letztendlich wird die objektorientierte Programmierweise unter Anwendung der Finiten-Volumen-Methode verwendet, um in DynStar neue Kraftwerksmodelle mit arbeitspunktunabhängiger Parametrisierung zu generieren. Die Unabhängigkeit vom

---

Arbeitspunkt erfordert eine implizite iterative Berechnungsvorschrift der Erhaltungssätze für die Energie-, die Massen- und die Stoffströme.

Eine Kopplung der Programmteile für die Auslegungsrechnung und der dynamischen Simulation, angelehnt an das Programm ENBIPRO, wird als Lösungsansatz für die Modellierungsvariante der Dampferzeugerkomponenten und die Optimierung der Prozessführung des Oxyfuel-Prozesses sowie deren Umschaltungen und Lastfälländerungen aufgegriffen und verwirklicht.

Unter Nutzung der vorhandenen Programmierumgebung DELPHI werden für das Simulationswerkzeug DynStar Modelle neu programmiert, bzw. schon vorhandene Modelle an das hier verwendete Modellierungskonzept angepasst.

### **2.3.1.7. Simulationswerkzeug DynStar**

Mit DynStar, einem eigenentwickelten Simulationswerkzeug des Institutes für Prozeßtechnik, Prozeßautomatisierung und Meßtechnik (IPM) der Hochschule Zittau/-Görlitz, können einfache Regelstrecken bis hin zu komplexen Systemen modelliert werden. Auf einer grafischen Oberfläche, wie in Abbildung 2.11 dargestellt, werden FBL platziert und so zusammengesaltet, dass der Prozess nachgebildet wird. Die verschiedenen Funktionsblockbibliotheken (FBL-Lib) enthalten viele unterschiedlichste FBL, welche eine Vielzahl von Möglichkeiten für die Prozessabbildung bieten.

Für die Simulation von kraftwerkstechnischen Prozessen werden Anlagenkomponenten wie z.B. Wärmetauscher, Pumpen, Turbinenstufen, Kondensatoren, Rohre, Ventile, Mischungs- bzw. Verteilungsglieder modelliert.

---

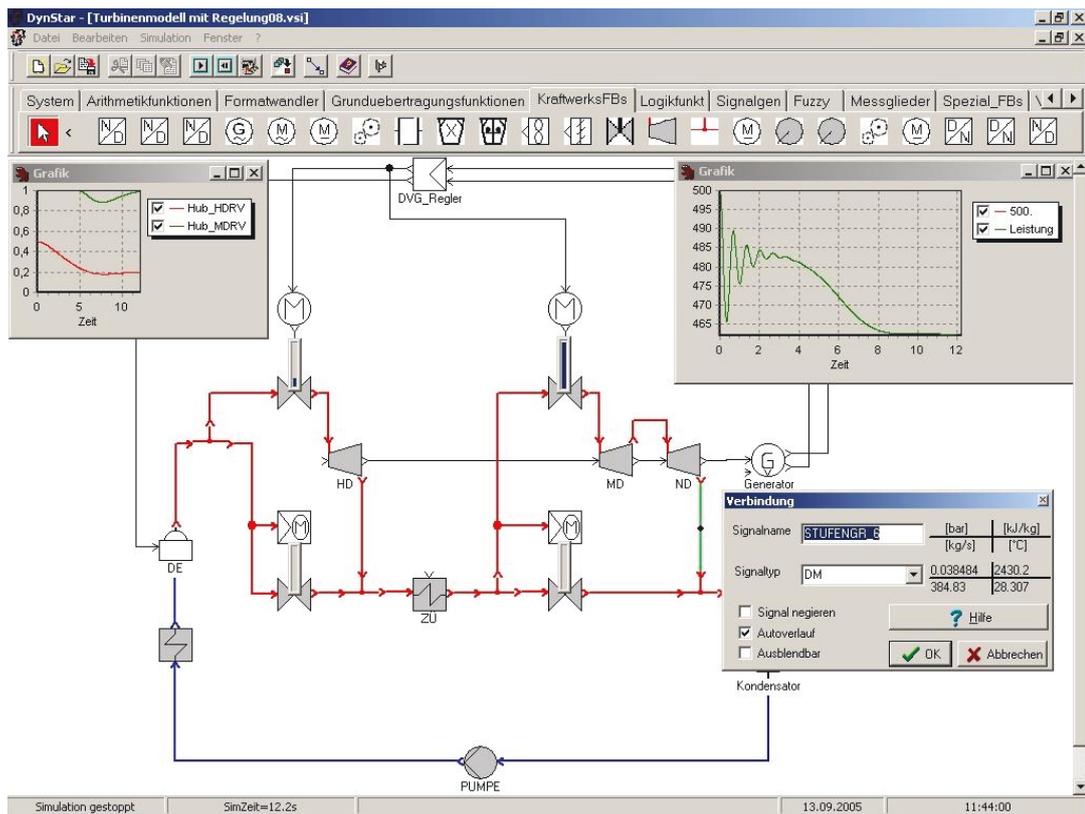


Abbildung 2.11: Simulationssoftware DynStar

Für die Modellierung thermodynamischer Prozesse und die Verwendung spezieller Medien wie WD und Verbrennungsgase sind spezielle Stoffwertbibliotheken „LibIF97“ [20] und „LibIDGAS“ [7] implementiert. Die FBL für die Abbildung thermodynamischer Prozesse im DynStar sind nach dem Schema in der Abbildung 2.12a aufgebaut. Flussgrößen, wie der Massenstrom und Zustandsgrößen, wie der Druck, die spezifische Enthalpie und die Stoffzusammensetzung sind Ein- bzw. Ausgangsgrößen (grün bzw. rot markiert) für das Modell. Mit konstruktiven Daten, geometrischen Größen und Materialdaten wird der FBL konfiguriert (gelb markiert).

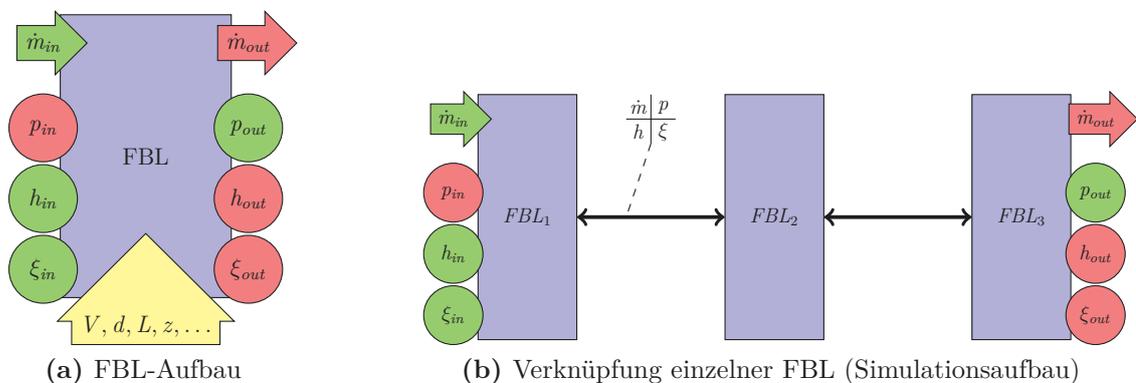


Abbildung 2.12: DynStar-Modelle

Eine funktionale Abhängigkeit zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen, beschrieben durch algebraischen Gleichungen, werden im FBL hinterlegt und beschreiben das Verhalten des Modells. DynStar hat in Bezug auf die Modellierung von thermodynamischen Prozessen eine Besonderheit der bidirektionalen Abarbeitung des Informationsflusses der Ein- und Ausgangsgrößen. Der Druck hat die entgegengesetzte Richtung für die Datenweiterverarbeitung wie die anderen Größen Massenstrom, spezifische Enthalpie und Stoffzusammensetzung. Durch eine sinnvolle Zusammenschaltung der Ein- und Ausgänge der FBL, wie in Abbildung 2.12b angedeutet, entsteht das Abbild des instationären Prozesses, welcher analysiert werden soll.

### 2.3.2. Modellbildungsansätze

Grundsätzlich gibt es zwei Arten der Modellierung bezogen auf das erforderliche Datenmaterial für die Modellerstellung. In der theoretischen Modellbildung ist der funktionale Zusammenhang zwischen den physikalischen Prozessdaten und den Parametern bekannt. In der experimentellen Modellbildung existiert nur ein mathematischer Zusammenhang zwischen den Ein- und Ausgangssignalen, siehe Abbildung 2.13.

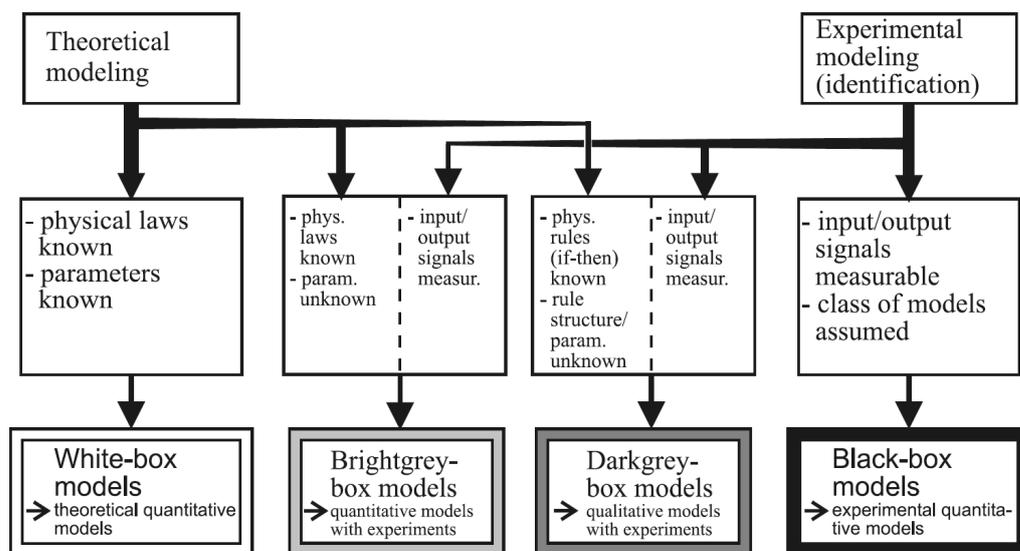
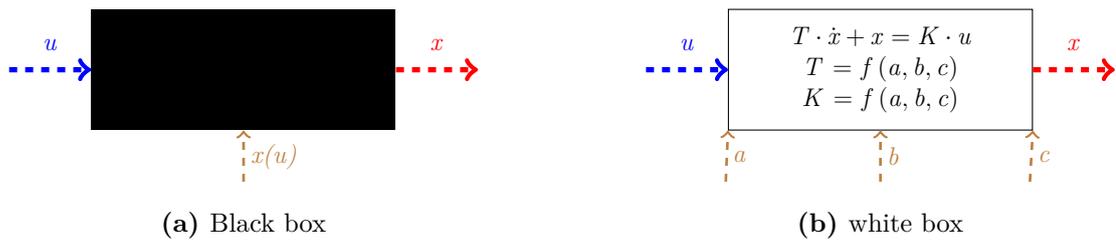


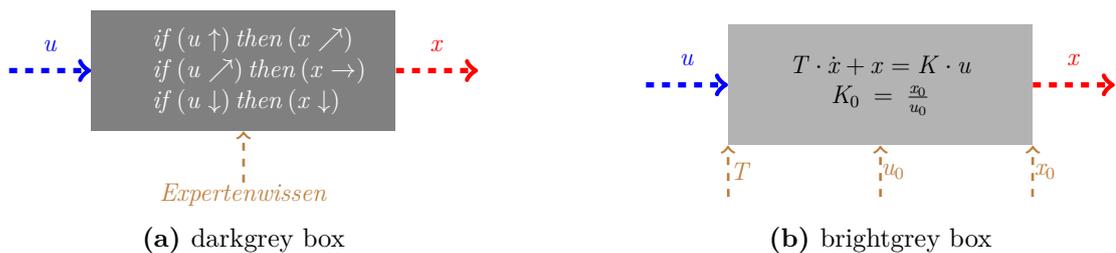
Abbildung 2.13: Methoden der Modellbildung [8, Seite 50]

Durch den schon erwähnten geplanten Einsatz der Modelle für dynamische Simulationen im Bereich des Neubaus von Oxyfuel-Kraftwerken wird ein verhaltenbeschreibendes Modell, wie das „black-box“-Modell in Abbildung 2.14, welches in die experimentelle Modellbildung einzuordnen ist, aufgrund des fehlenden Datenmaterials ausgeschlossen. Der Verwendung eines systemerklärenden, theoretischen Modells, wie das „white-box“-Modell wird in der Anwendung der Modellbildung von Kraftwerkskomponenten in diesem Projekt gefordert.



**Abbildung 2.14:** Prinzipielle Modellierungsarten

Aufgrund der verwendeten Methode, die Wirkungsstruktur des realen Systems in einem deterministischen Modell abzubilden, liegt es auch nahe, die realen Systemparameter für die Simulation zu nutzen. Mischformen, in denen Parameteranpassungen, wie in Fuzzy-Modellen („darkgrey box“) in Abbildung 2.15 oder in Systemen, in der Interpolationen der Parameter zwischen bestimmten Arbeitspunkten erfolgen kann („brightgrey box“), werden hier nicht in Betracht gezogen, da Expertenwissen nur im begrenzten Maße vorhanden ist bzw. die notwendigen Auslegungsdaten von stationären Arbeitspunkten beim Umschalten im Anfahrvorgang des Oxyfuelkraftwerkes nicht die notwendige Genauigkeit für die dynamische Simulation liefern.



**Abbildung 2.15:** Mischformen der prinzipiellen Modellierungsarten

Die Modelle werden mit konstanten Werten parametrisiert, welche aber wiederum während der Simulation verändert werden können und somit als zeitvariante Parameter zu betrachten sind.

Die Zustandsgrößen in den verwendeten Modellen sind abhängig von den mathematischen Beschreibungen in den Stoffwerttabellen und weisen daher nichtlineares Verhalten auf.

Bei der Frage nach der Einordnung des Modells in zeit- und raumkontinuierliche bzw. diskrete Systeme ist anzumerken, dass das reale System ein kontinuierliches System ist, welches aber durch die Computersimulation als ein diskretes System modelliert wird [21, Seite 20-23].

## 3. Abgrenzen und Randbedingungen der Modellierung

In diesem Kapitel werden aufbauend auf der Problemstellung und der Zielsetzung des Modellierungsprojektes aus Kapitel 1 die Arbeitspakete abgesteckt. Dem Leser wird hier vermittelt, welche Vereinbarungen und Vereinfachungen für die Modellierung getroffen wurden, der Bilanzierungsraum, der die abzubildenden Kraftwerkskomponenten beinhaltet, wird eingegrenzt und es werden Aussagen über die Modellgüte und den Detaillierungsgrad der Modelle getroffen.

### 3.1. Simulationsumfang

Die Modellierung des Prozesses soll Aufschluss geben, inwiefern bestimmte Fahrweisen kritische Zustände für den Gesamtprozess darstellen können. Auch bei einem Monitoring der Einzelkomponenten sollen dabei Möglichkeiten getestet werden, die Bauteilbeanspruchung bei möglichen auftretenden Störfallsituationen, Lastwechseln oder Umschaltvorgängen zu erkennen und Maßnahmen zu deren Senkung abzuleiten.

Bei der Erstellung physikalischer Modelle von Dampferzeugerkomponenten liegt der Schwerpunkt auf der Nachbildung von thermohydraulischen Vorgängen für den Einsatz in DynSim. Folgende physikalische Prozesse werden modelliert:

- die eindimensionale Strömung eines Fluides durch einen Strömungskanal mit der eindimensionalen Abgabe an bzw. Aufnahme von Wärmeenergie von der Strömungskanalwand
- die eindimensionale instationäre Wärmeleitung durch eine Wand
- die Verbrennungsrechnung

In einer Simulationssoftware wird durch eine Zusammenschaltung der einzelnen Komponenten das Gesamtsystem abgebildet, mit welchem eine Modellierung der dynamischen Übergangsvorgänge möglich ist. Die Zusammenschaltung, angelehnt an die Methode der Netzwerkschaltung aus Unterunterabschnitt 2.2.2.4, erweitert die einfache Modellierung beispielsweise in eine zweidimensionale Strömung und eine zweidimensionale Wärmeübertragung.

---

Das Simulationswerkzeug DynStar wird verwendet, um das Gesamtsystem zu modellieren. Der Aufbau der Programmstruktur für das Simulationswerkzeug ist blockorientiert. Die Modelle für die einzelnen Kraftwerkskomponenten werden in der Programmierumgebung DELPHI objektorientiert erstellt und als FBL kompiliert. In einer FBL-Lib im DynStar sind die übersetzten FBL hinterlegt und der Nutzer kann die einzelnen Blöcke auf dem grafischen Editor platzieren und miteinander verknüpfen und somit das gewünschte Gesamtmodell erstellen.

Die Modelle müssen den gesamten Betriebsbereich der Anlage, inklusive des An- und Abfahrens, abdecken. Wesentlich ist hier das Anfahrprocedere der Oxyfuel-Kraftwerke mit einer konventionellen Luftverbrennung bis auf die geforderte Betriebstemperatur und einer späteren Umschaltung auf die Oxyfuel-Fahrweise. Hierbei ist auch zu erwähnen, dass Nichtlinearitäten durch veränderte Stoffströme und Stoffzusammensetzungen sowie die daraus resultierenden veränderlichen Stoffwerten während der Simulation des Umschaltens auf die Oxyfuel-Fahrweise auftreten und diese als Randbedingungen in der Modellierungsmethodik berücksichtigt werden müssen. Das Simulationsmodell soll wiederum auch das komplette Kennfeld [22] des Oxyfuel-Prozesses abdecken können, welches durch verschiedene Sauerstoffkonzentrationen im Abgas und im Brennereinnahbereich bestimmt wird.

Bei der theoretischen Modellbildung wird grundlegend das Systemverhalten der zu modellierenden Kraftwerkskomponenten abgebildet. Thermodynamische Grundgesetze, Transportvorgänge, strömungstechnische Effekte und Wärmeübertragungsmechanismen, welche mit algebraischen Gleichungen beschrieben werden, bilden den Modellinhalt. Die Variante der physikalischen Modellbildung benötigt geometrische, konstruktive Daten und beschreibende Stoffgrößen für die Modellierung von Speichereffekten und Strömungswiderständen und bildet die Verknüpfungen und die Relationen zwischen den Teilmodellen somit genau ab. Ein vollständiges Datenmaterial über den konstruktiven Aufbau und die verwendeten Materialien wird vorausgesetzt.

Durch eine universelle Einsetzbarkeit der zu erstellenden Modelle besteht die Möglichkeit der Prüfung, der Verifizierung und der Validierung an schon existierenden, konventionell mit Luft befeuerten Kohlekraftwerken mit vorhandenen Messwerten. Diese Möglichkeit der Nachbildung von dynamischen Übergangsvorgängen anhand von Betriebsdaten aus einem Kraftwerk wird verwendet, um die Modelle zu validieren und den Einsatz der Modelle für Oxyfuel-Kraftwerke vorzubereiten.

Bereits existierende Modelle im DynStar werden verwendet bzw. angepasst um die erforderlichen Medien wie Kohle, Luft, Sauerstoff und Wasser zu generieren. Mischungsglieder werden für eine Vereinigung von Stoffströmen verwendet. Weiterhin werden die zu berechnenden Stoffwerte unter Nutzung der implementierten Stoffwertbibliotheken [23] des Fachgebietes „Technische Thermodynamik“ der Hochschule Zittau/Görlitz im Projekt genutzt.

Für die Verifizierung und die Validierung der Modelle werden Betriebsdaten eines

mit Luft befeuerten Braunkohlekraftwerkes und Simulationsergebnisse bereits validierter Software-Tools, wie beispielsweise Epsilon Professional [2] und Athlet [24], verwendet.

Vorgaben für die Auswertung und die Darstellung der Ergebnisse sind durch die Ziele des Einsatzes von DynSim im Kraftwerksbereich gegeben. Die grafische Auswertung von Rohrtemperaturen, von Wärmeströmen und von verbrennungstechnischen Kenngrößen müssen dem Nutzer der Simulationen zugänglich gemacht werden, um durch ein Monitoring bestimmte Betriebsführungen zu analysieren und um auf diese unter Umständen optimierend einzugreifen. Eine Speicherung und eine Übergabe der Daten an andere Programme sollte ebenfalls gegeben sein.

Im Rahmen der Arbeit werden der prinzipielle Aufbau sowie die Handhabung und die Einstellung bzw. Parametrierung der Modelle dokumentiert. Der Programmablaufplan (PAP), das Struktogramm, das R&I-Schema sowie eine Aufbauzeichnung findet dafür beispielhaft Verwendung. Dem Nutzer soll vermittelt werden, durch welche Einstellvarianten die Modelle in ihrem dynamischen und statischen Verhalten beeinflusst werden.

Eine wesentliche Forderung ist die Nutzung einer objektorientierten Programmierweise, um mögliche Parallelen in der Modellerstellung effizient nutzen zu können. Durch die Nutzung von Unterprogrammen beispielsweise können bestimmte Programmteile in anderen, abgewandelten Modellen weitere Verwendung finden. Ein Aufbau der Programmstruktur mit dieser Methodik wird bevorzugt.

Zusammenfassend sollen folgende Punkte umgesetzt werden:

1. **Die Simulationsergebnisse enthalten relevante Daten für Optimierungsmöglichkeiten seitens der Betriebsführung, einerseits die Prozessdaten und weiterhin auch die Zustandsdaten der Bauteile. Hiermit ist eine Analyse der Bauteilbelastungen und die Erkennung kritischer Zustände möglich.**
2. **Ein universeller Einsatz der Modelle in Bestandskraftwerken und Neubauanlagen wird verlangt.**
3. **Die Modelle sind unabhängig vom zu modellierenden Verbrennungsprozess und für konventionelle Verbrennung sowie für die Oxyfuel-Anlagen verwendbar.**
4. **Keine lastfallabhängige und demzufolge auch vom Arbeitspunkt abhängige Parametrierung der Modelle wird vorausgesetzt.**
5. **Die Forderung, keine Messdaten für die Parametrierung und die Initialisierung der Modelle zu nutzen, verlangt eine physikalische Modellbildung mit konstruktiven Daten.**

Der Umfang der Modellierungsarbeit wird durch die Anordnung der groben Bilanzgrenzen im nächsten Abschnitt abgesteckt.

---

## 3.2. Bilanzgrenzen

Der Fokus der hier vorgelegten Arbeit liegt auf dem Dampferzeuger in Kohlekraftwerken, dargestellt in einem vereinfachten R&I-Fließschema in (siehe Abbildung 3.2). Die Wärmesenke wird durch den WD-Kreislauf modelliert, der in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Das Schaltbild dient als Vorlage zur Erstellung des R&I-Fließschemas in Abbildung 3.2, in welchem der Bezug zu den Bilanzgrenzen der Wärmequelle und -senke hergestellt wurde.

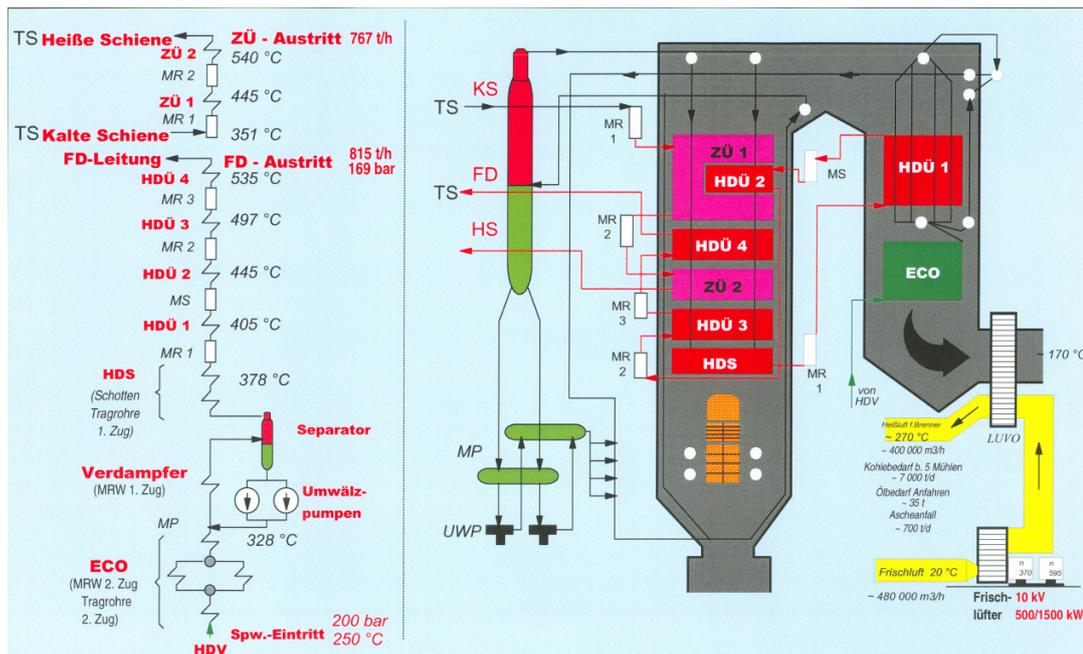


Abbildung 3.1: Dampferzeuger-Schaltbild des Kraftwerkes Jänschwalde [25]

Der Eintritt des Speisewassers in den Economiser (ECO) (bezeichnet mit BG Speisewasser), bildet die erste Systemgrenze für den Zustrom der Wärmesenke. Die zweite Systemgrenze für den Zustrom ist die „Kalte Schiene“ des Zwischendampf (ZD) (bezeichnet mit BG Zwischendampf Eintritt) an der Anzapfstelle der Turbine nach dem Hochdruckteil.

Der Austritt des Frischdampfes aus dem Hochdrucküberhitzer (HDÜ)4 (bezeichnet mit BG Frischdampf) vor den Eintritt in den Hochdruckteil der Turbine bildet die erste Systemgrenze für den Abstrom der Wärmesenke. Die zweite Systemgrenze ist die „Heiße Schiene“ des ZD (bezeichnet mit BG Zwischendampf Austritt) vor dem Eintritt in den Mitteldruckteil der Turbine.

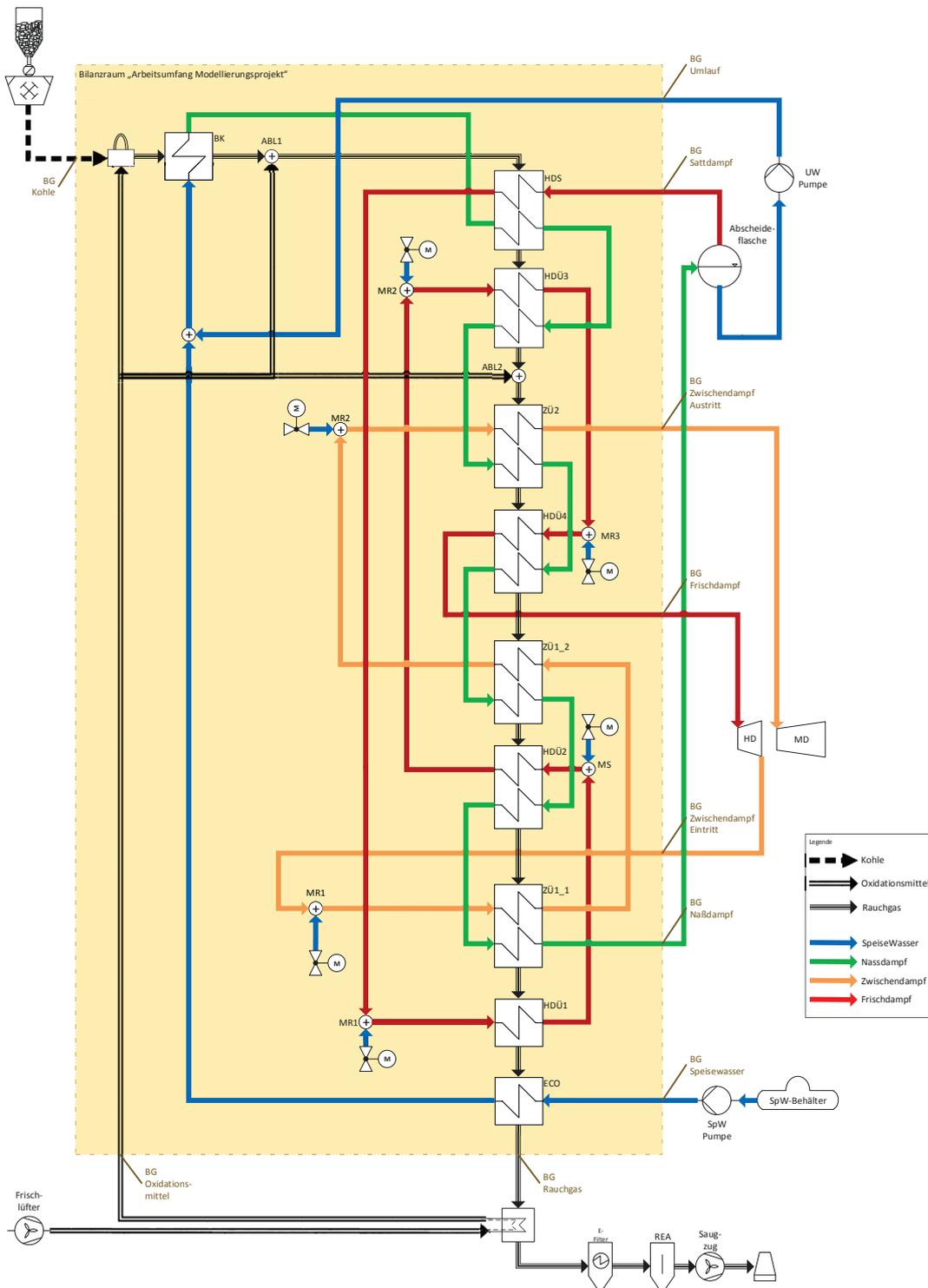


Abbildung 3.2: Vereinfachtes R&I-Schema des Kraftwerkes Janschwalde mit Systemgrenzen

Weiterhin ist die Abscheideflasche und die Umwälzpumpe nicht im Umfang der Modellierung enthalten. Demnach ist eine weitere Bilanzgrenze für den Naßdampf den Satttdampf und dem umgewälzten Sattwasser (BG Umlauf) im Schema implementiert.

Kraft- und Arbeitsmaschinen wie die Pumpen, die Turbinenstufen, der Generator, die Kohlemühlen, das Frischlüfter- und Saugzuggebläse werden hier nicht berücksichtigt. Weiterhin ist eine Modellierung von Auf- bzw. Nachbereitungsanlagen wie die Rauchgasentschwefelungsanlage (REA), der Elektrofilter und der Luftvorwärmer für den Kraftwerksprozess nicht Inhalt dieser Arbeit.

Eine grobe Bilanzgrenze für die Seite der Wärmequelle ist die Brennstoffzufuhr mit dem bereitgestellten Kohlemengenstrom (bezeichnet mit BG Kohle) und dem Oxidationsmittel Sauerstoff oder Luft (bezeichnet mit BG Oxidationsmittel) als strömendes Medium vor dem Eintritt in der Brenner. Das bei der Verbrennung entstehende RG wird bis zur Grenze des Dampferzeugeraustrittes nach dem ECO betrachtet (bezeichnet mit BG Rauchgas), d.h. mögliche Aufbereitungsanlagen werden in dieser Arbeit nicht modelliert. Einzig die Rezirkulation des Verbrennungsgases ist Modellierungsinhalt, da diese entscheidende Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Verbrennungsprozesses in der Oxyfuel-Fahrweise hat.

Input- und Outputdaten sind Massendurchsätze und thermodynamische Zustandsgrößen für Druck und Enthalpie. Der Datenvektor in den beschriebenen Verknüpfungen enthält weiterhin noch die Stoffzusammensetzung.

In einem modellabhängigen Parametermenü werden durch die Eingabe von konstruktiven geometrischen Daten die Modellstruktur und somit die statischen und dynamischen Übertragungsparameter der Kraftwerkskomponenten definiert.

Das grafische Symbol für einige Überhitzerrohrbündelwärmeübertrager in Abbildung 3.2 weicht von der Norm „DIN 2481 - Wärmekraftanlagen (Grafische Symbole)“ ab. Der Grund für die Wahl eines anderen Symbols wird im Abschnitt 5.6 erläutert.

### 3.3. Detaillierungstiefe

Für den Einsatz in der Prozessoptimierung der Betriebsführung der Anlage werden Simulationsmodelle gefordert, die in ihrer Detaillierungstiefe so genau wie nötig sind. Die Modellierungstiefe sollte jedoch auch so gewählt werden, dass lokale Rohrwandtemperaturen und auch Wärmeströme dargestellt werden, um kritische bauteilgefährdende Zustände überwachen zu können.

**Der Nutzer entscheidet in der Konfiguration über den Detaillierungsgrad der Modelle und die damit gekoppelte Genauigkeit der Ergebnisse bezogen auf die Rechenzeitintensivität.**

Basierend auf einer geringen Rechenzeit, gekoppelt mit einer ausreichenden Genauigkeit der Simulationsergebnisse, wird stets ein Optimum in der Detaillierungstiefe angestrebt. Um eine Echtzeitfähigkeit der Modelle zu realisieren, wird versucht, die

Modellierungstiefe auf den eigentlichen Zweck der Simulation, die optimale Betriebsführung, auszurichten und somit die Berechnungszeit möglichst zu minimieren.

**Durch den Freiheitsgrad des vom Nutzer einzustellenden Detaillierungsgrades gibt es keine Einschränkung in Bezug auf die Echtzeitfähigkeit des Systems und auch keine Einschränkung in Bezug auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse. Die Wichtung bestimmt die Anforderung der Modellierungsaufgabe.**

**Ein universeller Einsatz der Modelle verlangt auch eine medienunabhängige Programmierweise.**

Beispielsweise muss für die Wärmeübertrager die Möglichkeit bestehen, für das Medium der Wärmequelle RG mit verschiedenen Gaszusammensetzungen und auf der Seite der Wärmesenke Wasser, Dampf oder ein Zweiphasengemisch verwenden zu können. Weiterhin kann durch das zu erstellende Rohrmodell beispielsweise WD in den Sammlerrohren strömen oder, wie z.B. in der Rezirkulationsleitung, das rezirkulierte Abgas durchgeleitet werden.

Alle aufgeführten Randbedingungen werden bei der Programmierweise der neu zu erstellenden Modelle berücksichtigt und umgesetzt.

---

## 4. Basismodelle - Kopplung physikalischer Modellansätze

Für die Modellierung der Kraftwerkskomponenten eines Dampferzeugers werden Modelle erstellt, die in ihrem Funktionsprinzip oft ähnlich sind. Ein Vorteil ist es, diese Analogien zu nutzen und Basismodelle zu erstellen, die dann sinnvoll in das Kraftwerkskomponentenmodell implementiert werden. Ein modularer Aufbau nach dem Baukastenprinzip vermindert somit den Programmieraufwand für die Erstellung neuer Modelle in etwas abgewandelter Form.

In diesem Kapitel werden die geschaffenen Grundlagen aus Kapitel 2 herangezogen und in der Modellerstellung für die Basismodelle umgesetzt.

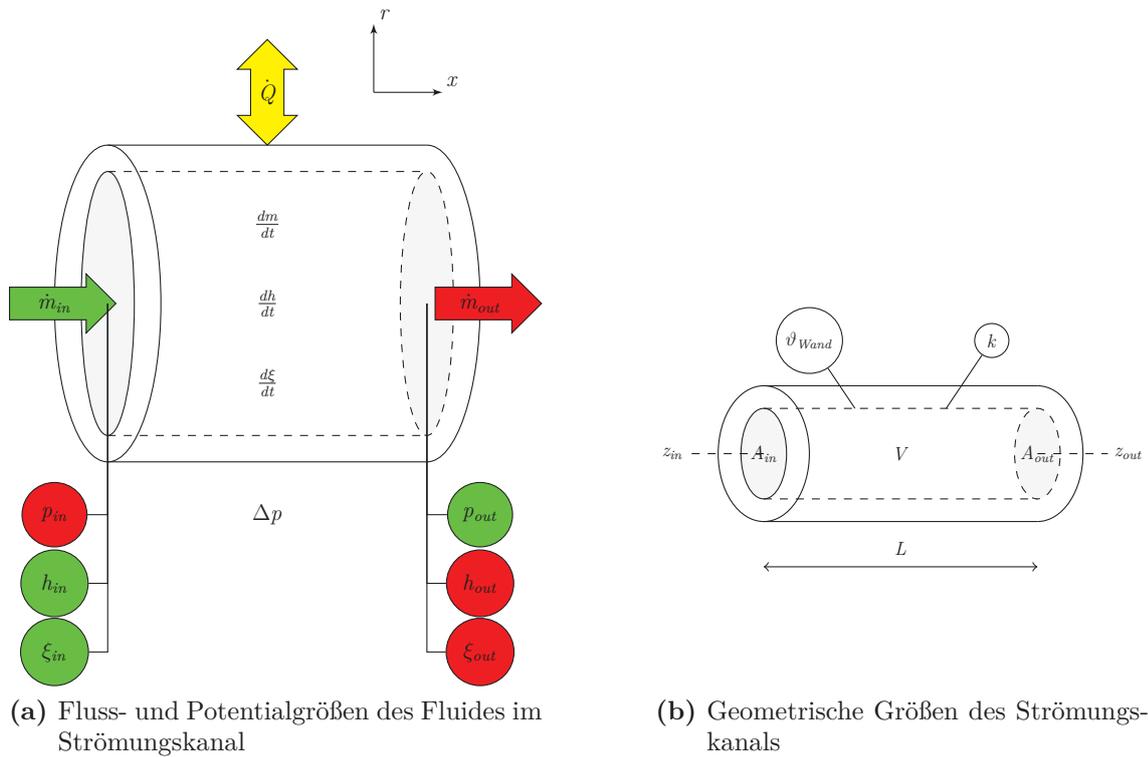
Mit Hilfe der objektorientierten Programmierweise werden Basismodelle für das Simulationswerkzeug DynStar erstellt, die dann je nach dem benötigten Funktionsprinzip in den spezifischen anwendungsorientierten Modellen der Kraftwerkskomponenten, beziehungsweise auf das Kapitel 5, implementiert werden.

### 4.1. Basismodell FLUID

Angelehnt an die Abbildung 2.12 werden im nachfolgenden Schema Abbildung 4.1 die für die Simulationssoftware DynStar relevanten Fluss- und Zustandsgrößen des neu erstellten physikalischen Basismodells „FLUID“ dargestellt und die mathematischen Zusammenhänge der Aus- und Eingangsgrößen beschrieben.

Rot markiert sind die unbekanntes und grün markiert die bekannten Größen an der Ein- bzw. Austrittsstelle des Modells. Der gelb markierte Wärmestrom über die Wände des Strömungskanals muss mit berücksichtigt werden. Dieser ist ein abhängiger Parameter bei der Modellkopplung zu einem zweiten Basismodell „ROHRWAND“, welches im Abschnitt 5.1 erläutert wird. Mit konstruktiven Daten, wie den Strömungsquerschnitten mit den entsprechenden mittleren Höhen am Ein- bzw. Austritt und der Länge des Strömungskanals wird das Modell konfiguriert. Materialkonstanten sind notwendig, um den Druckverlust zu bestimmen und werden in der Modellkonfiguration berücksichtigt.

---



**Abbildung 4.1:** Schema der Kenngrößen des Basismodells FLUID

Durch mathematische Gleichungen wird die funktionale Abhängigkeit der Ausgangsgrößen von den Eingangsgrößen und den Modellparametern beschrieben. Diese werden anhand der Bilanzgleichungen aus dem Unterunterabschnitt 2.2.1.1 aufgestellt. Ausgehend von der Massenstrombilanz für ein offenes thermodynamisch durchströmtes System in Gleichung 2.2.1 und unter Anwendung der impliziten Euler-Methode aus dem Unterunterabschnitt 2.2.2.3 wird die funktionale Abhängigkeit des Ausgangsmassenstromes zum aktuellen Zeitpunkt  $\dot{m}_{out_t}$  beschrieben. Die Dichte  $\rho$  wird durch das spezifische Volumen  $v$  ersetzt.

$$\dot{m}_{out_t} = \dot{m}_{in_t} - \frac{V}{\Delta t} \cdot \left( \frac{1}{v_t} - \frac{1}{v_{t-\Delta t}} \right) \quad (4.1.1)$$

Die massenbezogene Stoffzusammensetzung am Ausgang des KV  $\xi_{out_t}$  wird mit der Stoffstrombilanz aus Gleichung 2.2.2 ermittelt. Die vollimplizite Euler-Methode wird auch hier und in den nachfolgenden Berechnungen angewandt.

$$\xi_{out_t} = \xi_{in_t} \cdot \frac{\dot{m}_{in_t}}{\dot{m}_{out_t}} - \frac{\xi_{it} - \xi_{it-\Delta t}}{\Delta t} \cdot \frac{V}{v_t \cdot \dot{m}_{out_t}} - \xi_{it} \cdot \frac{\dot{m}_{in_t} - \dot{m}_{out_t}}{\dot{m}_{out_t}} \quad (4.1.2)$$

Für die Berechnung der Austrittsenthalpie aus der Energiebilanz in Gleichung 2.2.3 und nach einer Herleitung in Unterunterabschnitt A.2.1.2 erhält man folgende mathematische Beschreibung.

$$\begin{aligned}
h_{out_t} = & - \frac{V}{v_t \cdot \dot{m}_{out_t}} \cdot \frac{h_t - h_{t-\Delta t}}{\Delta t} + \frac{V}{\dot{m}_{out_t}} \cdot \frac{p_t - p_{t-\Delta t}}{\Delta t} - h_t \cdot \frac{\dot{m}_{in_t} - \dot{m}_{out_t}}{\dot{m}_{out_t}} \\
& + \frac{P_t + \dot{Q}_t}{\dot{m}_{out_t}} + \frac{\dot{m}_{in_t}}{\dot{m}_{out_t}} \cdot \left( h_{in_t} + \frac{\dot{m}_{in_t}^2 \cdot v_{in_t}^2}{2 \cdot A_{in}^2} + g \cdot z_{in} \right) \\
& - \frac{\dot{m}_{out_t}^2 \cdot v_{out_t}^2}{2 \cdot A_{out}^2} - g \cdot z_{out}
\end{aligned} \tag{4.1.3}$$

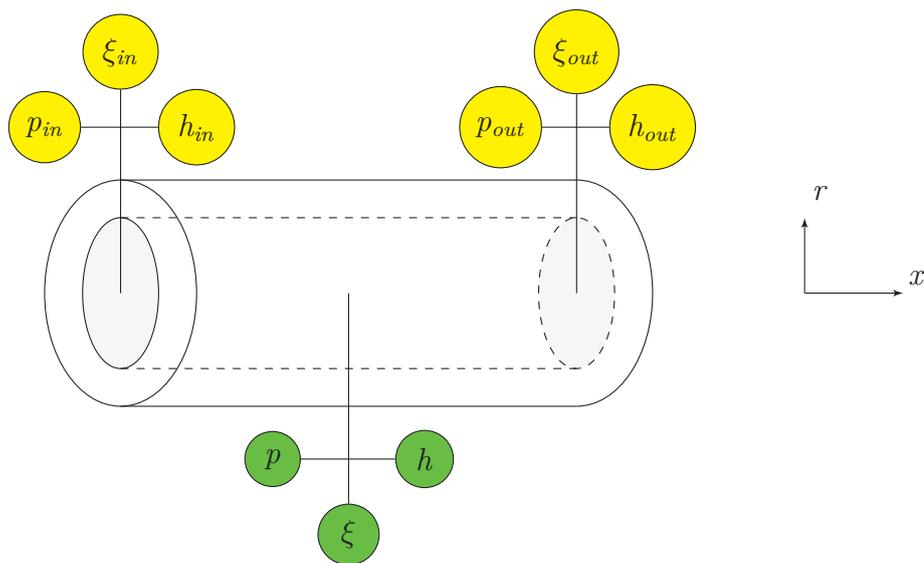
Letztendlich wird noch der Druck am Eingang des FLUID-Modells aus der Bernoulli'schen Energiegleichung aus Gleichung 2.2.4 benötigt. Durch die entgegengesetzte Richtung der Informationsweitergabe für den Druck im Simulationstool DynStar wird der Eingangsdruck als berechnete Variable des Systems benötigt. Nach der Herleitung für den Reibungsdruckverlust im Unterunterabschnitt A.2.1.1 wird der Druck am Eingang des KV beschrieben durch die Gleichung:

$$\begin{aligned}
p_{in_t} = & p_{out_t} + g \cdot \left( \frac{z_{out}}{v_{out_t}} - \frac{z_{in}}{v_{in_t}} \right) + \frac{\dot{m}_{out_t}^2 \cdot v_{out_t}}{2 \cdot A_{out}^2} - \frac{\dot{m}_{in_t}^2 \cdot v_{in_t}}{2 \cdot A_{in}^2} \\
& + \zeta \cdot \frac{L}{(d_{in} + d_{out})} \cdot \frac{(\dot{m}_{in_t} + \dot{m}_{out_t})^2 \cdot v_{in_t} \cdot v_{out_t}}{(A_{in} + A_{out}) \cdot (A_{in} \cdot v_{out_t} + A_{out} \cdot v_{in_t})}
\end{aligned} \tag{4.1.4}$$

Die Zustandsgröße des mittleren spezifischen Volumens  $v$ , der mittleren spezifischen Enthalpie  $h$ , der mittleren spezifischen Gaszusammensetzung  $\xi_i$  und des mittleren Druckes  $p$  für das KV wird für die Berechnung benötigt. Diese konzentrierten Parameter werden in Anlehnung an Unterunterabschnitt 2.2.2.2 mit einer universellen Berechnungsvorschrift für Fluide errechnet, auf welche im nächsten Abschnitt eingegangen wird.

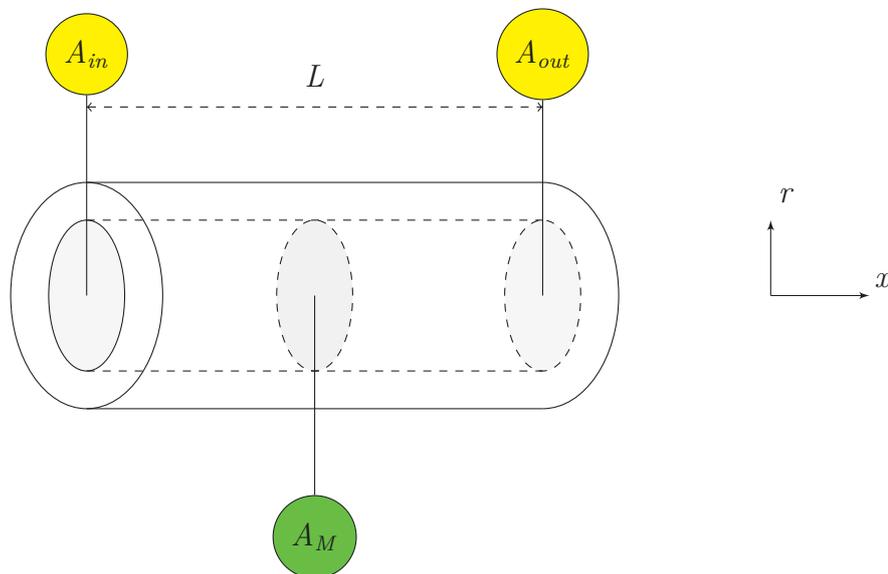
### 4.1.1. konzentrierte Parameter für das Basismodell FLUID

Für die Diskretisierung des Strömungskanals entlang der Rohrachse soll der örtliche Diskretisierungsfehler so gering wie möglich gehalten werden. Dies setzt voraus, dass man ein durchströmtes Element mit unterschiedlichen thermodynamischen Zuständen am Ein- und am Austritt in einen gemittelten Zustand mit konzentrierten Parametern für das KV überführt. Die mittleren thermodynamischen Zustandsgrößen, wie in Abbildung 4.2 dargestellt, beschreiben das System KV.



**Abbildung 4.2:** Schema der Verteilung der lokalen Zustandsgrößen im strömenden Fluid

Unter Anwendung der Erhaltungssätze für eine Mischung zweier stationärer Stoffströme in einem adiabaten, arbeitsdichten Raum [26], hier bezogen auf den Ein- und Austrittszustand des Fluides, wird der gemittelte Zustand für alle thermodynamischen Zustandsgrößen der Stützstelle des Mittelpunktes des KV als konzentrierter Parameter zugeordnet.



**Abbildung 4.3:** Lokale Zuordnung der Stützstellen im Strömungskanal

Das Volumen für den Rohrabschnitt errechnet sich mit der Formel.

$$V = \int_0^L A(x) dx \quad (4.1.5)$$

Unter Berücksichtigung einer feinen örtlichen Diskretisierung des Modells kann das Volumen für die Berechnung der konzentrierten Parameter des KV in zwei Teilvolumina gegliedert werden. Das erste Teilvolumen, links des mittleren Strömungsquerschnittes  $A_M$  wird der Eintrittsstelle zugeordnet mit dem Produkt aus dem Strömungsquerschnitt  $A_{in}$  und der halben Rohrlänge  $L$ . Das zweite Teilvolumen, rechts von  $A_M$  ist an die Austrittsstelle geknüpft und wird analog mit dem Strömungsquerschnitt  $A_{out}$  berechnet. Beide Teilvolumina aufsummiert ergeben den Bezug zum Zellmittelpunkt als konzentrierten Parameter für das KV, siehe Abbildung 4.3.

$$V = A_M \cdot L = \frac{A_{in} + A_{out}}{2} \cdot L \quad (4.1.6)$$

#### 4.1.1.1. Mittleres spezifisches Volumen im Kontrollvolumen

Betrachtet wird der aktuelle Zustand des Systems während des Berechnungszeitpunktes. Somit werden die stationären Bilanzgleichungen verwendet.

In einem stoffdichten System kann keine Masse entweichen. Die Massenbilanz für die Berechnung der konzentrierten Parameter aus den beiden Teilvolumina lautet für den ausgewählten Zeitpunkt:

$$m = m_{in} + m_{out} \quad (4.1.7)$$

Der konzentrierte Parameter „mittleres spezifisches Volumen“ des KV errechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned} \frac{V}{v} &= \frac{V_{in}}{v_{in}} + \frac{V_{out}}{v_{out}} \\ \frac{A_{in} + A_{out}}{v_M} &= \frac{A_{in}}{v_{in}} + \frac{A_{out}}{v_{out}} \\ v &= \frac{A_{in} + A_{out}}{\frac{A_{in}}{v_{in}} + \frac{A_{out}}{v_{out}}} \\ v &= v_{in} \cdot v_{out} \cdot \frac{A_{in} + A_{out}}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}} \end{aligned} \quad (4.1.8)$$

#### 4.1.1.2. Mittlere Stoffzusammensetzung im Kontrollvolumen

Für die massebezogene Stoffzusammensetzung wird der konzentrierte Parameter anhand der Stoffbilanz unter der Randbedingung, dass keine Stoffzufuhr bzw.- abfuhr stattfindet, beschrieben:

$$\begin{aligned} \xi_i \cdot m &= \xi_{in_i} \cdot m_{in} + \xi_{out_i} \cdot m_{out} \\ \xi \cdot \frac{A_{in} + A_{out}}{v} &= \xi_{in} \cdot \frac{A_{in}}{v_{in}} + \xi_{out} \cdot \frac{A_{out}}{v_{out}} \end{aligned} \quad (4.1.9)$$

Durch Ersetzen und nach Umstellung der Gleichung erhält man:

$$\xi = \frac{A_{in} \cdot v_{out} \cdot \xi_{in} + A_{out} \cdot v_{in} \cdot \xi_{out}}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}} \quad (4.1.10)$$

#### 4.1.1.3. Mittlere spezifische Enthalpie im Kontrollvolumen

Den konzentrierten Parameter „mittlere spezifische Enthalpie“ im KV in einem arbeitsdichten Raum mit konstantem Volumen erhält man über die Summe der beiden inneren Energien der Fluide an der Ein- und Austrittsstelle.

$$\begin{aligned} u \cdot m &= u_{in} \cdot m_{in} + u_{out} \cdot m_{out} \\ u &= h - p \cdot v \\ m \cdot (h - p \cdot v) &= m_{in} \cdot (h_{in} - p_{in} \cdot v_{in}) + m_{out} \cdot (h_{out} - p_{out} \cdot v_{out}) \end{aligned} \quad (4.1.11)$$

Durch Ersetzen und nach Umstellung der Gleichung erhält man:

$$\begin{aligned} h &= \frac{h_{in} \cdot A_{in} \cdot v_{out}}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}} \\ &+ \frac{h_{out} \cdot A_{out} \cdot v_{in}}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}} \\ &- \frac{v_{in} \cdot v_{out} \cdot [p_{in} \cdot A_{in} + p_{out} \cdot A_{out} - p \cdot (A_{in} + A_{out})]}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}} \end{aligned} \quad (4.1.12)$$

#### 4.1.1.4. Mittlerer Druck im Kontrollvolumen

Der mittlere Druck ist nur iterativ über die Energiebilanz zu ermitteln. Dabei wird ein Wert in die Gleichung 4.1.12 für  $p$  eingesetzt und anhand der Stoffwerttabelle kann mit den errechneten Größen der mittleren spezifischen Enthalpie  $h$ , des mittleren Druckes  $p$  und der mittleren Stoffzusammensetzung  $\xi_i$  das mittlere spezifische Volumen  $v$  nach Gleichung 4.1.13 ermittelt werden.

$$v = f(p, h, \xi_i) \quad (4.1.13)$$

Dieser Wert wird mit dem errechneten Wert in Gleichung 4.1.8 verglichen und der Druck  $p$  wird angepasst, bis die Änderungen eine vorgegebene Iterationsabbruchbedingung unterschreiten.

Mit diesen Definitionen wird der thermodynamische Zustand für das KV bestimmt. Die konzentrierten Parameter, beschrieben durch den Druck  $p$ , die spezifische Enthalpie  $h$ , die massebezogene Stoffzusammensetzung  $\xi_i$  und das daraus resultierende spezifische Volumen  $v$ , sind für die instationäre Berechnung des FLUID-Modells durch die Zustandsgrößen an der Ein- und Austrittsstelle substituiert worden.

#### 4.1.1.5. Programmatische Umsetzung

Laut dem PAP in Abbildung A.1 und den zugehörigen Berechnungsgleichungen aus dem Abschnitt A.1 berechnet man die Zustandsgrößen.

Mit den Stoffwertbibliotheken [20] und [7] erhält man weitere medienabhängige, für die instationäre Berechnung wichtige Zustandsgrößen wie die Temperatur  $\vartheta_F$ . Diese Berechnungsvorschrift ist universell für verschiedene Fluide wie WD, das RG sowie das Oxidationsmittel einsetzbar.

#### 4.1.2. Berechnungsabfolge für das Basismodell FLUID

Ein PAP für die Ermittlung der Ausgangsvariablen des Modells ist im Anhang in Abbildung A.2 dargestellt.

Des Weiteren wird die Temperatur des Fluides für die Berechnung des in Abbildung 2.3 gelb markierten Wärmeübergangstromes  $\dot{Q}$  benötigt. Als ab- bzw. zugeführter Energiestrom muss dieser in der Bilanz berücksichtigt werden. Über die Modellkopplung zum nächstfolgenden Basismodell „ROHRWAND“ wird dieser ermittelt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ , implementiert in der Berechnung des Wärmeübergangstromes, ist ebenfalls abhängig von der Temperatur des Fluides. Die Temperatur des Fluides wird mit der Stoffwerttabelle LIBIDGAS [7] bzw. LIBIF97 [20] ermittelt und ist eine Funktion aus dem Druck  $p$ , der spezifischen Enthalpie  $h$  und der Gaszusammensetzung  $\xi$ .

Die Berechnung des FLUID-Modells besitzt viele Rückkopplungen. Durch die Anwendung der impliziten Euler-Methode ist die iterative Anpassung der Zustandsgrößen und Stoffwerte während des Berechnungsablaufes notwendig. Abbruchbedingung für die Iteration ist eine vorher definierte zulässige Abweichung vom Wert der Fluidtemperaturen im Vergleich zur vorherigen Berechnungssequenz.

## 4.2. Basismodell ROHRWAND

Im neu erstellten Basismodell „Rohrwand“ wird ein eindimensionale Energiefluss durch eine Zylinderwand in Form eines Wärmestromes, eine Wärmeleitung gekoppelt mit einer Wärmespeicherung, basierend auf Abschnitt 2.2.1.2, abgebildet. Ein Temperaturunterschied zwischen den beiden Stützstellen an der Wandaußen- und der Wandinnenseite ist die Ursache für den Wärmestrom durch die Zylinderwand. Hinzu kommt der Wärmeübergangstrom zwischen der jeweiligen Wandseite vom heißen bzw. dem kalten Fluid und der Rohrwand. Das Bauteil um- bzw. durchströmende Fluid auf der „heißen Seite“ gibt den Wärmestrom ab bzw. das auf der „kalten Seite“ nimmt ihn auf. Für die Berechnung des Wärmeübergangstromes wird die Fluidtemperatur  $\vartheta_F$  verwendet, die eine Ausgangsgröße des FLUID-Modells darstellt.

### 4.2.1. Kopplung der Wärmeübertragungsmechanismen

Ein Großteil der Strömungskanäle oder der wärmeübertragenden Bauteile in den Großkraftwerken haben einen zylinderförmigen Aufbau der Trennwand. Dickwandige Sammlerrohre oder dünnwandige Rohre in den Überhitzer-, Verdampfer- und ECO-Heizflächen kommen hier zum Einsatz. Deshalb liegt der Fokus der Betrachtung auf dem zylinderförmigen Aufbau bei Rohren.

Die Wärmeströme der einzelnen Wärmeübertragungsmechanismen durch Konvektion, Strahlung und Leitung,

$$\dot{Q}_h = \alpha_h \cdot A_h \cdot (\vartheta_{F_h} - \vartheta_{W_h})$$

$$\dot{Q}_L = \frac{\lambda}{s} \cdot A_m \cdot (\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k})$$

$$\dot{Q}_k = \alpha_k \cdot A_k \cdot (\vartheta_{W_k} - \vartheta_{F_k})$$

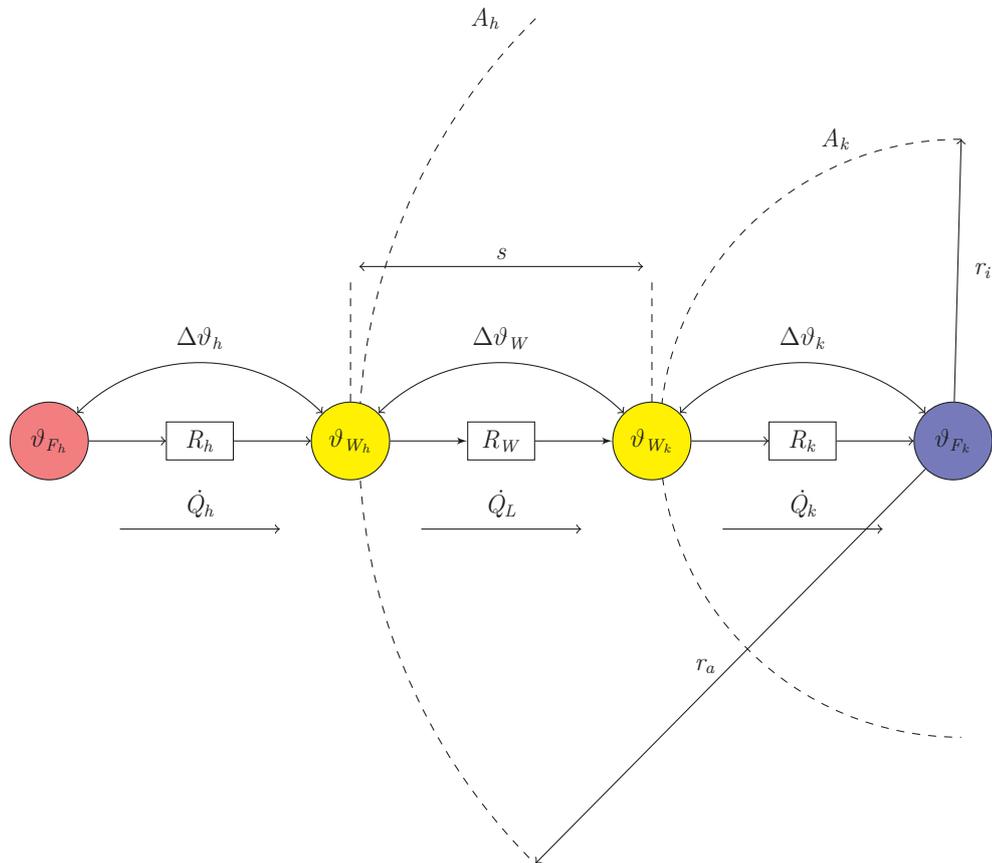
sowie der Energiespeicherung in der Wand werden in einem Gleichungssystem miteinander gekoppelt.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h - \dot{Q}_L &= V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{d\vartheta_W}{dt} \\ \dot{Q}_L &= \dot{Q}_k \end{aligned}$$

Gesucht sind die Temperaturen auf der Wandaußenseite  $\vartheta_{W_h}$  und der Wandinnenseite  $\vartheta_{W_k}$ , dargestellt in Abbildung 4.4.

Die mittleren Temperaturen der Fluide  $\vartheta_{F_h}$  und  $\vartheta_{F_k}$  sind bekannte Größen aus dem Basismodell „FLUID“, die Widerstände und die Wärmekapazität werden anhand der konstruktiven Parameter und den Materialkonstanten bestimmt.

Bei Rohren ist der Radius  $r$  oder der Durchmesser  $d$  angegeben und die Wandstärke  $s$  ist definiert. Für die verwendete Stahlorte der Rohre sind die spezifische Wärmekapazität  $c$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und auch die Dichte  $\rho$  aus Datenblättern zu entnehmen.



**Abbildung 4.4:** Schema der Wärmeübertragung von einem heißen auf ein kaltes Medium durch eine Rohrwand

Als wärmeübertragende Fläche im Zylinder wird die Mantelfläche verwendet und das Speichervolumen ist das Volumen eines Hohlzylinders. Die Wärmeübergangskoeffizienten werden bestimmt, indem die dem Modell zugeordneten neu implementierten Berechnungsvorschriften aus dem VDI-Wärmeatlas [5] im Abschnitt A.10 genutzt werden.

$$V = \pi \cdot L \cdot (r_a^2 - r_i^2)$$

$$A_h = 2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot L$$

$$A_k = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L$$

$$A_m = \frac{A_h - A_k}{\ln \frac{A_h}{A_k}}$$

Die zeitliche Ableitung der Temperatur des Wärmespeichers bezieht sich auf den konzentrierten Parameter der Temperatur des betrachteten KV der Rohrwand. Diese muss für die Berechnung analog der Herangehensweise im Unterabschnitt 4.1.1 mit den beiden Temperaturen auf der Wandaußenseite  $\vartheta_{W_h}$  und der Wandinnenseite  $\vartheta_{W_k}$  substituiert werden, welches nachfolgend beschrieben wird.

#### 4.2.2. Konzentrierte Parameter für das Basismodell ROHRWAND

Ausgehend von der stationären Wärmeleitgleichung für Zylinder ohne Wärmequelle bzw. -senke ist der Temperaturverlauf im Zylinder wie folgt beschrieben.

$$\vartheta(r) = \vartheta_{W_k} + \frac{\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k}}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \cdot \ln \frac{r}{r_i} \quad (4.2.1)$$

Betrachtet für die lokale Stelle des konzentrierten Parameters wird der mittlere Radius des Hohlzylinders mit  $r = (r_a + r_i) / 2$  verwendet. Mit der Gleichung für die Wandstärke  $s = r_a - r_i$  wird der Außenradius ersetzt durch  $r_a = r_i + s$  und der mittlere Radius beträgt  $r = r_i + s/2$ .

Der konzentrierte Parameter der mittleren Wandtemperatur errechnet sich somit nach folgender Gleichung:

$$\vartheta = \vartheta_{W_k} + (\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k}) \cdot \frac{\ln \left(1 + \frac{s}{2 \cdot r_i}\right)}{\ln \left(1 + \frac{s}{r_i}\right)} \quad (4.2.2)$$

Durch die Restriktion einer starren Wand und die konstanten Parameter für die Wandstärke und den Innenradius des Hohlzylinders kann eine Substitution erfolgen.

$$x = \frac{\ln \left(1 + \frac{s}{2 \cdot r_i}\right)}{\ln \left(1 + \frac{s}{r_i}\right)}$$

$$\vartheta = (1 - x) \cdot \vartheta_{W_k} + x \cdot \vartheta_{W_h}$$

Die mittlere Wandtemperatur kann jetzt in die Gleichung für den Wärmespeicher eingesetzt werden und das Gleichungssystem wird aufgestellt.

$$\frac{1}{R_h} \cdot (\vartheta_{F_h} - \vartheta_{W_h}) - \frac{1}{R_W} \cdot (\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k}) = C_W \cdot \left[ (1 - x) \cdot \frac{d\vartheta_{W_k}}{dt} + x \cdot \frac{d\vartheta_{W_h}}{dt} \right]$$

$$\frac{1}{R_W} \cdot (\vartheta_{W_h} - \vartheta_{W_k}) = \frac{1}{R_k} \cdot (\vartheta_{W_k} - \vartheta_{F_k})$$

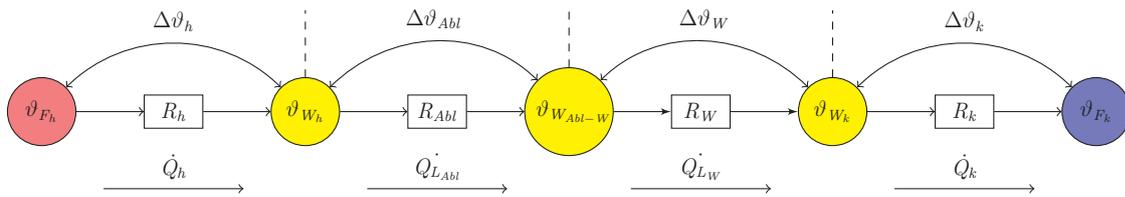
Beschrieben mit den Widerständen, der Kapazität und der mittleren Temperatur aus dem KV ROHRWAND entsteht ein Gleichungssystem mit 2 unbekanntem Größen für die Wandtemperatur auf der Außen- und der Innenseite des Rohres  $\vartheta_{W_h}$  und  $\vartheta_{W_k}$ , unter der Voraussetzung des Bekanntseins der Fluidtemperaturen  $\vartheta_{F_h}$  und  $\vartheta_{F_k}$ . Mit 2 Gleichungen und 2 Unbekannten ist das Gleichungssystem eindeutig lösbar. Wird das KV der Wand feiner diskretisiert, was bedeutet, dass es in mehr als zwei KV untergliedert wird, so steigt die Anzahl der Gleichungen mit der Anzahl der Nodalierungen. Für den beschriebenen Fall der einfachen Aufteilung der Wand in nur ein KV entsteht unter Nutzung der impliziten Euler-Methode aus Unterunterabschnitt 2.2.2.3 für die Differentialquotienten der Wandtemperaturen abhängig von der Simulationszeitschrittweite folgendes Gleichungssystem in Gleichung 4.2.3, dargestellt in einer Matrixschreibweise der Form  $A \cdot X = B$ . Gelöst wird das Gleichungssystem mit dem Gauß'schem Lösungsverfahren (siehe Abschnitt A.3), der für diese Berechnung als Routine in DynStar neu implementiert wurde.

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{pmatrix} \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_W} + \frac{C_W}{\Delta t} \cdot x & -\frac{1}{R_W} + \frac{C_W}{\Delta t} \cdot (1-x) \\ -\frac{1}{R_W} & \frac{1}{R_W} + \frac{1}{R_k} \end{pmatrix} \\
 X &= \begin{bmatrix} \vartheta_{W_{h_t}} \\ \vartheta_{W_{k_t}} \end{bmatrix} \\
 B &= \begin{bmatrix} \frac{1}{R_h} \cdot \vartheta_{F_{h_t}} + \frac{C_W}{\Delta t} \cdot [x \cdot \vartheta_{W_{h_{t-\Delta t}}} + (1-x) \cdot \vartheta_{W_{k_{t-\Delta t}}}] \\ \frac{1}{R_k} \cdot \vartheta_{F_{k_t}} \end{bmatrix} \quad (4.2.3)
 \end{aligned}$$

Die Wandtemperaturen auf der Innen- und der Außenseite sind wichtige Größen zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten, die wiederum in der Berechnung der Widerstände Verwendung finden und einen Modelleingang darstellen. Unter Nutzung einer sequentiellen Berechnungsvorschrift werden mit den aktuell ermittelten Wandtemperaturen die Wärmeübergangskoeffizienten angepasst und die Wandtemperaturen erneut berechnet. Abbruchbedingung der Iterationen ist ein unveränderter Wert der Wandtemperaturen bezogen auf den Wert des vorherigen Iterationsschrittes.

Das Berechnungsergebnis dieser Methode sind die Wandtemperaturen an den Grenzen des KV. Die Wandtemperaturen werden für weitere Berechnungen wie beispielsweise den Wärmeübergangstrom vom Fluid auf die Wand und auch für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten verwendet.

Werden zusätzliche Ablagerungsschichten auf der Rohrwand betrachtet, wird das Modell um je eine Schicht erweitert und das Gleichungssystem erhält mindestens je eine weitere Gleichung.



**Abbildung 4.5:** Schema der Wärmeübertragung von einem heißen auf ein kaltes Medium durch eine Rohrwand mit einer Ablagerungsschicht

Im Parametermenü der verwendeten Wärmeübertragermodelle werden die entsprechenden Wandschichten konfiguriert. Mit Hilfe der nutzerspezifischen Eingaben wird die Berechnungsmatrix schrittweise während der Initialisierung aufgebaut. Die Konfiguration ist abhängig von der Anzahl der unterschiedlichen Materialien (Rohrwand, Ablagerungsschichten) und der Einstellung der Nodalisierungstiefe für die einzelne Wandschicht. Der Anwender hat somit einen direkten Einfluss auf den Detaillierungsgrad und die damit gekoppelte Berechnungszeit des Modells.

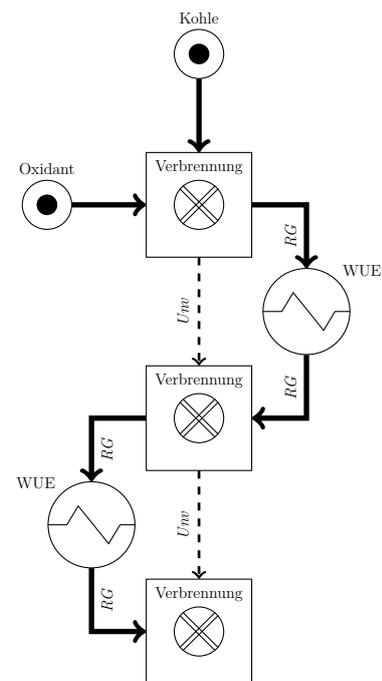
Die Berechnung der eindimensionalen instationären Wärmeleitung durch eine Zylinderwand wurde im Quellcode von DynStar mittels der objektorientierten Programmierung als neue Prozedur hinterlegt und kann jederzeit als Berechnungsroutine von den, in den Simulationen verwendeten, Modellen aufgerufen werden.

### 4.3. Basismodell VERBRENNUNG

In einer ständigen Weiterentwicklung des Simulationswerkzeuges DynStar wurde ein vorhandenes Modell der Verbrennungsrechnung mit dem Bearbeitungsstand aus einem Forschungsprojekt ADECOS II [27] mit Beteiligung der Hochschule Zittau/Görlitz aus dem Unterunterabschnitt 2.2.1.3 aufgegriffen, erweitert und verbessert.

In Brennräumen von Großkraftwerken findet meist eine mehrstufige Verbrennung statt, dargestellt in Abbildung 4.6 und der Brennstoff wird erst über den gesamten Brennkammervorlauf vollständig umgesetzt. Eine parallel ablaufende Wärmeübertragung (WÜ) findet aber auch in den unteren Brennkammersegmenten statt. Die Möglichkeit eines lokal definierten Brennstoffumsatzes ist im Basismodell der Verbrennung implementiert worden. Ausgehend von dieser Überlegung muss ein Anteil unverbrannten Brennstoffes definiert werden, der die Menge des Brennstoffausganges beschreibt. Berücksichtigt wird dieser Anteil auch in der Berechnung der Strahlung der Rauchgassuspension, als Größe der Beladung von unverbrannten Kohleteilchen bezogen auf die Rauchgasmenge. Somit ist es möglich, ein Abbrandverhalten über den Verlauf der Brennkammer nachzubilden.

Auch der Anteil einer unvollkommenen Verbrennung in der Entstehung von Kohlenmonoxid  $CO$  wird hierbei berücksichtigt. Das Modell der Verbrennungsrechnung wird nach dem Schema in Abbildung 4.7 aufgebaut und mit dem dazugehörigen Parametermenü versehen.



**Abbildung 4.6:** mehrstufige Verbrennung

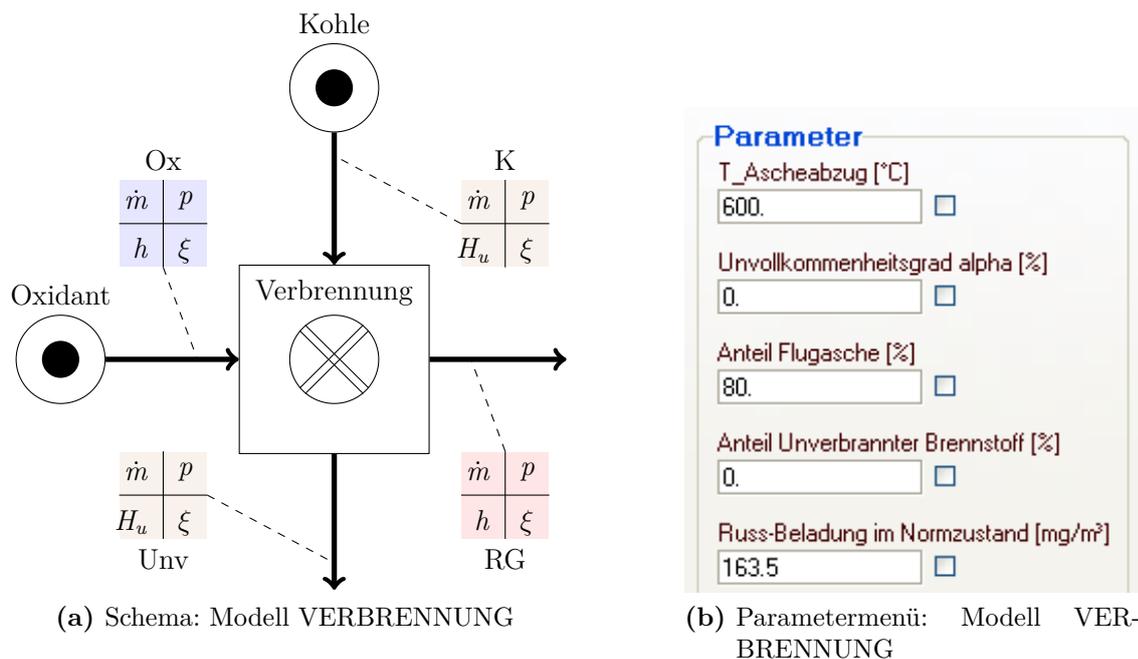


Abbildung 4.7: Modell VERBRENNUNG

Für eine unvollständige Verbrennung wird in der Parametrierung des Modells ein „Anteil unverbrannten Brennstoffes“  $U$  eingeführt, der prozentual zum Eingangsmassentrom der Kohle den Restkohleanteil definiert  $\dot{m}_{Unv} = U \cdot \dot{m}_K$ . Der unverbrannte Brennstoff am Austritt besitzt die gleiche Temperatur  $\vartheta$  wie das entstehende Verbrennungsgas, was in der Energiestrombilanz aus Gleichung 2.2.12 berücksichtigt werden muss.

Für die massebezogenen Stoffbestandteile des entstehenden Verbrennungsgases RG wird die stationäre Berechnung mit der Massenbilanz und der chemischen Umsetzung aus Unterunterabschnitt 2.2.1.3 verwendet.

Eine unvollkommene Verbrennung beinhaltet Kohlenmonoxidbestandteile im RG. Die prozentuale Menge des Umsatzes von Kohlenstoff in entstehendes Kohlenmonoxid  $CO$  wird durch den Parameter „Unvollkommenheitsgrad  $\alpha$ “ festgelegt.

Für die Berechnung der Verbrennungstemperatur  $\vartheta_{RG}$  des entstehenden RG wird die Energiebilanz über die ein- und austretenden Stoffströme aus Abschnitt 2.2.1.3 verwendet.

Weitere wichtige Kenngrößen für die Verbrennung sind der minimale Sauerstoffbedarf  $O_{2_{min}}$  und die Stöchiometrie Kennzahl  $\lambda$ , welche mit folgenden Formeln berechnet und als Werte am Modellausgang bereitgestellt werden.

$$\begin{aligned} O_{2_{min}} \left[ \frac{kg \ O_2}{kg \ K} \right] &= \left( \frac{\xi_{C_K}}{M_C} + \frac{\xi_{H_K}}{2 \cdot M_{H_2}} + \frac{\xi_{S_K}}{M_S} - \frac{\xi_{O_K}}{M_{O_2}} \right) \cdot M_{O_2} \\ \dot{m}_{O_{2_{min}}} \left[ \frac{kg \ O_2}{s} \right] &= O_{2_{min}} \cdot \dot{m}_K \end{aligned} \quad (4.3.1)$$

Mit der berechneten Mindestsauerstoffmenge für eine stöchiometrische Verbrennung und der tatsächlich zugeführten Oxidationsmittelmenge kann die Stöchiometrie Kennzahl berechnet werden.

$$\lambda = \frac{\xi_{O_{2_{Ox}}} \cdot \dot{m}_{Ox}}{\dot{m}_{O_{2_{min}}}} \quad (4.3.2)$$

Wird, wie bei der Oxyfuel-Verbrennung, RG rezirkuliert, werden zwei unterschiedliche Stöchiometrie Kennzahlen definiert. Einerseits die globale Stöchiometrie Kennzahl  $\lambda_{global}$ , die eine Bilanz über den Gesamtprozess verwendet und andererseits die lokale Stöchiometrie Kennzahl  $\lambda_{lokal}$ , mit einer Bilanz um lokale Orte, wie beispielsweise den Brennerbereich. Diese beiden Kennzahlen definieren das Oxyfuel-Kennfeld [22].

$$\lambda_{global} = \frac{\xi_{O_{2_{Ox}}} \cdot \dot{m}_{Ox}}{\dot{m}_{O_{2_{min}}}} \quad (4.3.3)$$

$$\lambda_{lokal} = \frac{\xi_{O_{2_{Ox}}} \cdot \dot{m}_{Ox} + \xi_{O_{2_{Rezi}}} \cdot \dot{m}_{Rezi}}{\dot{m}_{O_{2_{min}}}} \quad (4.3.4)$$

Für die Oxyfuel-Verbrennung wird das Kennfeld einerseits bestimmt durch den Sauerstoffgehalt im Abgas und des weiteren durch den Sauerstoffgehalt im Brennerbereich. Beide Werte werden als volumetrischer Anteil im feuchten Gas angegeben. Die Umrechnung auf den volumetrischen Anteil erfolgt über die molaren Massen der Einzelbestandteile.

$$\begin{aligned} \frac{1}{M_{Gemisch}} &= \sum_{i=1}^n \frac{\xi_i}{M_i} \\ \psi_i &= \frac{M_{Gemisch}}{M_i} \cdot \xi_i \end{aligned} \quad (4.3.5)$$

Der Sauerstoffgehalt am Brenner ist dementsprechend der Sauerstoffgehalt des Oxidanten  $\psi_{O_{2_{Ox}}}$  und des Rezirkulationsgases  $\psi_{O_{2_{Rezi}}}$  und der Sauerstoffgehalt im Abgas

ist der Sauerstoffgehalt des entstehenden Verbrennungsgases  $\psi_{O_2_{RG}}$ .  
Eine Umrechnung auf trockene Werte kann jederzeit durch die nachfolgende Formel vollzogen werden, wobei nach der Berechnung die Wasserbestandteile jeweils auf Null gesetzt werden.

$$\begin{aligned}\xi_i &= \frac{\xi_i}{1 - \xi_{H_2O}} \\ \psi_i &= \frac{\psi_i}{1 - \psi_{H_2O}}\end{aligned}\tag{4.3.6}$$

Das Basismodell VERBRENNUNG ist für die Modellierung der Wärmequelle RG notwendig und fordert die Bereitstellung von Kohle und weiterer verschiedener Fluide mit den Oxidationsmitteln Luft und Sauerstoff, die in dem schon angesprochenen Forschungsprojekt ADECOS II [27] in DynStar implementiert wurden.

## 5. Kopplung der Basismodelle

In wärmeübertragenden Bauteilen wie den Rohrbündelwärmeübertragern oder der Membranwand des Dampferzeugers findet eine Wärmeübertragung von einem heißen Fluid auf ein kaltes Fluid durch eine Rohrwand statt. Somit wird ein FLUID-Modell für die Wärmequelle und eines für die Wärmesenke benötigt sowie ein Basismodell für die instationäre Wärmeleitung durch eine Rohrwand. Durch die direkte Kopplung der drei Basismodelle entsteht ein instationäres mehrdimensionales Wärmeübertrager-Grundmodell, welches im folgenden Abschnitt erläutert wird. Vorbereitend auf die Einbindung der neuen Modelle für die instationäre Berechnung im DynStar wurde vom Autor mit Hilfe der objektorientierten Programmierung eine Möglichkeit der örtlichen Diskretisierung der FBL geschaffen.

### 5.1. Aufbau des Wärmeübertrager-Grundelementes

Die Wärmeübertragung von einem heißen Medium durch eine Zylinderwand auf ein kaltes Medium verlangt die Kopplung der in Abschnitt 4.1 und Abschnitt 4.2 beschriebenen Basismodelle nach dem in Abbildung 5.1 dargestellten Aufbau und nach folgendem Funktionsprinzip (siehe Abbildung 5.2).

Über den Wärmeübergangstrom, sind die beiden Basismodelle FLUID und ROHRWAND direkt miteinander verknüpft. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  erfordert die Fluid-  $\vartheta_F$  und die Wandtemperatur  $\vartheta_W$ , welche jeweils die Berechnungsgröße der einzelnen Teilmodelle darstellen. Der Wärmeübergangstrom ist jedoch auch direkt mit der Berechnung der Temperaturen der beiden Basismodelle gekoppelt, welches eine weitere Iteration der Einzelberechnung der Teilmodelle erfordert.

Nur durch eine sequentiell ablaufende Berechnungsvorschrift, wie im PAP in Abbildung 5.2 dargestellt, kann die vollimplizite Berechnung des Wärmeübertrager-Grundelementes an die aktuellen Bedingungen angepasst werden.

Die Ausgänge der Teilmodelle FLUID, die Fluidtemperatur  $\vartheta_F$ , sowie die Ausgänge des Teilmodells ROHRWAND, die Wandtemperatur  $\vartheta_W$ , sind Eingänge für die Berechnung der Koppelgröße, den Wärmeübergangstrom.

Die aktuell berechneten Temperaturen aus den Teilmodellen werden mit dem Wert aus dem vorherigen Iterationsschritt verglichen und nur bei Übereinstimmung ist die Modellberechnung für den aktuellen Zeitpunkt beendet. Weichen die Werte voneinander ab, wird in einer erneuten Abfolge ( $i + 1$ ) mit den errechneten Werten

---

eine neue Bilanz um das Wärmeübertrager-Grundelement aufgestellt.

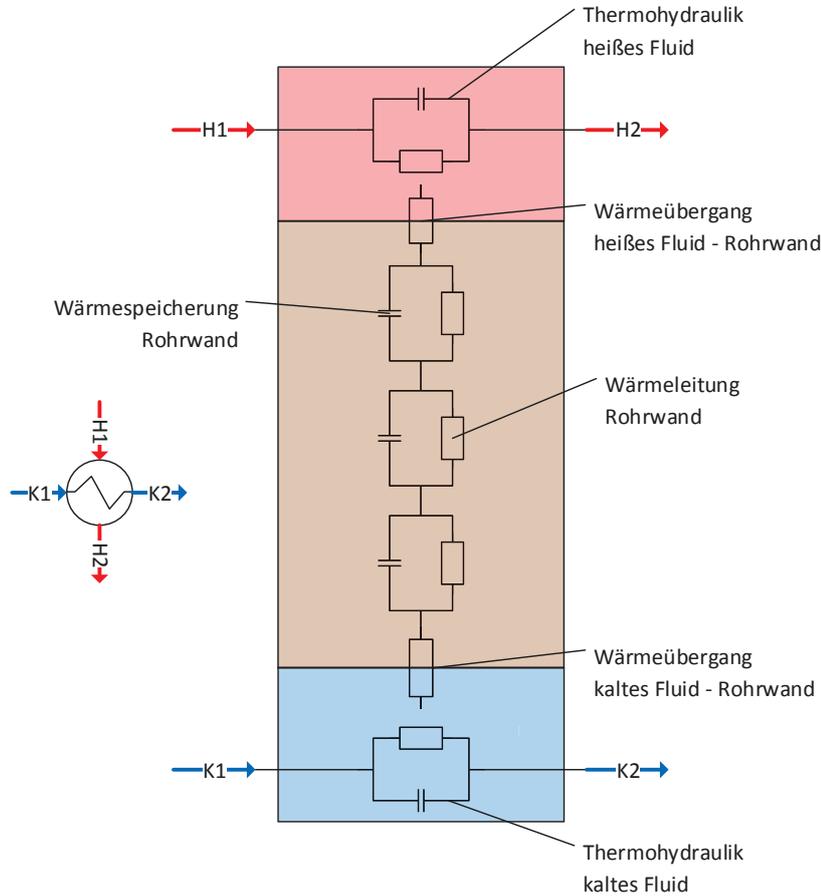


Abbildung 5.1: Aufbau Wärmeübertrager-Grundelement

Zur Darstellung des Wärmeübertrager-Grundelementes wurde das Schaltbild des Wärmeübertragers aus der Norm „DIN 2481 - Wärmekraftanlagen (Grafische Symbole)“ als Vorlage verwendet. Substituiert ist die Begrenzung des Rechtecks durch einen Kreis mit der Bedeutung eines Wärmeübertragergrundelementes. Erst die Zusammenschaltung mehrerer Wärmeübertragergrundelemente ist dem Aufbau des Wärmeübertragers zuzuordnen, wovon in den nachfolgenden Abschnitten Gebrauch gemacht wird.

Die neu erstellten Basismodelle werden autark berechnet und als Subroutinen in die Berechnung eingebunden. Die Forderung eines modularen Aufbaus des Modells ist damit umgesetzt.

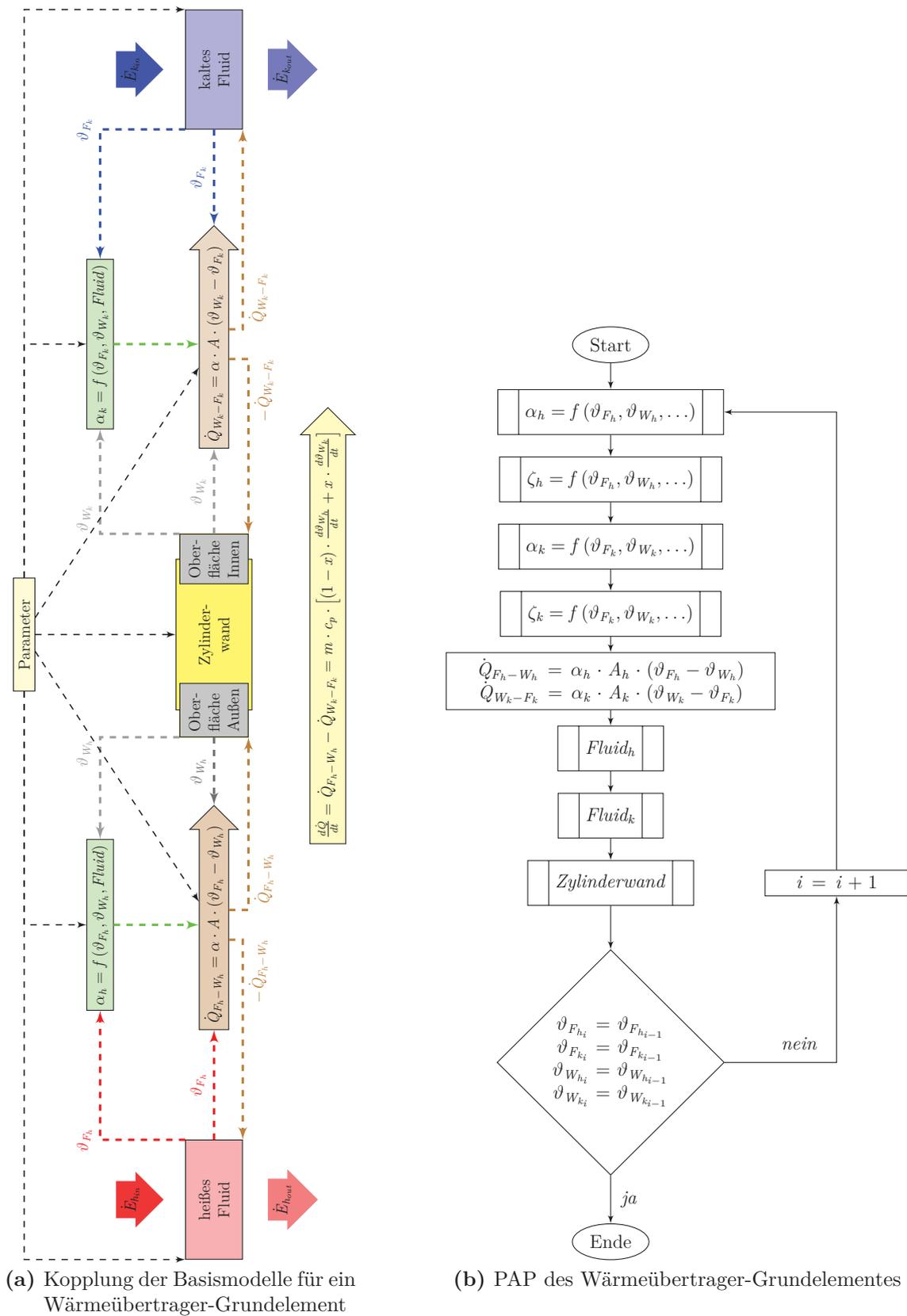


Abbildung 5.2: Aufbau und PAP des instationären Wärmeübertrager-Grundelementes

## 5.2. Reihenschaltung aus mehreren Wärmeübertrager-Grundelementen - das Modell ROHR

Ein durchströmtes Rohr mit einer wärmeübertragenden Wand wird örtlich entlang der Rohrachse diskretisiert. Es entsteht eine Reihenschaltung aus einzelnen Wärmeübertrager-Grundelementen, angelehnt an die Berechnungsroutine aus Unterunterabschnitt 2.2.2.4.

### 5.2.1. Aufbau des Modells ROHR

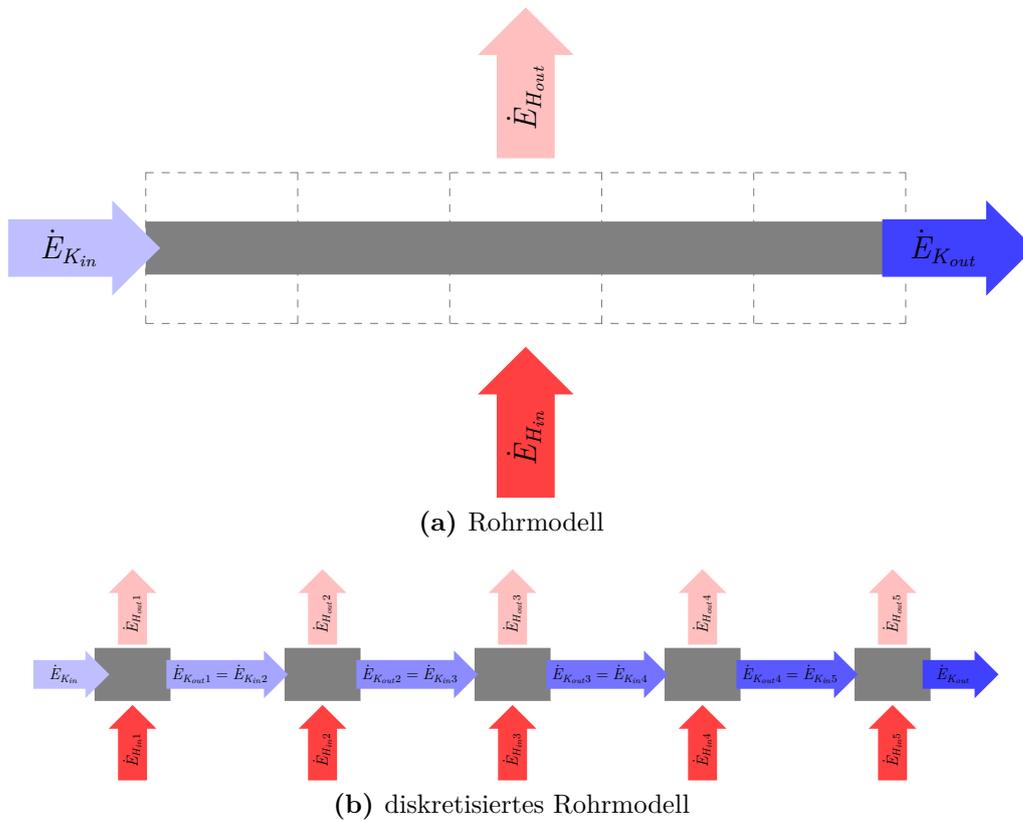
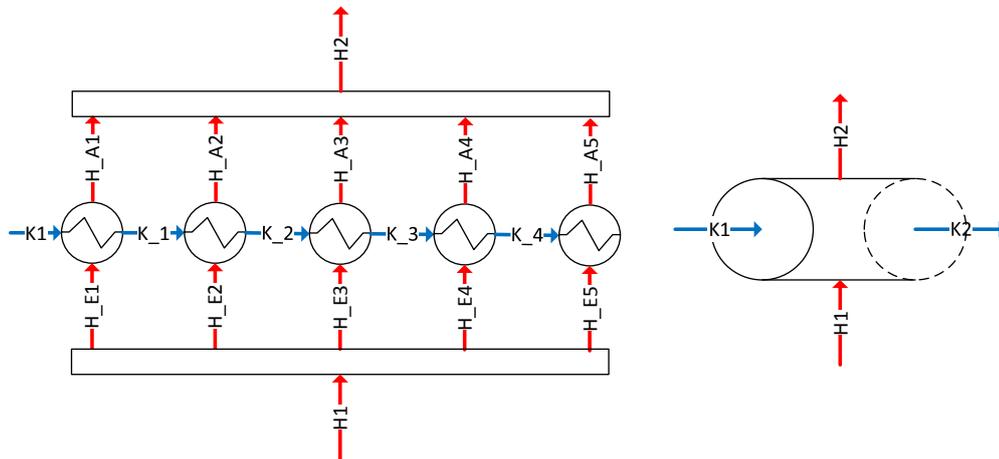


Abbildung 5.3: Modellaufbau eines durchströmten Rohres

Ein das Rohr durchströmendes Fluid und ein weiteres Fluid, welches das Rohr umströmt, definieren die Medien für die Wärmequelle und die Wärmesenke. Das Fluid außerhalb des Strömungskanals kann, wie in Rohrbündelwärmeübertragern in Kraftwerken, das heiße RG sein oder beispielsweise auch nur die Umgebung, betrachtet als ruhendes Medium, wie in den Sammlerrohren des WD-Kreislaufes oder der RG-Rezirkulationsleitung. Dabei werden unterschiedliche Ansätze für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten verwendet.

Das „Wärmeübertrager-Grundelement“ kann nur bedingt für seine kleine, axial gerichtete Lauflänge angewendet werden. Eine örtliche Diskretisierung des Rohres ist demzufolge notwendig und es wird eine Reihenschaltung von  $x$  Wärmeübertrager-Elementen aufgebaut, wie in Abbildung 5.3 gezeigt ist und schemenhaft die Kopplung der Wärmeübertrager-Grundelemente in Abbildung 5.4 dargestellt ist.



**Abbildung 5.4:** Aufbau Rohr - Reihenschaltung der Wärmeübertrager-Grundelemente

Die Angabe des Detaillierungsgrades in axialer Richtung wird im Parametermenü unter „Unterteilung axial [-]“ vom Nutzer konfiguriert. Auch der Detaillierungsgrad in radialer Richtung für die ROHRWAND ist unter der „Unterteilung radial [-]“ variabel einstellbar. Somit ist ein neues universelles Modell, welches auf die geforderte Anwendung angepasst werden kann, geschaffen worden.

Konfiguriert wird das Modell, dargestellt in Abbildung A.12, mit den in Abbildung 2.3 beschriebenen Größen. Drei Wandschichten sind dem Modell zugeordnet, die Rohrwand und jeweils eine Ablagerungsschicht auf der Innen- und Außenseite der Rohrwand, die bei Bedarf aktiviert werden können. Die Ablagerungsschicht auf der Außenseite kann durch eine Isolierschicht ersetzt werden.

### 5.2.2. Berechnungen im Modell ROHR

Strömt, wie in Rohrbündelwärmeübertragern um die Außenseite des Rohres, ein Fluid senkrecht zur Strömungsrichtung des durchströmenden Fluides, so muss der Massenstrom des umströmenden Mediums gleichmäßig auf die einzelnen Wärmeübertrager-Grundelement-Segmente aufgeteilt werden. Eine Gleichverteilung wird in dieser Modellierung angewandt.

$$\dot{m}_{1...x} = \frac{\dot{m}_{ges}}{x} \quad (5.2.1)$$

Der Druckverlustbeiwert im Unterabschnitt A.11.1 und der innere Wärmeübergangskoeffizient im Unterabschnitt A.10.1 des das Rohr durchströmenden Mediums wird mit Berechnungsvorschriften, angelehnt an den VDI-Wärmeatlas [5], bestimmt. Diese Berechnungsvorschriften sind als Funktionsroutinen im Quellcode von Dyn-Star neu implementiert worden und jederzeit abrufbar.

$$\zeta_{\text{durch Rohr}} = f(\dot{m}, d_i, L, p, h, \vartheta_{W_i}, K)$$

$$\alpha_{\text{durch Rohr}} = f(\dot{m}, d_i, L, p, h, \vartheta_{W_i})$$

Für Sammlerrohre wird der äußere Wärmeübergangskoeffizient für freie Konvektion in der Umgebung mit der Funktion im Unterabschnitt A.10.6 ermittelt, die auch an die Berechnungsroutine des VDI-Wärmeatlas [5] angelehnt ist.

$$\alpha_{\text{Umgebung}} = f(\vartheta_{\text{Umgebung}}, \vartheta_{W_a})$$

### 5.3. Parallel verlaufende Rohre - das Modell ROHRBÜNDEL

Eine Erweiterung des Rohrmodells ist in dem Modell ROHRBÜNDEL zu finden. Bei einem durchströmten Rohrbündel mit  $n$  parallel verlaufenden Rohren (in einer Reihe) und der Anordnung in  $m$  Rohrreihen wird der Massenstrom des strömenden Mediums innerhalb der Rohre aufgeteilt.

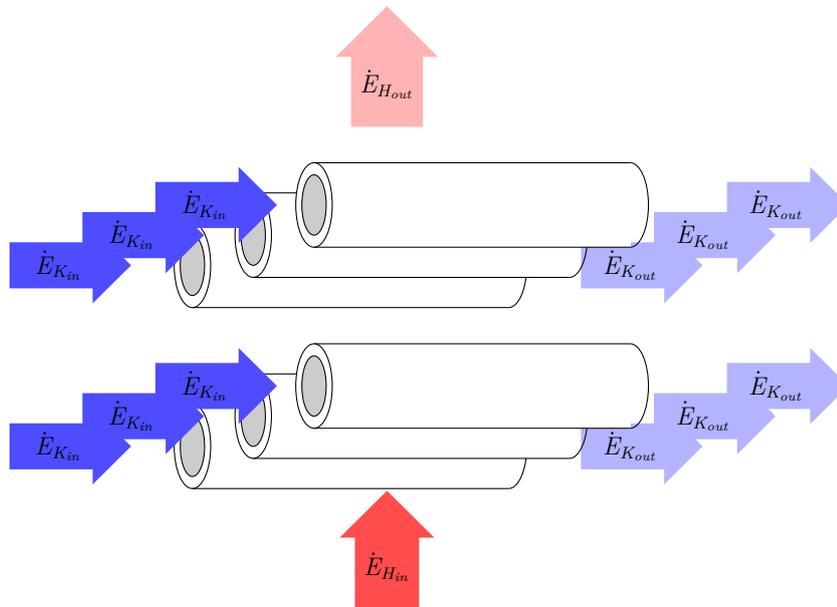


Abbildung 5.5: Modellaufbau für ein durchströmtes Rohrbündel

Hier sind der Strömungsquerschnitt und die Anzahl der Rohre die Parameter für die Berechnung des Aufteilungsverhältnisses.

Auch hier wird bei gleich großen Rohrquerschnitten für alle Rohre eine Gleichverteilung des Massenstromes des durchströmenden Mediums umgesetzt. Folgende Vorschrift berechnet die Aufteilung des Fluidmassenstromes, welches die Rohre durchströmt.

$$\dot{m}_{i=1\dots n; j=1\dots m} = \frac{\dot{m}_{ges}}{n \cdot m} \quad (5.3.1)$$

Für die Berechnung des Druckverlustbeiwertes durch das Rohr im Unterabschnitt A.11.1 und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten im Unterabschnitt A.10.1 des das Rohr durchströmenden Mediums wird zuerst nur ein Rohr betrachtet und auch nur die wärmeübertragende Mantelfläche eines Rohres.

Der gesamte Wärmeübergangstrom über das im Abschnitt betrachtete Rohrbündel wird über die Anzahl der Rohre und der Reihen aufsummiert.

$$\alpha_{durch\ Rohr} = f\left(\frac{\dot{m}_{ges}}{n \cdot m}, d_i, L_{ges}, p, h, \xi, \vartheta_{W_i}\right)$$

$$L_{Abschnitt} = \sum_{i=1}^x L_i$$

$$A_{Mantel} = \pi \cdot L_{Abschnitt} \cdot d_i$$

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = \alpha_{durch\ Rohr} \cdot A_{Mantel} \cdot (\vartheta_{W_i} - \vartheta_F)$$

$$\dot{Q}_{Rohr} = \sum_{i=1}^x \dot{Q}_{Abschnitt_i}$$

$$\dot{Q}_{ges} = \sum_{j=1}^m \left( \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Rohr_{i,j}} \right)$$

Der Druckverlust hingegen ist aufgrund der Parallelschaltung der Rohre genauso hoch wie in einem Rohr.

$$\zeta_{durch\ Rohr} = f\left(\frac{\dot{m}_{ges}}{n \cdot m}, d_i, L_{ges}, p, h, \vartheta_{W_i}, K\right)$$

$$\Delta p_{Abschnitt} = \zeta_{durch\ Rohr} \cdot \frac{L_{Abschnitt}}{d_i} \cdot \frac{\dot{m}_{einzel}^2}{\rho \cdot A^2}$$

$$\Delta p_{Rohr} = \sum_{i=1}^k \Delta p_{Abschnitt_i}$$

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_{Rohr}$$

Der Druckverlustbeiwert im Unterabschnitt A.11.2 und der äußere Wärmeübergangskoeffizient im Unterabschnitt A.10.2 für das das Rohr umströmende Medium werden auf den Strömungsabschnitt bezogen.

Aufgrund der eindimensionalen axialen Aufteilung in einzelne Berechnungsabschnitte wird der gesamte Strömungsquerschnitt in  $x$  Segmente gegliedert.

$$\alpha_{konv\,durch\,Rohrbuendel} = f\left(\frac{\dot{m}_{ges}}{x}, d_a, s_{quer}, s_{laengs}, n, m, B, T, p, h, \vartheta_{W_a}\right) \quad (5.3.2)$$

$$A_{Mantel} = \pi \cdot L_{Abschnitt} \cdot d_a$$

Der Wärmeübergangstrom setzt sich bei RG aus dem konvektivem und dem strahlenden Anteil entsprechend Unterabschnitt A.10.4 zusammen. Für die Strahlung muss die Schichtdicke (Gleichung 5.3.3) berechnet werden.

$$V = s_{quer} \cdot H \cdot B$$

$$A = 2 \cdot (s_{quer} \cdot H + s_{quer} \cdot B + H \cdot B)$$

$$s_{gl} = 3,6 \cdot \frac{V}{A} \quad (5.3.3)$$

$$\alpha_{strahl\,an\,Wand} = f(s_{gl}, \epsilon_{Rohr}, \vartheta_{W_a}, \vartheta_{Gas}, p_{CO_2}, p_{H_2O},$$

$$B_A, d_A, \rho_A, Q_{abs_A}, B_R, B_K, d_K, \rho_K, Q_{abs_K})$$

$$B_A = \frac{\dot{m}_{FA}}{\dot{m}_{RG}} \cdot \rho_{RG}$$

$$B_K = \frac{\dot{m}_{Unv}}{\dot{m}_{RG}} \cdot \rho_{RG}$$

Die Summe beider Wärmeströme, bezogen auf die Mantelfläche, ergibt den gesamten Wärmeübergangstrom.

$$A_{Projektion} = 2 \cdot L_{Abschnitt} \cdot d_{aRohr}$$

$$\alpha_{durch\,Rohrbuendel} = \left( \alpha_{konv\,durch\,Rohrbuendel} + \frac{A_{Projektion}}{A_{Mantel}} \cdot \alpha_{strahl\,durch\,Rohrbuendel} \right)$$

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = \alpha_{durch\,Rohrbuendel} \cdot A_{Mantel} \cdot (\vartheta_F - \vartheta_{W_a})$$

$$\dot{Q}_{Rohr} = \sum_{i=1}^k \dot{Q}_{Abschnitt_i}$$

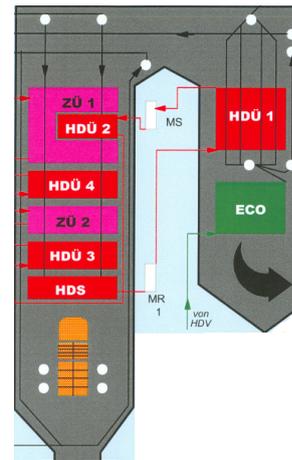
$$\dot{Q}_{ges} = \sum_{j=1}^m \left( \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Rohr_{i,j}} \right)$$

Die Grundberechnungen für ein wärmeübertragendes Rohrbündel sind demnach beschrieben, wobei hier der Fokus der Berechnung auf den einzelnen Segmenten liegt, welche als erweiterte Wärmeübertrager-Grundelemente betrachtet werden.

Im nächsten Abschnitt wird beschrieben, wie das universelle Modell an spezielle Bauarten angepasst wird.

## 5.4. Das Modell ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGER

Eine häufig in Kohlekraftwerken zu findende Wärmeübertragerbaugruppe ist der Rohrbündelwärmeübertrager. In dem Referenzkraftwerk für Braunkohle in Abbildung 5.6 sind die HDUE1...HDUE4 sowie die Zwischenüberhitzer (ZUE)1 und ZUE2 und zu guter Letzt der ECO in dieser Form im Dampferzeuger verbaut. Viele Rohrbündel sind in mehreren Bahnen angeordnet und kreuzen mehrmals den RG-Strom, womit das erste Strömungsprinzip für die Rohrbündelanordnung, das Kreuzstromprinzip, erläutert ist. Je nachdem, ob die Eintrittsstelle des WD über oder unter der Austrittsstelle des WD liegt und die Richtung des WD-Stromes mit bzw. gegen den RG-Strom gerichtet ist, wird in Gleichstrom (GLS) und Gegenstrom (GGS) unterschieden. Das Strömungsprinzip für Kreuzgleichstrom (KGL) und Kreuzgegenstrom (KGG) bestimmt entscheidend das Wärmeübertragerverhalten des einzelnen Rohrbündelwärmeübertragers und somit auch das Wärmeübertragungsverhalten im Gesamtsystem des Dampferzeugers.

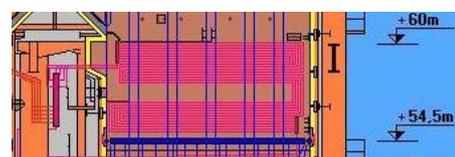


**Abbildung 5.6:** Schnittzeichnung des Dampferzeugers B1 in Jänschwalde [25]

### 5.4.1. Kreuzgegenstrom

Am Beispiel des HDUE1, angeordnet im zweiten Zug des Dampferzeugers, wird die örtliche Diskretisierung des Wärmeübertragers dargestellt. Die Strömungswege für das heiße und das kalte Medium werden analysiert und schemenhaft in der nachfolgenden Abbildung 5.8 skizziert.

Getrennt betrachtet werden der RG-Weg und der WD-Weg in Abbildung 5.9 gegenübergestellt. Definiert wird der RG-Eintritt als Zeile Null. Die Spalte Null ist links.



**Abbildung 5.7:** Detailzeichnung HDUE1 [28]

Definiert wird der RG-Eintritt als Zeile Null. Die Spalte Null ist links.

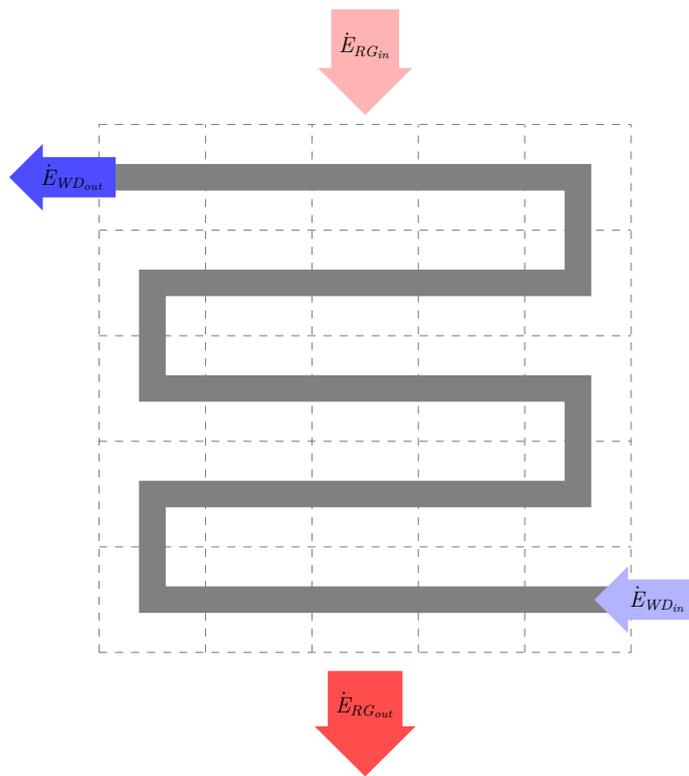
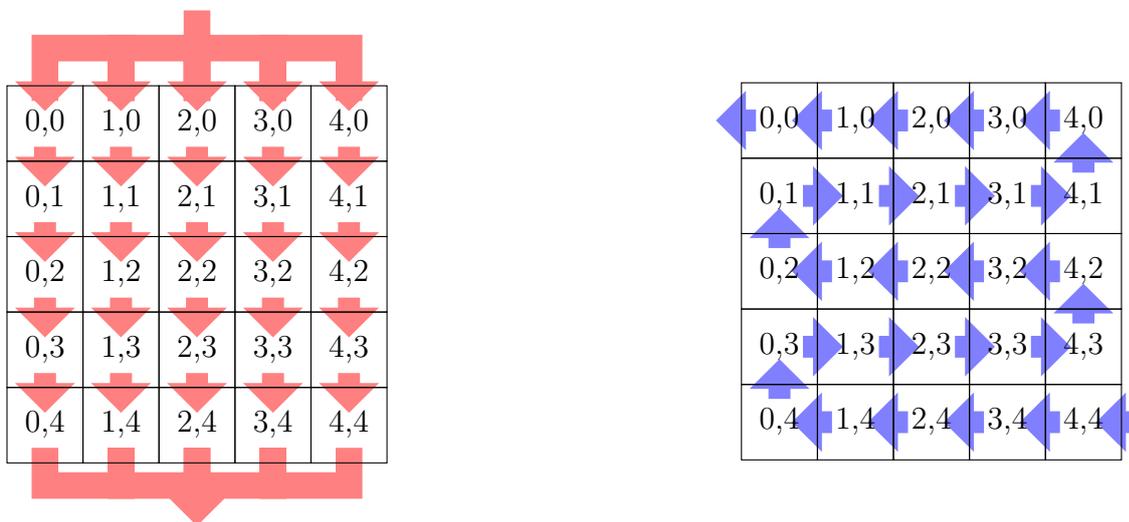


Abbildung 5.8: Schema des Rohrbündelwärmeübertragers HDUE1, KGG mit 5 Bahnen, axiale Unterteilung=5



(a) Schema des RG-Stromes im HDUE1, KGG mit 5 Bahnen

(b) Schema des WD-Stromes im HDUE1, KGG mit 5 Bahnen

Abbildung 5.9: Strömung der Medien im HDUE1, KGG mit 5 Bahnen, axiale Unterteilung=5

### 5.4.2. Kreuzgleichstrom

Am Beispiel des ZUE2, angeordnet im ersten Zug des Dampferzeugers, wird der KGL-Zwischenüberhitzer mit den modellierten Strömungswegen für das heiße und das kalte Medium in Abbildung 5.12 skizziert. Um die verschiedenen Strömungsprinzipien abzubilden, muss dem Modell die Strömungsrichtung in der Konfiguration vorgegeben werden.

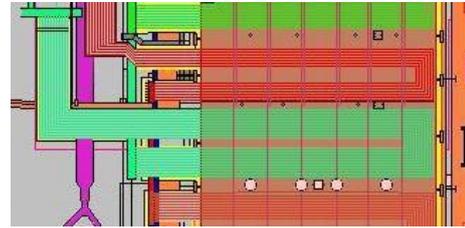


Abbildung 5.10: Detailzeichnung ZUE2 [28]

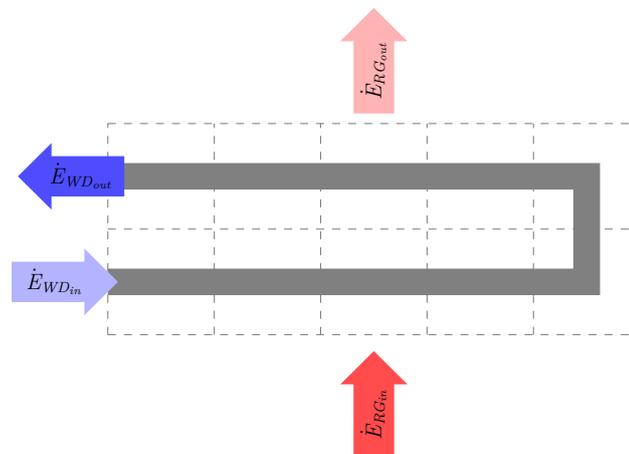


Abbildung 5.11: Schema des Rohrbündelwärmeübertragers ZUE2, KGL mit zwei Bahnen, axiale Unterteilung=5



(a) Schema des RG-Stromes im ZUE2, KGL mit zwei Bahnen

(b) Schema des WD-Stromes im ZUE2, KGL mit zwei Bahnen

Abbildung 5.12: Strömung der Medien im ZUE2, KGL mit zwei Bahnen, axiale Unterteilung=5

Der Aufbau der Wärmeübertragerschaltung entsteht durch die Konfiguration des Rohrbündelwärmeübertragermodells mit den benutzerspezifischen Eingaben der „Anzahl der Bahnen [-]“, der „Nodalisierung axial [-]“ und der Definition des „Strömungsprinzips“ wie in Abbildung A.13 angedeutet ist.

Der ZUE2 wird in den nachfolgenden Abschnitten und Kapiteln näher analysiert. Hier werden Messwerte für die Validierung des Modells in Bezug auf die dynamischen Verläufe eines Übergangsvorgangs verwendet.

### **5.4.3. Modellierung des Strömungsprinzips des Rohrbündelwärmeübertragers**

Durch die unterschiedlichen Strömungswege kann das Strömungsprinzip auf die Art und Weise der im Unterunterabschnitt 2.2.2.4 angedeuteten „Wärmeübertragerschaltung“ nachgebildet werden. Der Matrixaufbau für eine örtliche Diskretisierung des Modells aus einer Reihen- bzw. Parallelschaltung vieler Wärmeübertrager-Grundelemente findet hier Anwendung.

Die Anzahl der Bahnen  $y$  ist ausschlaggebend für die Detaillierungstiefe in vertikaler Richtung und somit eine feste Größe im Modell.

Die horizontale Unterteilung  $x$  ist vom Nutzer frei wählbar, sollte jedoch je nach Anwendung möglichst gering gewählt werden, um den Rechenaufwand nicht unnötig zu erhöhen.

Die Eingangsdaten des RG-Stromes werden analog zu dem im Rohr beschriebenen Schema auf die erste Zeile geschrieben und der Massenstrom wird auf die Segmente in der ersten Zeile aufgeteilt. Ein Struktogramm ist im Abschnitt A.5 in Abbildung A.3 dargestellt.

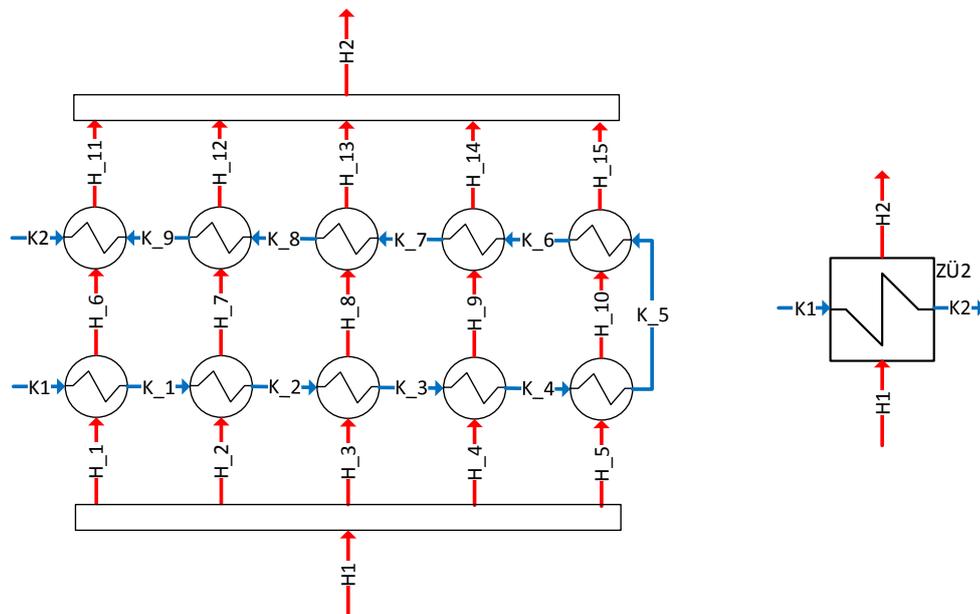
Auch für den WD-Eingang wird im Struktogramm in Abbildung A.4 beschrieben, an welches Matrixelement, abhängig vom konstruktivem Aufbau und vom Strömungsprinzip, die Eingangsdaten geschrieben werden.

Die Datenweitergabe zwischen den einzelnen Matrixelementen für den RG-Strom erfolgt in vertikaler Richtung, dargestellt im Struktogramm in Abbildung A.6.

Für den WD-Strom erfolgt die Datenweitergabe auf das nächste Element in horizontaler Richtung und am Ende der Bahn in vertikaler Richtung, beschrieben im Struktogramm in Abbildung A.7.

Nach abgeschlossener Berechnung des Modells werden die berechneten Massenströme des RG-Stromes aufsummiert und als Gesamtmassenstrom auf den Ausgang geschrieben. Die Enthalpien und die Gaszusammensetzung werden, abhängig von den Einzelmassenströmen, zusammengeführt und auf den Ausgang geschrieben. Der Druck wird durch die gegebene bidirektionale Datenweiterverarbeitungsreihenfolge im DynStar auf den Eingang geschrieben, wie im Struktogramm in Abbildung A.9 dargestellt ist. Die Ausgangsdaten der Wärmesenke WD werden in Abhängigkeit von der Strömungsrichtung und der Anzahl der Bahnen bzw. der axialen Diskretisierungstiefe von dem entsprechenden letzten Teilabschnitt verwendet, dargestellt im Anhang in Abbildung A.10.

---



**Abbildung 5.13:** Aufbau ZUE2 - Kopplung der Wärmeübertrager-Grundelemente

Durch die Nutzung der objektorientierten Programmierung lässt sich einfach jede Bauweise dieser Rohrbündelwärmeübertrager in einem Dampferzeuger nachbilden. Es werden einzelne Wärmeübertrager-Grundelemente in einem Netzwerk zusammengeschaltet und das entsprechende Strömungsprinzip durch die Konfiguration des Modells abgebildet, siehe Abbildung 5.13.

Eine universelle Programmierung des FLUID-Basismodells lässt zusätzlich die Art des Rohrbündelwärmeübertragers offen. Es kann, wie im Dampferzeuger verwendet, ein Rauchgasstrom als Wärmequelle genutzt werden. Es ist prinzipiell jedoch auch möglich einen Wasser-Wasser-Rohrbündelwärmeübertrager zu konfigurieren. Dann wird der strahlende Anteil des Wärmeübergangstromes auf der heißen Seite gleich Null gesetzt. Das neu erstellte universelle Modell eines Rohrbündelüberhitzers muss demnach durch die Parametereinstellungen im Konfigurationsmenu an die speziellen Einsatzbedingungen angepasst werden.

Das Schaltbild des Wärmeübertragers aus der Norm „DIN 2481“ mit der Begrenzung des Rechteckes kann jetzt verwendet werden. Die Zusammenschaltung mehrerer Wärmeübertragergrundelemente ist hier umgesetzt.

## 5.5. Das Modell MEMBRANWAND

Ein zweites Modell wird für den Aufbau des Dampferzeugers in Kraftwerken neu erstellt.

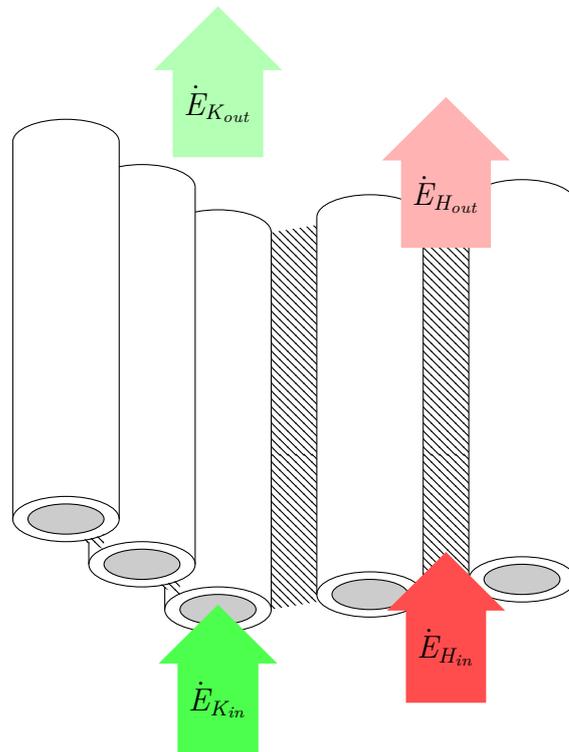


Abbildung 5.14: Prinzipieller Aufbau einer durchströmten Membranwand

Die Brennkammerwände sind meist Flossenrohrwände, welche aus Rohren bestehen, die durch Stege miteinander verbunden sind.

Ein Aufbauschema einer Membranwand mit dem strömenden RG innerhalb der durchströmten Verdampferrohre in der Wand ist in Abbildung 5.14 dargestellt.

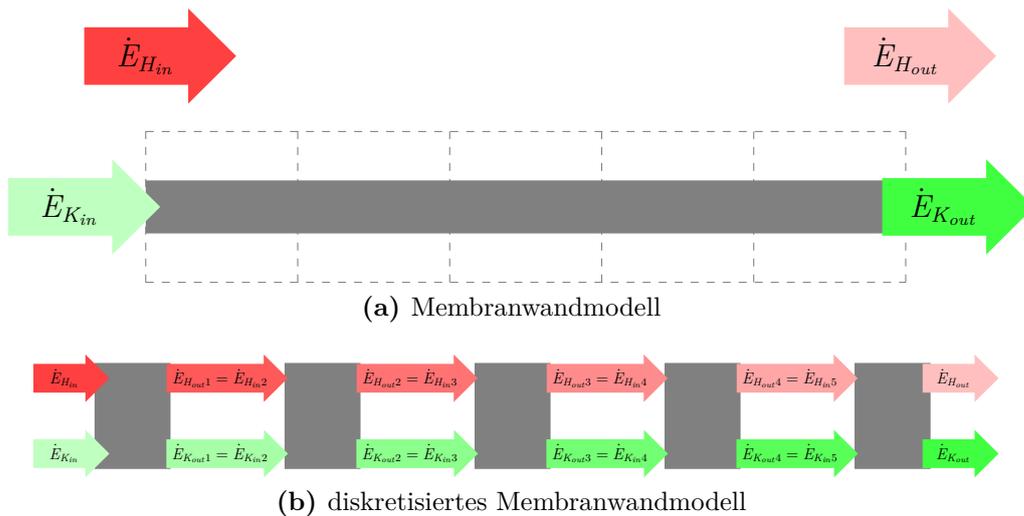


Abbildung 5.15: Aufbau des Membranwandmodell, GLS-Prinzip

Die Untergliederung in einzelne Segmente wird dem Rohrmodell nachempfunden. Die Strömung des heißen Mediums jedoch ist nicht um das Rohr sondern am Rohr entlang.

Dieser Vorgang findet auch nur auf einer Rohrhälfte statt. Die andere Seite der Membranwand, eingehüllt mit einer dicken Isolierschicht, grenzt die Umgebung ab.

Bei gleich großen Strömungsquerschnitten für alle  $n$  Rohre der Membranwand ist die Gleichverteilung des WD-Massenstromes auf ein Rohr nach folgender Vorschrift aufgeteilt.

$$\dot{m}_{1\dots n} = \frac{\dot{m}_{ges}}{n} \quad (5.5.1)$$

Für die Berechnung des Druckverlustbeiwertes im Unterabschnitt A.11.1 und des inneren Wärmeübergangskoeffizienten im Unterabschnitt A.10.1 des das Rohr durchströmenden Mediums wird in gleicher Weise vorgegangen wie in der Berechnung des Rohrbündels. Die Membranwand wird axial in  $k$  Berechnungsabschnitte unterteilt. Der Wärmeübergangstrom wird im Gegensatz zum Rohrbündel jedoch nur über eine halbe Wandfläche vom Rohr auf das Medium übertragen. In diesem vereinfachten Modell der Membranwand wird der Einfluss der Wärmeübertragung der Stege nicht modelliert.

$$\alpha_{durch\ Rohr} = f\left(\frac{\dot{m}_{ges}}{n}, d_i, L_{ges}, p, h, \vartheta_{W_i}\right)$$

$$L_{Abschnitt} = \sum_{i=1}^k L_i \dot{Q}_{Abschnitt} = \alpha_{durch\ Rohr} \cdot \pi \cdot \frac{d_i}{2} \cdot L_{Abschnitt} \cdot (\vartheta_{W_i} - \vartheta_F)$$

$$\dot{Q}_{Rohr} = \sum_{i=1}^k \dot{Q}_{Abschnitt_i}$$

$$\dot{Q}_{ges} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Rohr_i}$$

Die Berechnungsvorschrift für den äußeren Wärmeübergangskoeffizienten im Unterabschnitt A.10.3 für das am Rohr entlang strömende Medium RG wird auf den entsprechenden Strömungsabschnitt bezogen.

$$\alpha_{konv_{an\ Wand}} = f(\dot{m}_{ges}, B, T, p, h, \vartheta_{Rohr})$$

$$A_{Wand} = 2 \cdot L_{Abschnitt} \cdot (B + T)$$

Der Wärmeübergangstrom vom RG an die Membranwand setzt sich aus dem konvektivem und dem strahlenden Anteil zusammen. Ein für die Berechnung der Wärmestrahlung wichtiger Parameter ist die Schichtdicke (Gleichung 5.5.2).

$$V = L_{Abschnitt} \cdot T \cdot B$$

$$s_{gl} = 3,6 \cdot \frac{V}{A_{Wand}} \quad (5.5.2)$$

Mit der Schichtdicke und weiteren Parametern, wie den Partialdrücken für die Gasstrahlung und der Asche-, Kohle- und Rußbeladung für die Berechnung der Partikelstrahlung, kann der strahlende Anteil des Wärmeüberganges laut Unterabschnitt A.10.4 analog der Berechnung aus Abschnitt 5.3 errechnet werden. Die Summe beider Wärmeflüsse bezogen auf die Mantelfläche ergibt den gesamten Wärmeübergangstrom.

$$\alpha_{an\ Wand} = \alpha_{konv_{an\ Wand}} + \frac{A_{Wand}}{\frac{\pi}{2} \cdot L_{Abschnitt} \cdot d_a} \cdot \alpha_{strahl_{an\ Wand}}$$

$$\dot{Q}_{Abschnitt} = \alpha_{an\ Wand} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot L_{Abschnitt} \cdot d_a \cdot (\vartheta_F - \vartheta_{W_a})$$

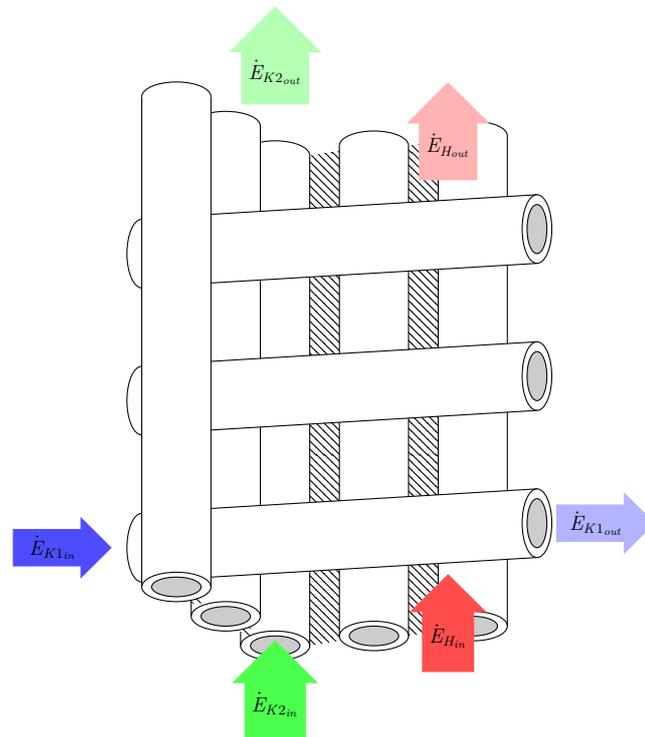
$$\dot{Q}_{Rohr} = \sum_{i=1}^k \dot{Q}_{Abschnitt_i}$$

$$\dot{Q}_{ges} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{Rohr_i}$$

Eine weitere Möglichkeit der Kopplung der erstellten Modelle durch die baukastenartige Programmstruktur wird im nächsten Abschnitt aufgegriffen.

## 5.6. Das Modell ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGER in der MEMBRANWAND

In Kraftwerken wird der Raum, um wärmeübertragende Flächen zu implementieren, optimal ausgenutzt, so auch in den Überhitzerbereichen. Meist wird die Wand des Strömungskanals des heißen Mediums zusätzlich mit WD-durchströmten Rohren ausgekleidet, wie in Abbildung 5.6 zu sehen ist.



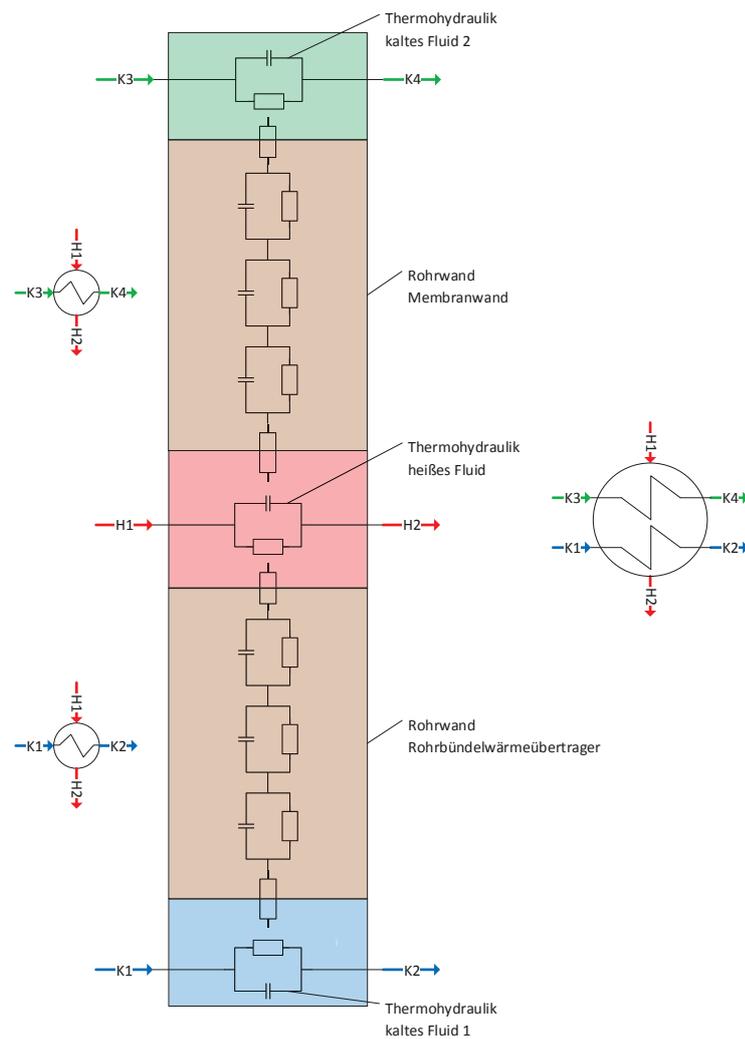
**Abbildung 5.16:** Modellaufbau eines durchströmten Rohrbündels und der Membranwand

Dies erfordert ein weiteres Modellierungskonzept, die Erweiterung des Rohrbündelwärmeübertragers mit einer weiteren Wärmesenke, der Membranwand.

Die Rohrbündel treten durch die Membranwand ein und wieder aus. Der Teil der Rohre, der für die Wärmeübertragung eine Rolle spielt, befindet sich innerhalb der Membranwand. Ein Modell entsteht, indem beide vorher beschriebenen Modelle, der Membranwand in Abschnitt 5.5 und des Rohrbündelwärmeübertragers in Abschnitt 5.4, miteinander gekoppelt werden. Das Aufbauschema ist in Abbildung 5.16 dargestellt.

### 5.6.1. Erweiterung des Wärmeübertrager-Grundelementes

Die Abbildung 5.1 für das einfache Wärmeübertragergrundelement erweitert sich mit einer zusätzlichen Wärmesenke, siehe Abbildung 5.17.



**Abbildung 5.17:** Aufbau erweitertes Wärmeübertrager-Grundelement

Durch die Wärmeübertragung von einer Wärmequelle parallel auf zwei Wärmesenken ist hier in der Darstellung des Schaltbildes eine zweite Wärmesenke implementiert worden, um den Unterschied zum einfachen Wärmeübertragergrundelement zu verdeutlichen.

Das Schema in Abbildung 5.2 wird erweitert und in der Abbildung 5.18 dargestellt. Für eine einfache Implementierung ist auch hier der modulare Aufbau von Vorteil und eine Kopplung der Basismodelle mit schon existierenden Wärmeübergangsrechnungen möglich.

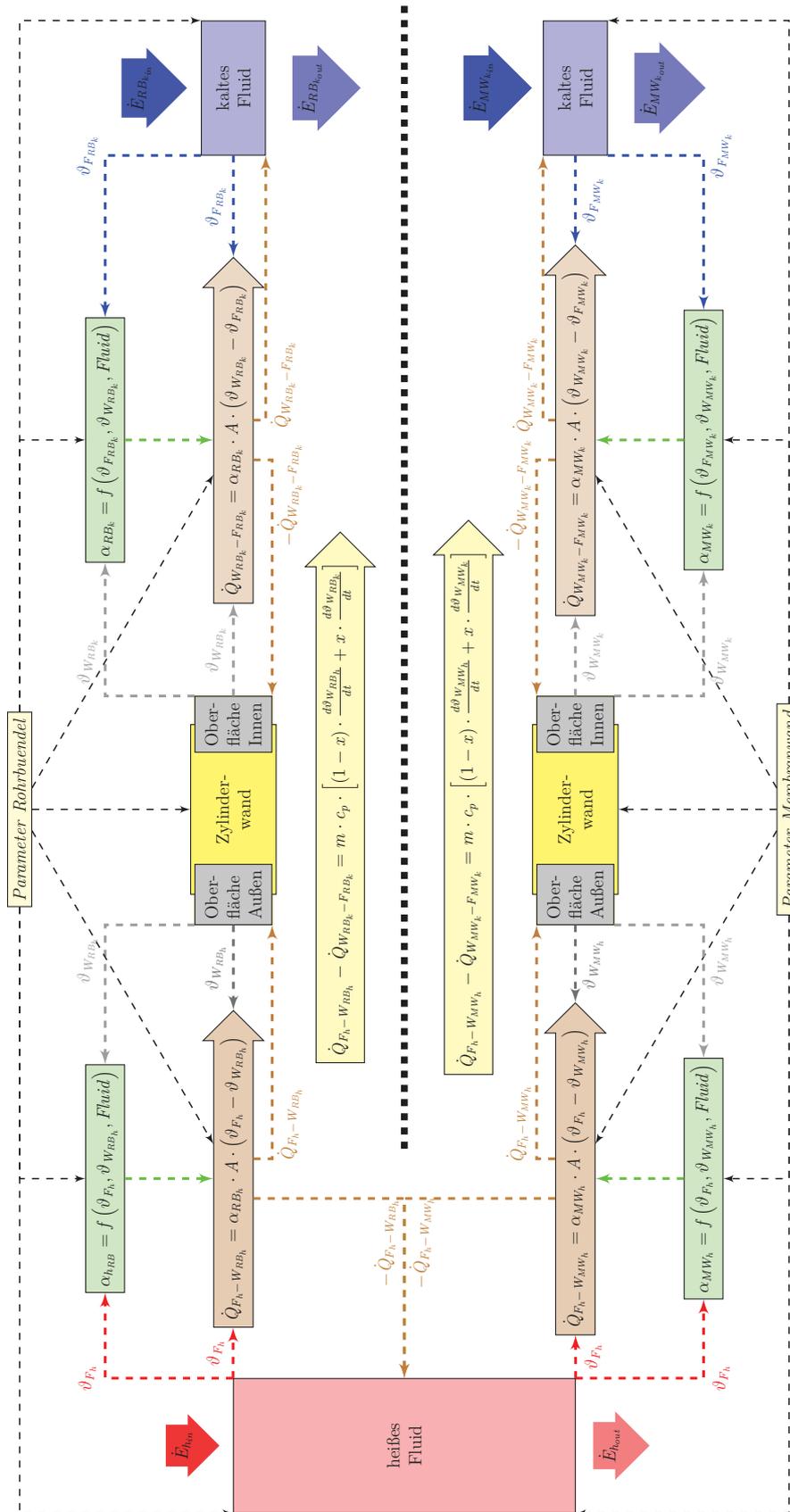
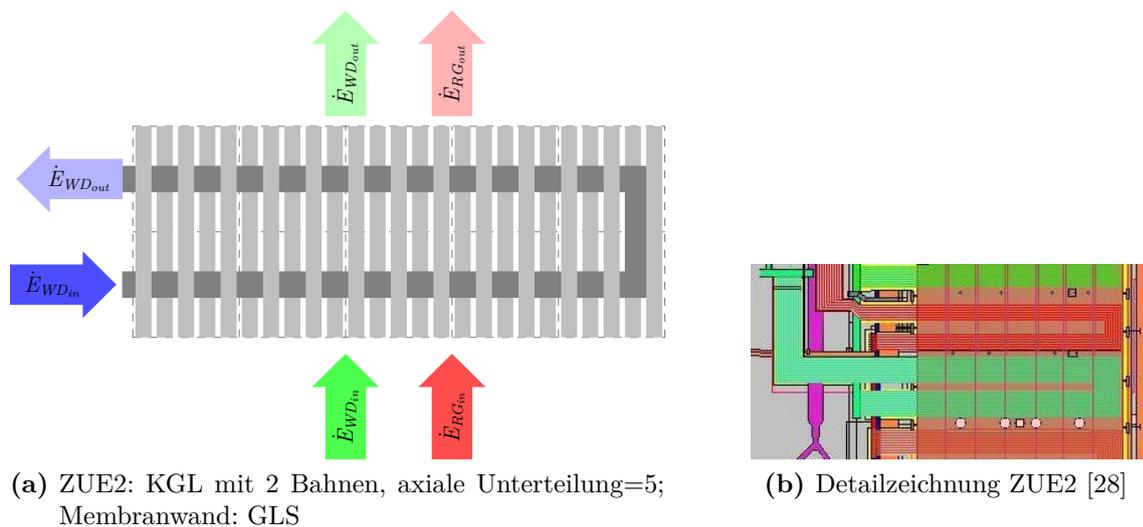


Abbildung 5.18: Schema der erweiterten Kopplung der Teilmodelle Fluid-Wand-Fluid mit zwei Wärmesenken

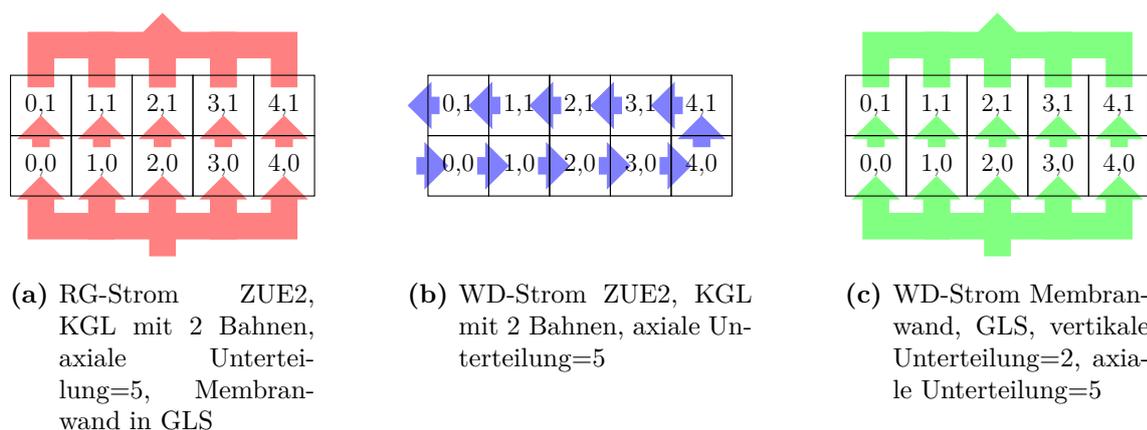
### 5.6.2. Modellierung des Strömungsprinzips des Rohrbündelwärmeübertragers mit gekoppelter Membranwand

Am Beispiel des schon beschriebenen KGL-Zwischenüberhitzers ZUE2 aus dem Unterabschnitt 5.4.2 wird das Modellierungsprinzip erläutert.



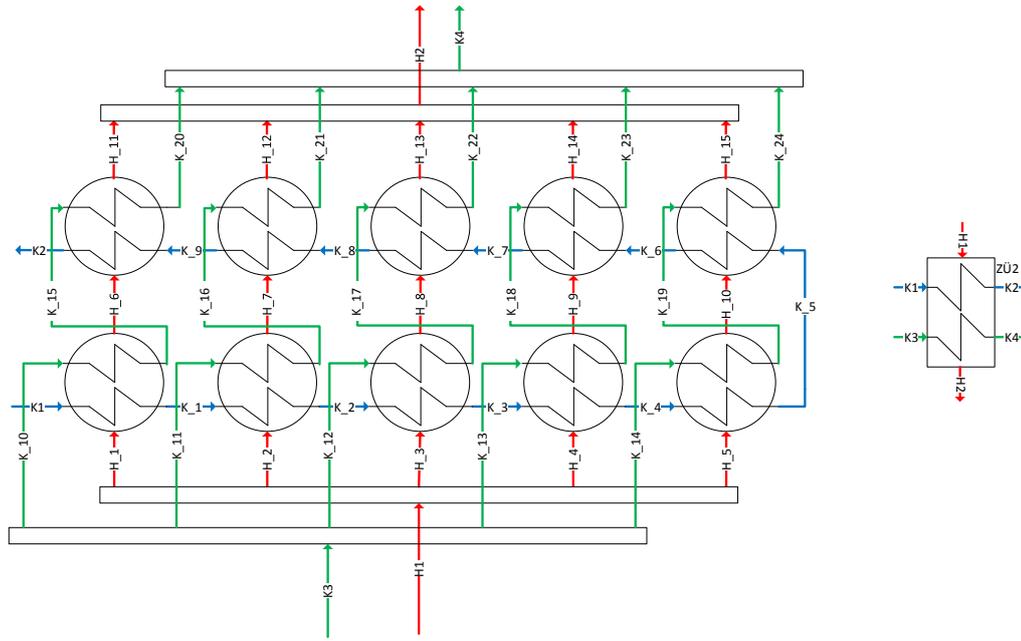
**Abbildung 5.19:** Schema des Rohrbündelwärmeübertragers ZUE2 mit Membranwand

Der RG-Strom und der WD-Strom des Rohrbündels aus der Abbildung 5.12 erweitern sich um den WD-Strom der Membranwand, dargestellt in der Fluidstromgrafik in Abbildung 5.20.



**Abbildung 5.20:** Strömung der Medien im ZUE2, KGL im Rohrbündel, GLS bei der Membranwand

Somit ist es notwendig, die Abbildung 5.13 um einen dritten Fluidstrom zu erweitern, den der Wärmesenke durch die Membranwand. In Abbildung 5.21 werden die erweiterten Wärmeübertragergrundelemente in einem Netzwerk verschaltet und somit das Modell des ZUE2 des Kraftwerkes Jänschwalde in Abbildung 3.2 nachgebildet.



**Abbildung 5.21:** Aufbau ZUE2 mit Membranwand - Kopplung der erweiterten Wärmeübertrager-Grundelemente

Das verwendete grafische Symbol für den ZUE2 mit zwei durchströmenden Wärmesenken in rechteckiger Begrenzung wird verwendet, um den Aufbau der Parallelschaltung der Wärmesenken zur Wärmequelle zu verdeutlichen. Dies ist nicht regelkonform nach der Norm „DIN 2481 - Wärmekraftanlagen (Grafische Symbole)“ jedoch an dieser Stelle zur Verdeutlichung des Modellinhaltes äußerst hilfreich.

Für die Modellierung wird der Aufbau des Rohrbündels als priorisiert betrachtet. Demnach müssen die entsprechenden Membranwandabschnitte dem erweiterten neu erstellten Wärmeübertragergrundelementen zugeordnet werden.

### 5.6.3. Aufbau der Sektoren

Die Aufteilung der Rohre der Membranwand auf die Sektoren ist nicht konstant. Das jeweils erste und letzte Matrixelement in horizontaler Richtung erhalten zusätzlich zu den Rohren der Brennkammerwand in der Breite die Rohre der Brennkammerwand in der Tiefe. Somit wird erst die Gesamtanzahl der Rohre  $N$  der Breite  $B$  und der Tiefe  $T$  zugeordnet.

Für die axiale Unterteilung in  $k$  Sektoren mit der Laufvariable  $i$  und der Unterteilung der  $m$  Bahnen mit der Laufvariable  $j$  werden die Rohre der Membranwand wie folgt den Abschnitten zugeordnet.

$$N, N_B, N_T \in \mathbb{N}$$

$$N_B = \left\lfloor N \cdot \frac{B}{T + B} \right\rfloor$$

$$N_T = N - N_B$$

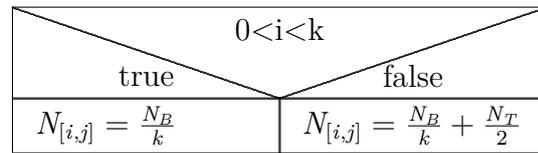
Die programmiertechnische Umsetzung der Datenübergabe der Ein- und Ausgänge ist in den Struktogrammen im Abschnitt A.5 dargestellt. Die Eingangsdaten für den WD-Strom werden auf die Matrixelemente, abhängig vom Strömungsprinzip, in der ersten bzw. der letzten Zeile übertragen (siehe Abbildung A.5).

Die Datenübergabe der berechneten Ausgangsdaten des WD-Stromes erfolgt auf den in Strömungsrichtung nächstliegenden Sektor, entsprechend dem Struktogramm in Abbildung A.8.

Die Ausgangsdaten der letzten Berechnungsabschnitte werden ausgelesen und analog des RG-Stromes mit einer dem Massenstrom zugeordneten Berechnung ausgegeben, dargestellt in Abbildung A.11.

Der Aufbau der Wärmeübertragerschaltung entsteht durch die Konfiguration des Rohrbündels, wie in Abbildung A.13, erweitert um die benutzerspezifischen Eingaben der Membranwand, wie in Abbildung A.14 angedeutet ist.

Die Berechnungsgleichungen werden von den definierten Teilmodellen verwendet. Für die Berechnung der Schichtdicke für den Strahlungsanteil des RG im Wärmeübergangstrom wird der Ansatz für den Rohrbündelwärmeübertrager in Gleichung 5.3.3 verwendet.



**Abbildung 5.22:** Aufteilung der einzelnen Rohre der Membranwand auf die Matrixelemente

## 6. Simulationen

Die Verifizierung und die Validierung der Modelle sind ein wichtiger Punkt bei der Modellierung von Kraftwerkskomponenten für dynamische Simulationen. Anhand von Messwerten werden die Modelle auf ihre Richtigkeit geprüft und getestet.

Da nicht immer die Möglichkeit besteht, die Simulationsergebnisse komplett mit Messwerten zu vergleichen, wird oft auf Ergebnisse hingewiesen, die so nicht direkt belegbar, aber in Ihrem Verhalten nachvollziehbar sind. Expertenwissen wurde in manchen Fällen ebenfalls zur Hilfe herangezogen. Forschungsberichte aus den vorangegangenen ADECOS-Projekten [27] oder den COORETEC-Projekten [29], sowie Arbeiten und Berichte zu Planungen für die Versuchs- und Forschungsanlagen werden geprüft und daraus gewonnene Erkenntnisse in die Auswertung mit einbezogen.

Speziell auch für die Oxyfuel-Regimewechsel-Simulationen werden Begebenheiten dargestellt und postuliert, welche in der Betriebsführung von Kraftwerken auftreten können. Optimierende Eingriffe oder Fahrweisen für den Verlauf des Regimewechselvorganges werden untersucht und dargestellt, um dem Nutzer die Möglichkeit des Einsatzes von dynamischen Simulationen für die Analyse solcher dynamischer Übergangsvorgänge aufzuzeigen. Das Hauptaugenmerk liegt hier immer auf einer Minimierung der Bauteilbelastungen.

### 6.1. Validierung des Rohrmodells

Das neu erstellte Rohrmodell wurde mit experimentellen Daten eines Versuches aus dem Forschungslabor der Hochschule Zittau/Görlitz sowie mit weiteren Simulationswerkzeugen verglichen. DynSim mit Epsilon Professional [2] auf der einen Seite und auch mit dem validierten ATHLET-Code [24] sind parallel zum erstellten DynStar-Modell entstanden und in einem Arbeitsbericht [30] dargestellt.

„Der Vergleich der wesentlichen Parameter zeigte, dass beide Programme...“ (Epsilon Professional und DynStar) „...die zeitlichen Verläufe qualitativ richtig nachbilden.“ Die Kernaussage des Arbeitsberichtes zeigt, dass eine Validierung für dieses Modell somit als korrekt einzuordnen ist.

Weiterhin wurde das Modell in den Oxyfuel-Regimewechsel-Szenarien verwendet, auf welche im nächsten Abschnitt ausführlich eingegangen wird.

---

## 6.2. Regimewechselvorgang von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung

Auf dem im Abschnitt 1.1 bereits erwähnten instationären Regimewechsel bei Erreichen der Betriebsbedingungen von einer anfänglichen Luftfahrweise auf die Oxyfuel-Verbrennung wird im Folgenden näher eingegangen. Ein vereinfachtes Modell des Oxyfuel-Prozesses ist die Grundlage für die dynamische Simulation des Regimewechsels und dessen Auswertung.

Hierfür wurde der schematische Aufbau der Oxyfuel-Pilotanlage [31][Folie 12], dargestellt im nachfolgenden Fließbild, als Vorlage für die Modellerstellung verwendet.

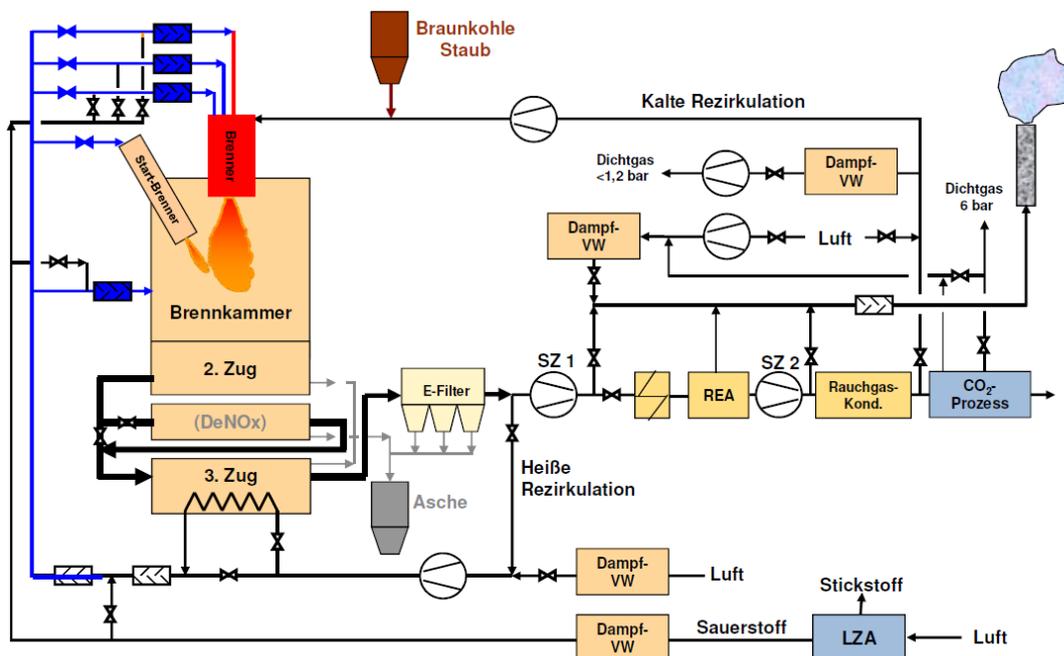


Abbildung 6.1: schematischer Aufbau der OxyFuel-Pilotanlage

Demnach gibt es für die Rezirkulation des Abgases zwei mögliche Abzweigstellen. Einerseits wird der primäre Rezirkulationsstrom nach dem Elektrofilter abgezweigt, die sogenannte „heiße Rezirkulation“ und ein geringerer Teil, welcher als Traggas für den Staub der Trockenbraunkohle verwendet wird, wird nach der REA und dem RG-Kondensator entnommen, die „kalte Rezirkulation“. Bei der kalten Variante werden das Schwefeldioxid und der WD vorher aus dem RG extrahiert. Durch die Abscheidung des WD muss die Temperatur des RG unter den Taupunkt abgesenkt werden. Somit ist die Temperatur des rückgeführten RG bei der kalten Rezirkulation deutlich niedriger als bei der heißen Rezirkulation.

Nach folgendem R&I-Fließbild in Abbildung 6.2 wird ein Simulationsmodell neu erstellt.

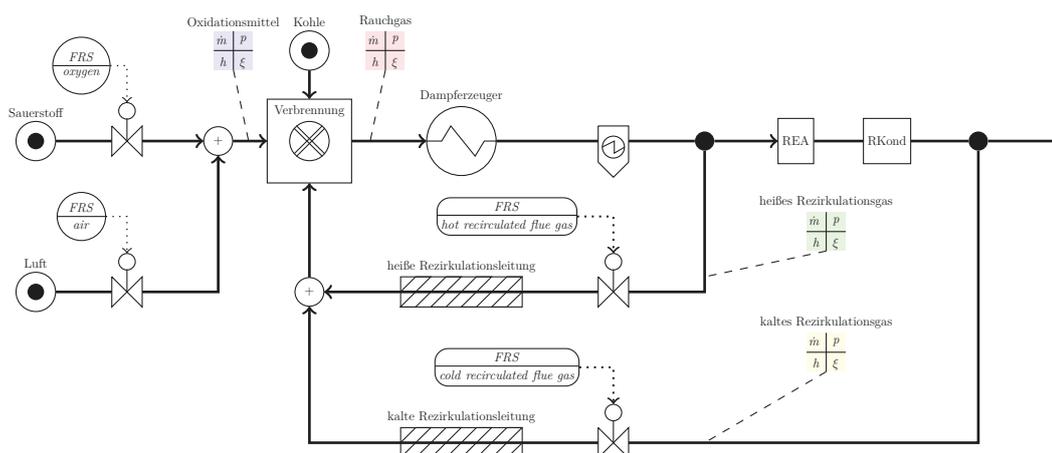


Abbildung 6.2: R&I-Schema für den Modellaufbau des Regimewechsels Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung

Der Anfahrprozess mit der Umschaltung von Luft- auf die Oxyfuel-Fahrweise soll für verschiedene Szenarien analysiert werden.

Der Durchfluss der Luft wird gedrosselt und der Sauerstoffmassenstrom dementsprechend erhöht. Der Sauerstoffgehalt im Oxidationsmittel erhöht sich und eine Erhöhung des rezirkulierten RG zur Minderung der Verbrennungstemperatur ist demzufolge eine weitere Schalthandlung. Die vier Eingriffstellen für den Regimewechsel sind durch die Durchfluss-Stellorgane (FRS) gekennzeichnet. Die Aufteilung zwischen „kalter Rezirkulation“ und „heißer Rezirkulation“ wird ebenfalls als Parameter betrachtet.

Für einen optimalen Regimewechsel werden nicht nur die Verbrennungstemperatur, sondern auch andere verbrennungstechnische Kenngrößen berücksichtigt. Das sind der Sauerstoffgehalt im Abgas und am Brenner, genauso auch die Massendurchsätze des Oxidationsmittels, des RG durch die Brennkammer und des rezirkulierten RG durch die „heiße“ und die „kalte Rezirkulationsleitung“.

Um möglichst gleiche Bedingungen zu garantieren, werden für alle Schaltvarianten der Sauerstoffstrom und der Brennstoffmassenstrom konstant gehalten. Steuergröße ist hier die jeweilige Rezirkulationsmenge. Der Massendurchsatz durch die Rezirkulationsleitung ist proportional zur Höhe der Verbrennungstemperatur, welche als Einstellkriterium verwendet wird.

Folgende Medien werden als Eingänge für das Modell bereitgestellt. Verwendet wird eine Auslegungstrockenbraunkohle [32, Seite 6] in der Tabelle A.7.2 mit einem gegebenen Stoffstrom [33, Folie 7] von  $\dot{m}_K = 1,611 \frac{kg}{s}$  und einer Temperatur von  $\vartheta = 25^\circ C$ .

Das Oxidationsmittel, einerseits Luft für das „Hochfahren“ des Dampferzeugers in Tabelle A.7.3 und Sauerstoff für die Oxyfuel-fahrweise in Tabelle A.7.4, wird in seiner Menge nach der globalen Stöchiometrie Kennzahl Gleichung 4.3.3 bestimmt. Mit Luft wird  $\lambda_{glob_{Luft}} = 1,15$  eingestellt, was gleichbedeutend ist mit einem Sauerstoffgehalt im Abgas von  $\psi_{O_2} = 2,767 Vol. - \%$  im trockenen Zustand. Für den Oxyfuel-Fall wird der gleiche Sauerstoffgehalt im Abgas eingestellt, die Stöchiometrie Kennzahl

ändert sich dann auf  $\lambda_{glob_{Oxyfuel}} = 1,0269$ . Das Oxidationsmittel wird auf eine Temperatur von  $150^\circ\text{C}$  vorgewärmt.

Demnach sind folgende Stoffströme in Tabelle 6.2.1 eingestellt.

Fahrweise	Formelzeichen	Wert	Einheit
Luft und Oxyfuel	$\dot{m}_K$	1,611	$\frac{kg}{s}$
Luft	$\dot{m}_L$	12,250	$\frac{kg}{s}$
Oxyfuel	$\dot{m}_{O_2}$	2,554	$\frac{kg}{s}$
Luft und Oxyfuel	$P_{th}$	30	$MW$

**Tabelle 6.2.1:** Massenströme der Medien, thermische Leistung

### 6.2.1. Oxyfuelverbrennung mit heißer Rezirkulation

Bei 100% heißer Rezirkulation mit einer Temperatur von  $\vartheta_{hRezi} = 170^\circ\text{C}$  beträgt die Rezirkulationsmenge im Luftfall 33% bezogen auf den Massendurchsatz in der Brennkammer. Dabei stellt sich eine Verbrennungstemperatur von  $\vartheta_{RG} = 1327^\circ\text{C}$  ein. Um gleiche thermische Bedingungen wie im Luftfall zu schaffen, wird der Rezirkulationsstrom in der Oxyfuel-Fahrweise so eingestellt, dass die gleiche Verbrennungstemperatur erreicht wird.

Im Oxyfuelbetrieb bedeutet das für eine 100% heiße Rezirkulation 77,6% Rezirkulationsgas bezogen auf den Massendurchsatz in der Brennkammer.

Die Verbrennungskenngrößen werden in der nachfolgenden Tabelle 6.2.2 für beide Fahrweisen gegenübergestellt. Die Berechnungsvorschriften für die lokale und globale Stöchiometrie Kennzahl in Gleichung 4.3.3 und Gleichung 4.3.4 ist angelehnt an die Berechnung aus einer Dissertationsschrift der TU Dresden [34, Seite 45].

Eine Simulation wird erstellt, um das dynamische Verhalten während des Regimewechsels genauer zu analysieren. Hierfür ist es notwendig die RG-Wege annähernd so zu modellieren, dass es der Pilotanlage entspricht. Somit müssen die Querschnitte und die Weglängen aus den konstruktiven Gegebenheiten [35, Folie 13] abgeleitet werden.

Es wurden folgende Daten ermittelt. Der RG-Weg durch den Dampferzeuger wird durch ein wärmeübertragendes Rohrmodell, welches einen Innendurchmesser von  $d_{i_{DE}} = 3,5$  m und eine Länge von  $L_{DE} = 50$  m hat, abgebildet. Die heiße Rezirkulationsleitung wird ebenfalls durch ein Rohrmodell mit den Abmessungen  $d_{i_{RL}} = 1$  m und  $L_{RL} = 30$  m abgebildet.

Größe	Formelzeichen	Luft	Oxyfuel	Einheit
globale Stöchiometrie-kennzahl	$\lambda_{glob}$	1,15	1,027	-
Sauerstoffgehalt im Abgas	$\psi_{O_2 Abgas}$	2,767	2,767	Vol.-% tr.
Verbrennungs-temperatur	$\vartheta_{RG}$	1327	1327	°C
lokale Stöchiometrie-kennzahl	$\lambda_{lok}$	1,224	1,12	-
Sauerstoffgehalt am Brenner	$\psi_{O_2 Brenner}$	14,5	17,8	Vol.-% f.
spezifische Verbrennungsenthalpie	$h_{RG}$	1742	2293	$\frac{kJ}{kg}$

**Tabelle 6.2.2:** Verbrennungstechnische Kenngrößen für heiße Rezirkulation

Verschiedene Regimewechselprozeduren werden nachfolgend simuliert und analysiert.

### 6.2.1.1. Sprungförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation

Für eine Optimierung des Regimewechsels werden durch eine sprunghafte Umschaltung bei  $t = 100s$ , siehe Abbildung 6.3, die Zeitkonstanten der Systeme „Brennkammer einschließlich Elektrofilter“ und „Rezirkulationsleitung“ bestimmt. Dabei werden die Gaszusammensetzung im Abgas, die Verbrennungstemperatur, die Massenströme des Oxidationsmittels, des RG und des rezirkulierten RG aufgezeichnet. Verbrennungstechnische Kenngrößen wie der Sauerstoffgehalt am Brenner und die lokale Stöchiometrie-kennzahl während des Regimewechselvorganges werden auch mit betrachtet.

Das Modell des Dampferzeugers beinhaltet neben den strömungstechnischen auch die wärmeübertragenden Modellgleichungen, so dass die Austrittstemperatur nach dem Dampferzeuger und dem Elektrofilter ca. 170 °C beträgt. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Dichte ist diese Modellierungsvariante unumgänglich, da sich dadurch auch die Strömungsgeschwindigkeiten über die Länge des Dampferzeugers ändern.

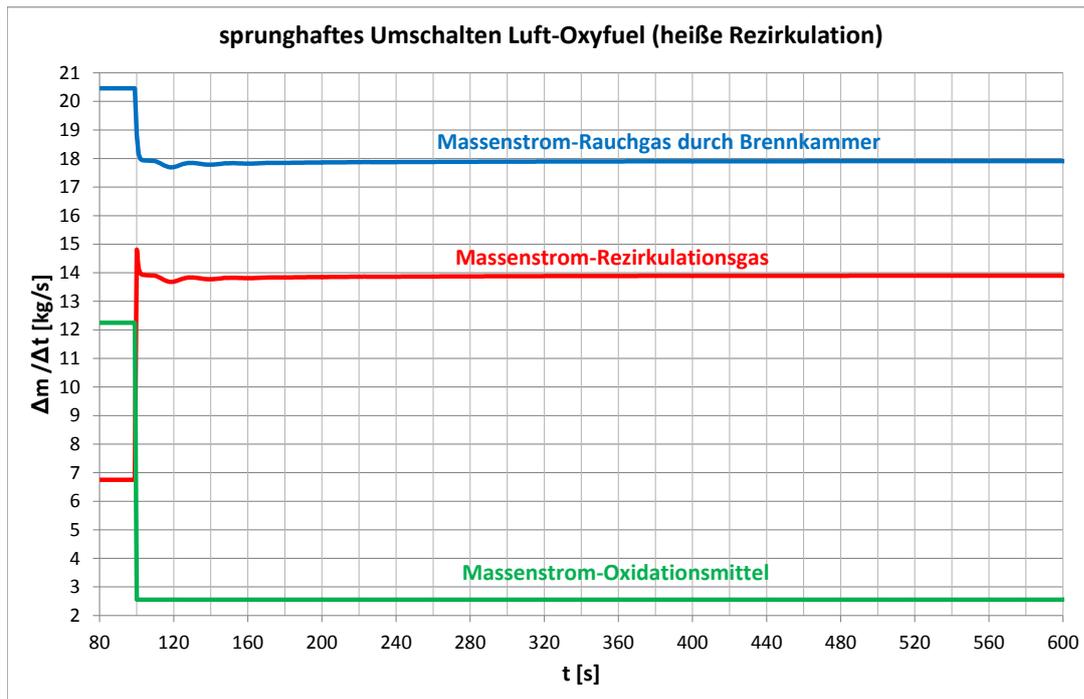


Abbildung 6.3: Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation

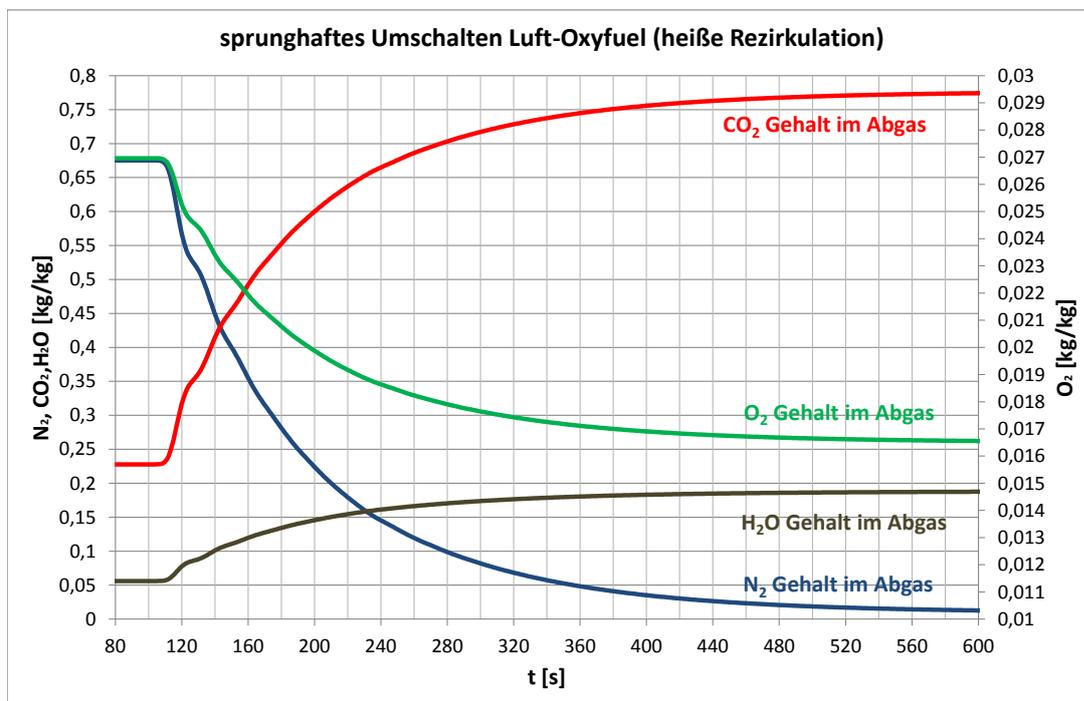
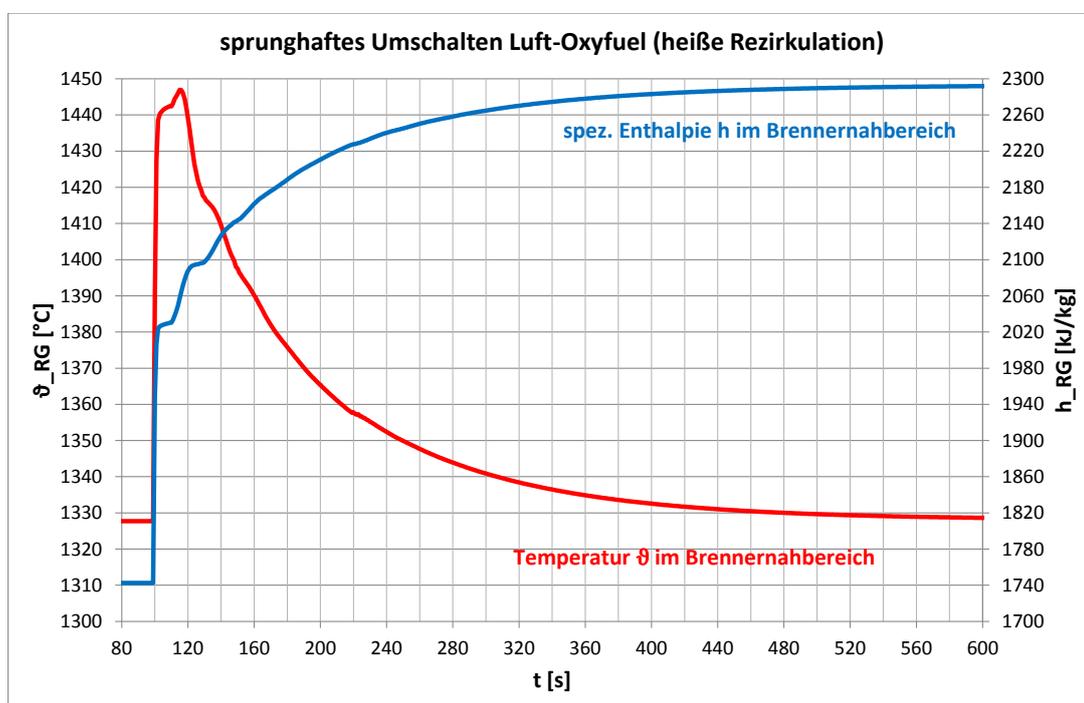


Abbildung 6.4: Verlauf der Gaszusammensetzung im Abgas bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation

Durch die Länge der Strömungswege und vor allem durch den Einfluss der Rückkopplung über die Rezirkulationsleitung wird der inerte Stickstoff  $N_2$ , welcher bei der Luftverbrennung im RG vorhanden ist, nur langsam aus dem RG ausgetragen, belegt durch die blaue Kurve in Abbildung 6.4. Nach  $\Delta t \approx 350\text{s}$  ist der Übergangsvorgang beendet und der Hauptanteil im RG ist Kohlendioxid  $CO_2$ .

Ein sprunghafter Umschaltvorgang zwar mit anderen Parametern aber mit prinzipiell gleichem Verhalten ist mit der Literaturquelle [34, Seite 69] belegbar. Der Verlauf des  $O_2$ -Gehaltes am Brenner und der lokalen Stöchiometriekennzahl  $\lambda_{\text{lokal}}$  sind im Anhang in Abbildung A.15 dargestellt.

Hauptaugenmerk für die Analyse des Regimewechselverhaltens sind hier zu hohe Temperaturen in der Brennkammer. Der Verlauf der Verbrennungstemperatur ist in Abbildung 6.5 aufgezeichnet.



**Abbildung 6.5:** Verlauf der Verbrennungstemperatur und -enthalpie am Brenner bei der sprunghaften Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation

Für die Auswertung der Kurve der Verbrennungstemperatur  $\vartheta_{RG}$  wird vorerst eine Plausibilitätsprüfung der Verbrennungsenthalpie  $h_{RG}$  vorgenommen. Laut Energiebilanz des Modells VERBRENNUNG in Gleichung 2.2.12 sind die Energieinputströme des Oxidationsmittels und die der Rezirkulationsleitung als variabel im Regimewechselvorgang anzusehen. Es findet eine vollständige und vollkommene Verbrennung statt und somit ist einerseits der Energieinhalt der unverbrannten Kohle am Modellausgang Null und weiterhin der Energieinhalt der Flugasche im RG am Modellausgang bei gleich eingestellter Verbrennungstemperatur für den Luft- bzw.

den Oxyfuelbetrieb identisch. Mit diesen Randbedingungen lässt sich folgende Bilanzgleichung aufstellen.

$$\frac{\dot{H}_{Luft-Oxyfuel}}{\dot{m}_{RG}} = \frac{\dot{H}_K + \dot{H}_{Ox} + \dot{H}_{Rezi}}{\dot{m}_{RG}} = \frac{\dot{m}_K \cdot H_U + \dot{m}_{Ox} \cdot h_{Ox} + \dot{m}_{Rezi} \cdot h_{Rezi}}{\dot{m}_{RG}} \quad (6.2.1)$$

Hierzu sind in nachfolgender Tabelle 6.2.3 die Massenströme und die zugehörigen spezifischen Enthalpien der einzelnen Gase aufgelistet.

Drei Arbeitspunkte werden definiert:

**I Luftbetrieb**

**II Start des Regimewechselvorganges**

**III Oxyfuel-Betrieb**

Fahrweise	Ort	Massenstrom	Enthalpie
Luftbetrieb (I)	Oxidationsmittel	$12,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$154 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	Rezirkulation	$6,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$318 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	Rauchgas	$20,46 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$1742 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Oxyfuel-Betrieb (III)	Oxidationsmittel	$2,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	Rezirkulation	$13,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$655 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	Rauchgas	$17,92 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$2293 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Tabelle 6.2.3:** Stoffströme am Brenner für die stationären Arbeitspunkte Luft- und Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation

Der spezifische Enthalpie des RG für den Luftbetrieb, Arbeitspunkt(I), ergibt:

$$\frac{\dot{H}_K + \dot{H}_{Ox}^I + \dot{H}_{Rezi}^I}{\dot{m}_{RG}^I} = \frac{1,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 19760 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 12,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 154 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 6,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 318 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{20,46 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{RG} = 1752 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.2)$$

Beim Umschalten zum Zeitpunkt  $t = 100\text{s}$ , dem Arbeitspunkt (II), werden sprunghaft das Oxidationsmittel und der Massenstrom des Rezirkulationsgases verändert, der Energieinhalt des Rezirkulationsstromes bleibt jedoch aufgrund der unveränderten Gaszusammensetzung derselbe, wie in Abbildung 6.6 erkennbar ist. Der Massenstrom des RG durch die Brennkammer senkt sich auf den Wert für den Oxyfuel-Betrieb.

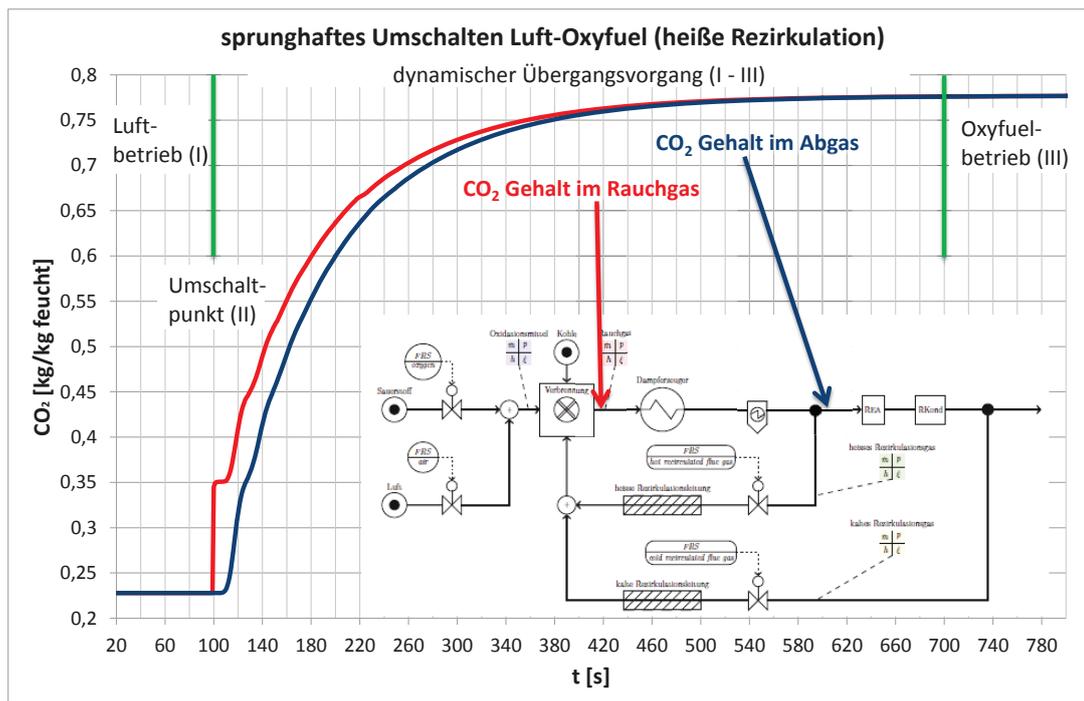


Abbildung 6.6: Vergleich des Kohlendioxidgehaltes am Brenner und im Abgas für den Umschaltprozess

Somit ändert sich die spezifische Enthalpie des RG auf:

$$\frac{\dot{H}_K + \dot{H}_{Ox}^II + \dot{H}_{Rezi}^II}{\dot{m}_{RG}^II} = \frac{1,61 \frac{kg}{s} \cdot 19760 \frac{kJ}{kg} + 2,5 \frac{kg}{s} \cdot 140 \frac{kJ}{kg} + 13,9 \frac{kg}{s} \cdot 318 \frac{kJ}{kg}}{17,92 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{RG} = 2041 \frac{kJ}{kg} \quad (6.2.3)$$

Demnach steigt die spezifische Enthalpie des Verbrennungsproduktes bei  $t = 100s$  um  $293kJ/kg$  und der erste Sprung der RG-Temperaturen zu diesem Zeitpunkt ist erklärt.

Die spezifische RG-Enthalpie  $h_{RG}$  behält bis zum zweiten entscheidenden Zeitpunkt diesen Wert. Zum Zeitpunkt an dem das rückgeführte RG, mit der Zusammensetzung des Verbrennungsgases zum Umschaltzeitpunkt (II), die Summierstelle vor dem Brenner erreicht, setzt ein zweiter instationärer Übergangsvorgang ein. Die Gaszusammensetzung des Rezirkulationsgases verändert entscheidend das neue Verbrennungsprodukt. Nach der Abbildung 6.4 ändert sich die Gaszusammensetzung des Verbrennungsproduktes, analog der Sprungantwort eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung, nach einer Exponentialfunktion.

Der neue stationäre Endwert der Verbrennungsenthalpie beträgt aufgrund der höheren spezifischen Enthalpie des Rezirkulationsgases:

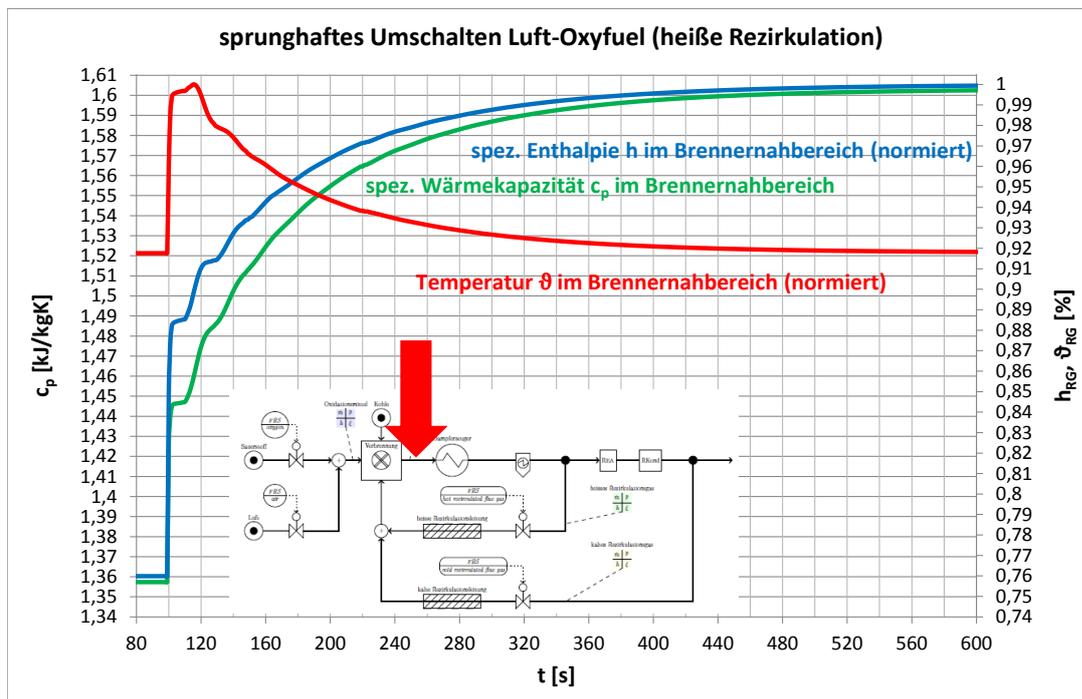
$$\frac{\dot{H}_K + \dot{H}_{Ox}^{III} + \dot{H}_{Rezi}^{III}}{\dot{m}_{RG}^{III}} = \frac{1,61 \frac{kg}{s} \cdot 19760 \frac{kJ}{kg} + 2,5 \frac{kg}{s} \cdot 140 \frac{kJ}{kg} + 11,24 \frac{kg}{s} \cdot 655 \frac{kJ}{kg}}{17,92 \frac{kg}{s}}$$

$$h_{RG} = 2303 \frac{kJ}{kg} \quad (6.2.4)$$

und erhöht sich nochmals um 262kJ/kg gegenüber dem Luftbetrieb (I).

Bei gleichbleibender Verbrennungstemperatur, wie es für den Luftbetrieb (I) und den Oxyfuel-Betrieb (III) durch die Rezirkulationsmenge eingestellt wurde, stimmen die Bilanzgleichungen. Beim Regimewechsel steigt jedoch die Verbrennungstemperatur an und aufgrund der Flugasche im RG, die die gleiche Temperatur wie das Verbrennungsgas besitzt, wird ein Teil der Energie für die Erwärmung der Flugasche verwendet und dem RG demzufolge entzogen.

Die Verbrennungstemperatur ist eine Funktion der spezifischen Verbrennungsenthalpie  $h_{RG}$  und der Stoffzusammensetzung  $\xi_{RG}$  des entstehenden RG mit  $\vartheta = f(p, h_{RG}, \xi_{RG})$  und wird mit der Stoffwerttabelle [7] ermittelt. Der Verlauf der Größen und zusätzlich die spezifische Wärmekapazität des RG  $c_{pRG}$  während des Regimewechsels sind in der Abbildung 6.7 dargestellt.



**Abbildung 6.7:** Verbrennungstemperatur, -enthalpie und spezifische Wärmekapazität des RG für den Umschaltprozess mit heißer Rezirkulation

Eine plötzliche Veränderung des Oxidationsmittels unter Reduzierung des die Verbrennungstemperatur senkenden Stickstoffs  $N_2$  als Inertgas und ein Ansteigen des

Rezirkulationsmassenstromes mit noch unveränderter Gaszusammensetzung des rezirkulierten RG aus dem Arbeitspunkt Luftbetrieb (I) erhöht sprunghaft die Verbrennungstemperatur. Eine langsame Veränderung der Gaszusammensetzung des rezirkulierten RG, bedingt durch die langen Strömungswege, führt zu einem langsamen Absenken der Verbrennungstemperatur während des nachfolgenden Regimewechselvorganges bis zum stationären Arbeitspunkt des Oxyfuel-Betriebes (III). Durch eine sprunghafte Temperaturerhöhung können Bauteilbeschädigungen hervorgerufen werden und deshalb muss eine plötzliche sprunghafte Umschaltung zwischen den Betriebsweisen vermieden werden.

Anhand dieses Vorganges und des  $CO_2$ -Gehaltes im Abgas können aber durchaus die strömungstechnischen mittleren Verweilzeiten der Medien für die Systeme „Dampferzeuger“ und „Rezirkulationsleitung“ einfach rechnerisch ermittelt werden. Die mittleren Verweilzeiten  $\tau$  werden über die Länge der Strömungswege  $L$ , die Massenströme  $\dot{m}$ , die Dichten  $\rho$  und die geometrischen Abmessungen des Strömungsquerschnittes  $A$  mit der Beziehung in Gleichung 6.2.5 berechnet.

$$\tau = \frac{L \cdot A \cdot \rho}{\dot{m}} \quad (6.2.5)$$

Die Änderungen des Massendurchsatzes  $\dot{m}$  und der Dichte  $\rho$  des Mediums sind nicht-lineare Parameter für die Berechnung der mittleren Verweilzeit  $\tau$ . Die Massenströme für den Strömungsweg „Dampferzeuger“ sowie der Rezirkulationsmassenstrom für die Rückführungsleitung sind bekannt und ändern sich sprunghaft. Die Dichten sind die Einflussparameter, die aufgrund der Änderung der Gaszusammensetzung während der Umschaltung keinen direkten Wertesprung aufweisen, sondern eine Änderung über die Zeit erfahren. Für die beiden stationären Arbeitspunkte Luftbetrieb (I) und Oxyfuel-Betrieb (III) kann die Dichte mittels des Simulationsmodells an den entsprechenden Orten, im Brennernahbereich und am Rezirkulationsabzweig bestimmt werden, siehe Tabelle 6.2.4.

Fahrweise	Ort	Temperatur	Dichte
Luft (I)	Brennernahbereich	1327°C	0,232 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
	Rezirkulationsabzweig	170°C	0,82 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Oxyfuel (III)	Brennernahbereich	1327°C	0,267 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
	Rezirkulationsabzweig	170°C	0,946 $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

**Tabelle 6.2.4:** Dichte des RG am Brenner und an der Rezirkulationsstelle für die Luft- und Oxyfuel-Verbrennung mit heißer Rezirkulation

Die mittleren Verweilzeiten werden mit den Massenströmen der Oxyfuelfahrweise berechnet, dargestellt im Unterabschnitt A.8.2. Aufgrund der sich nur langsam ändernden Gaszusammensetzung ist keine direkte Aussage über die aktuelle Gasdichte

möglich und es werden beide Fälle, die Luft- und die Oxyfuel-Fahrweise in Betracht gezogen. Es werden die mittlere Verweilzeit des Dampferzeugers für den Eintritt am Brenner und den Abzweig der Rezirkulationsleitung für die zwei stationären Fälle Luftbetrieb (I) und Oxyfuel-Betrieb (III) arithmetisch gemittelt und man erhält jeweils zwei mittlere Verweilzeiten für die lokalen Stellen am Brenner und des Rezirkulationsabzweiges. Diese sind mit  $\tau_{min}$  und  $\tau_{max}$  in Tabelle 6.2.5 gekennzeichnet.

System	mittlere Verweilzeit
DE	$\tau_{min} = 6,7s$
	$\tau_{max} = 23,5s$
Rezirkulation	$\tau = 1,5s$

**Tabelle 6.2.5:** Mittlere Verweilzeit der Systeme „Dampferzeuger“ und „heiße Rezirkulationsleitung“ für die Luft-Oxyfuel-Umschaltung

Die mittleren Verweilzeiten der Strömungswege werden nachfolgend mit einem ERSATZ-Modell aus regelungstechnischen Grundübertragungselementen abgebildet. Die Simulationsergebnisse werden mit den Ergebnissen auf der Basis der Änderung der  $CO_2$ -Zusammensetzung mit dem physikalischen Modellergebnis aus der Abbildung 6.4 verglichen.

Im ERSATZ-Modell wird einerseits der Strömungsweg durch den Dampferzeuger und die Rezirkulationsleitung mit einem Totzeitglied nachgebildet. In einem zweiten ERSATZ-Modell werden die Strömungswege mit einer Reihenschaltung aus 10 Verzögerungsgliedern erster Ordnung beschrieben. Für eine folgende Parameterstudie werden die Grundübertragungsglieder einmal mit der errechneten minimalen mittleren Verweilzeit konfiguriert und andererseits beschreibt die maximale mittlere Verweilzeit die Zeitkonstante des ERSATZ-Modells. Im Ersatz-Modell „Reihenschaltung aus 10 Verzögerungsgliedern erster Ordnung“ ist die Zeitkonstante des einzelnen Grundübertragungselementes  $1/10$  der mittleren Verweilzeit.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen der Parameterstudie mit dem ERSATZ-Modell „Totzeitglied“ für die minimale und die maximale mittlere Verweilzeit und dem Simulationsergebnis aus der Abbildung 6.4 wird in Abbildung 6.8 dargestellt.

Der Vergleich der Parameterstudie mit dem ERSATZ-Modell „Reihenschaltung mit 10 Verzögerungsgliedern erster Ordnung“ für die minimale und die maximale Zeitkonstante mit dem Simulationsergebnis aus der Abbildung 6.4 wird in der Abbildung 6.9 gegenübergestellt.

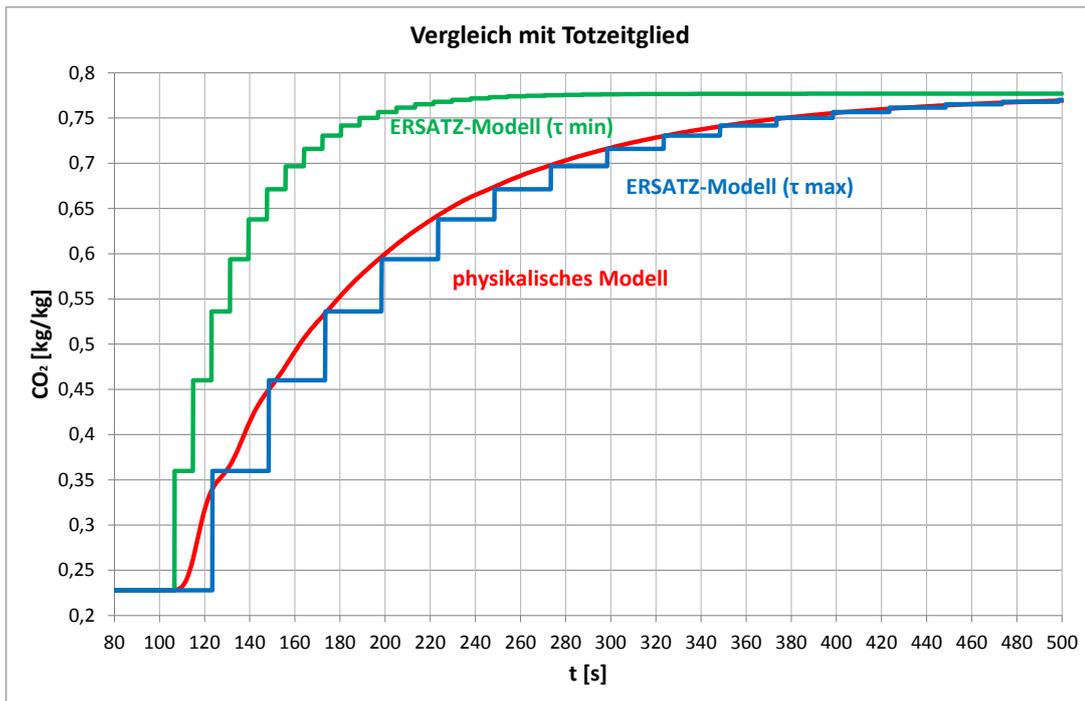


Abbildung 6.8: Modell-Vergleich mit Totzeitglied für die sprunghafte Umschaltung Luft-Oxyfuel am Parameter des CO<sub>2</sub>-Gehalt am DE-Ende

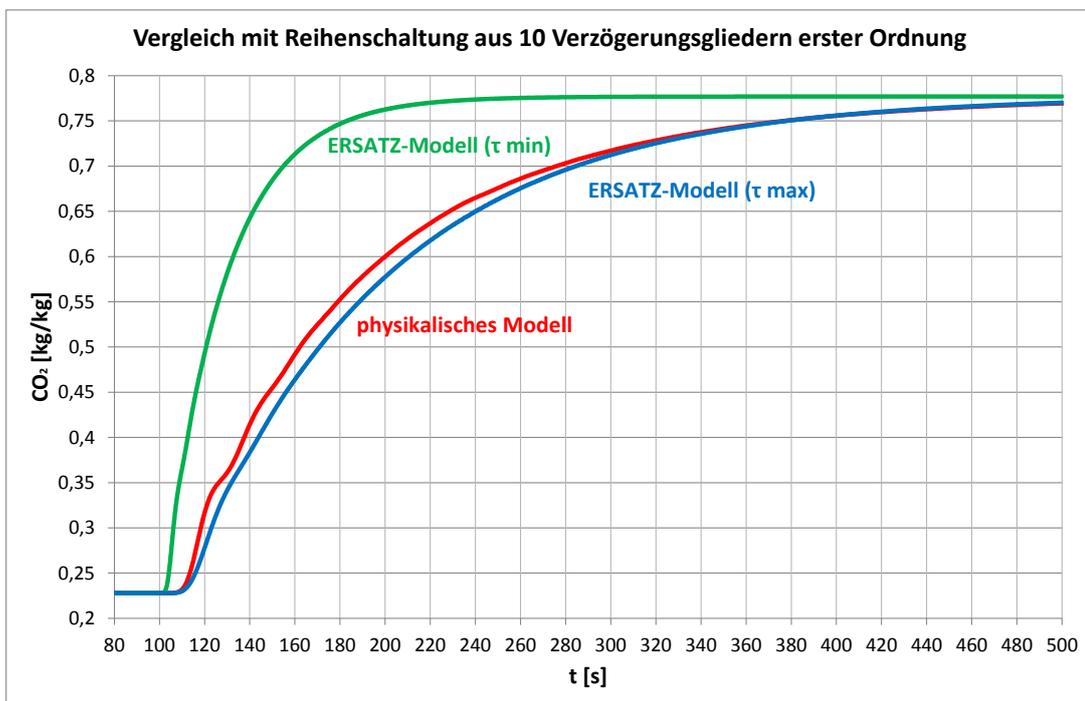


Abbildung 6.9: Modell-Vergleich mit der Reihenschaltung der 10 PT1-Glieder für die sprunghafte Umschaltung Luft-Oxyfuel am Parameter des CO<sub>2</sub>-Gehalt am DE-Ende

Mit dem ERSATZ-Modell der Totzeitglieder ist eine eher ungenaue Aussage möglich, jedoch die Simulation mit den in Reihe geschalteten PT1-Gliedern lässt eine genaue Ergebnisauswertung zu. Die Übergangsfunktion des physikalischen Modells sollte inmitten der beiden Graphen der ERSATZ-Modelle liegen und das ist hier der Fall. Eine Wärmeübertragung über die Dampferzeugerlänge verändert die Dichte des RG. Die Stellen im Brennernahbereich, der Eintritt in das Dampferzeugermodell und die Rezirkulationsabzweigstelle, der Austritt des Dampferzeugers sind mit Werten für die Dichte des RG belegbar. Der Verlauf der Dichte des RG im Dampferzeuger bestimmt die Werte für die Strömungsgeschwindigkeit und demzufolge die mittlere Verweilzeit des Systems. Das nichtlineare Verhalten der Änderung der mittleren Verweilzeit ist prinzipiell erkennbar. Ein geringerer Massenstrom und eine steigende spezifische Wärmekapazität, bedingt durch die Änderung der Gaszusammensetzung, erhöht die Wärmeübertragung am Anfang des Dampferzeugers. Das RG kühlt demzufolge schneller ab und die Dichte des RG steigt schneller an. Die Strömungsgeschwindigkeit verringert sich und die mittlere Verweilzeit für die RG-Strömung erhöht sich während des Regimewechsels durch die Verschiebung der Wärmeübertragung zu höheren Werten am Anfang des Dampferzeugers. Die RG-Temperaturen für beide Fahrweisen sind im Diagramm in Abbildung A.17 dargestellt.

Die Änderung der Gaszusammensetzung lässt sich zwar für eine sprunghafte Umschaltung mit den regelungstechnischen Grundübertragungsgliedern beschreiben, jedoch die Nichtlinearitäten der mittleren Verweilzeit des Strömungskanals „Dampferzeuger“ mit implementierter Wärmeübertragung wirken sich auf das Gesamtverhalten des Regimewechselvorganges sehr gravierend aus und die Genauigkeit des physikalischen Modells ist hier von entscheidendem Vorteil.

Wird das System mit dem physikalischen Modell abgebildet, werden alle Parameter angepasst. Bei der simulierten sprunghaften Änderung des Umschaltens von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb sind aufgrund der vielen Iterationsschritte die Rechenzeiten deutlich langsamer im Vergleich zur Simulation mit den ERSATZ-Modellen. Von Vorteil ist hier die Aktualität der Parameter zu jedem Zeitpunkt während des instationären Übergangsprozesses. Dieser Vorteil hat bei anderen Umschaltmechanismen, wie beispielsweise langsam ablaufenden Rampen, ebenfalls deutliche Auswirkungen auf das Simulationsergebnis.

Greift der Nutzer auf eine andere Art der Umschaltung zurück, beispielsweise eine rampenförmige Umschaltung, ist es auch notwendig, die mittleren Verweilzeiten für den Umkehrprozess zu kennen. Grund sind die Änderungen der Stoffströme, die erhebliche Auswirkungen auf die mittlere Verweilzeit während des Regimewechsels haben. Diese werden im Folgenden analysiert.

#### **6.2.1.2. Sprunghafter Regimewechsel von Oxyfuel- auf Luft-Betrieb mit heißer Rezirkulation**

Die sprunghafte Umschaltung findet ebenfalls beim Zeitpunkt von  $t = 100\text{s}$  statt, siehe Abbildung 6.10.

---

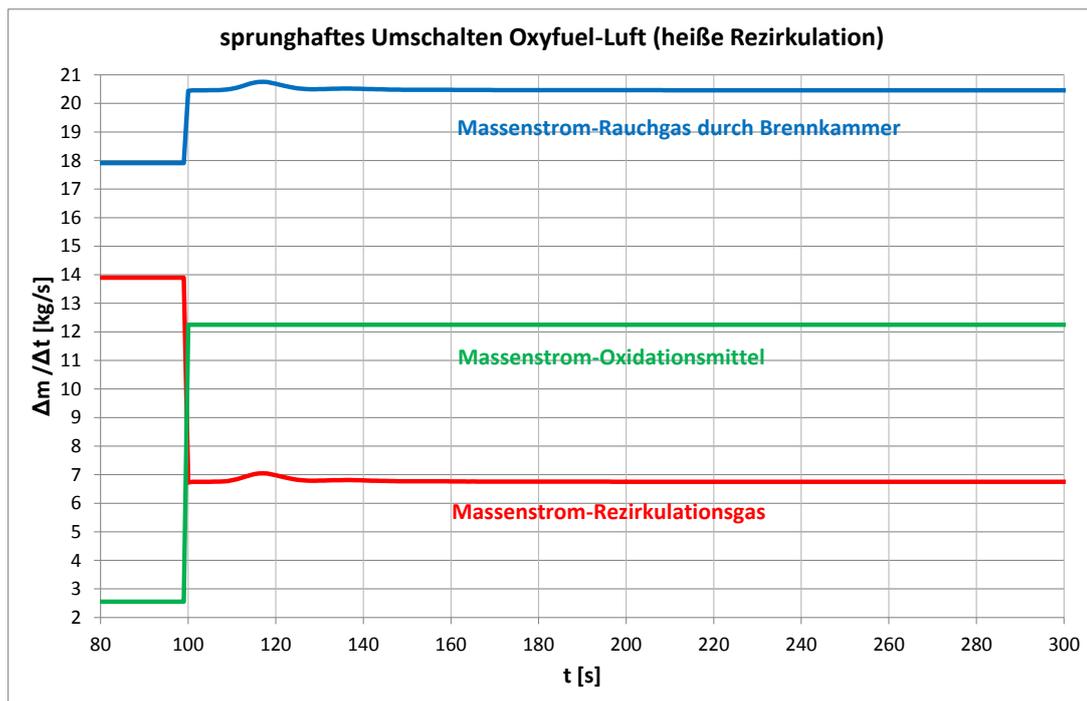


Abbildung 6.10: Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation

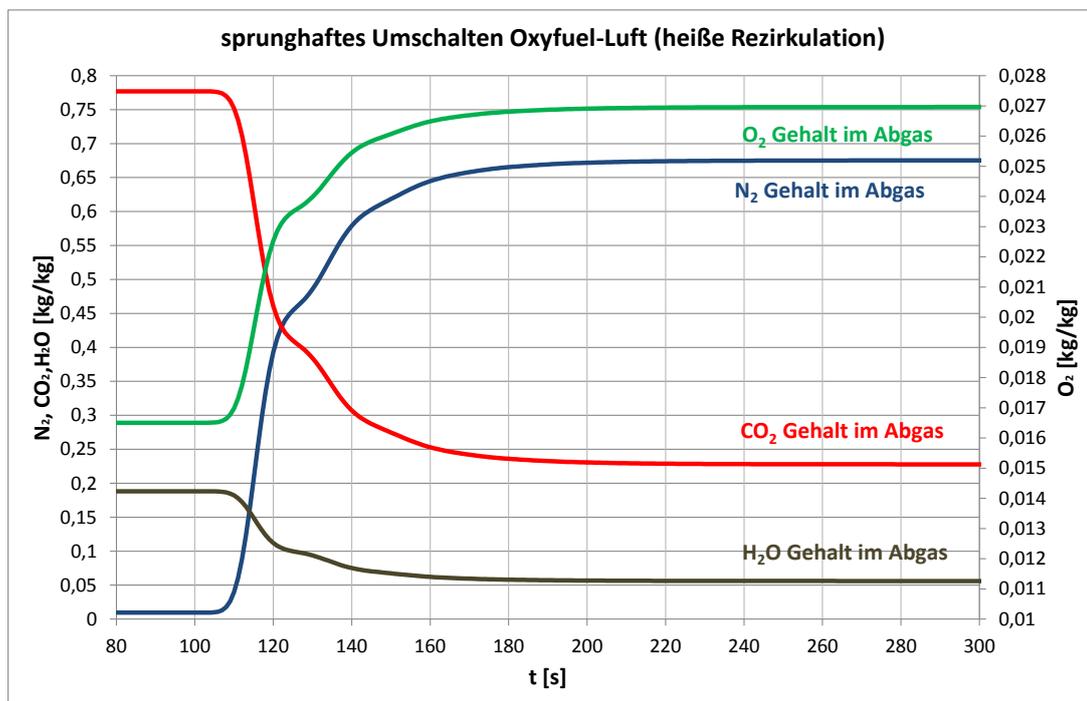
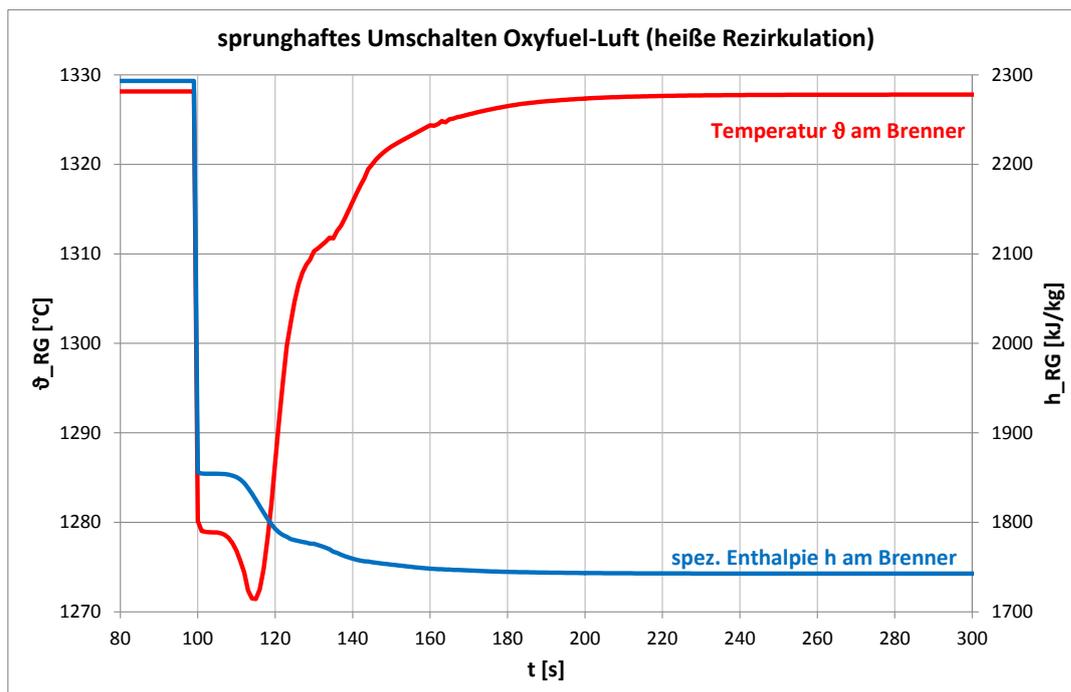


Abbildung 6.11: Verlauf der Gaszusammensetzung im Abgas bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation

Ein höherer Massenstrom im Dampferzeuger im Luftbetrieb erhöht die Strömungsgeschwindigkeit im Modell Dampferzeuger und die geringere Rezirkulationsmenge verringert den Einfluss der Rückkopplung. Der instationäre Vorgang ist, wie in Abbildung 6.11 erkennbar und damit deutlich eher nach  $\Delta t \approx 60\text{s}$  beendet als bei der Umschaltung von Luft- auf Oxyfuelfahrweise.

Die Verbrennungstemperatur sinkt während des Umschaltens ab, siehe Abbildung 6.12. Absinkende Temperaturen sind für die Gefährdung der Dampferzeugerbauteile als eher unkritisch zu betrachten, jedoch muss während dieses instationären Vorganges die Verbrennungstemperatur stets über der Zündtemperatur der Kohle liegen, um den Verbrennungsprozess aufrecht zu erhalten.



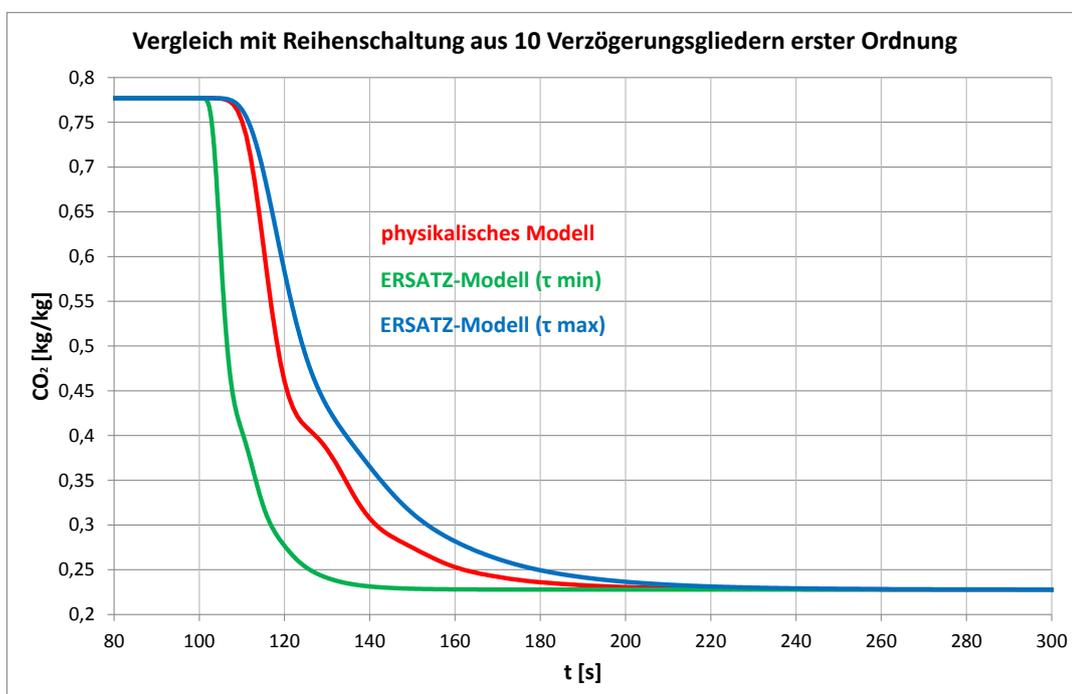
**Abbildung 6.12:** Verlauf der Verbrennungstemperatur und -enthalpie am Brenner bei der sprunghaften Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation

Die berechneten mittleren Verweilzeiten der Systeme aus Unterabschnitt A.8.4 werden nachfolgend mit dem ERSATZ-Modell der Grundübertragungselemente verglichen.

System	mittlere Verweilzeit
DE	$\tau_{min} = 5,9s$
	$\tau_{max} = 20,74s$
Rezi	$\tau = 3,1s$

**Tabelle 6.2.6:** Mittlere Verweilzeiten der Systeme „Dampferzeuger“ und „heiße Re-zirkulationsleitung“ für die Oxyfuel-Luft-Umschaltung

Aufgrund der besseren Darstellung wird die Auswertung nur noch mit der Parameterstudie des ERSATZ-Modells der Reihenschaltung aus 10 Verzögerungsgliedern erster Ordnung vollzogen, dargestellt in der Abbildung 6.13.



**Abbildung 6.13:** Modell-Vergleich mit der Reihenschaltung der 10 PT1-Glieder für die sprunghafte Umschaltung Oxyfuel-Luft am Parameter CO<sub>2</sub>-Gehalt am Re-zirkulationsabzweig

Auch hier hüllen die Graphen des ERSATZ-Modells mit den Parametern  $\tau_{min}$  und  $\tau_{max}$  das Ergebnis des physikalischen Modells aus der Abbildung 6.11 ein. Das nicht-lineare Verhalten des Simulationsergebnisses verläuft anfänglich nach der  $\tau_{max}$ -Kurve und verschiebt sich während des Regimewechselvorganges weiter zur  $\tau_{min}$ -Kurve der ERSATZ-Modelle. Der Wert des Energietransportes durch die Wärmeübertragung

bezogen auf den Massendurchsatz ist demnach im ersten Abschnitt des Dampferzeugers geringer und das RG wird nicht mehr so stark abgekühlt. Die spätere Abkühlung, siehe Abbildung A.17, führt zu schnelleren Strömungsgeschwindigkeiten und zu geringeren mittleren Verweilzeiten.

Der Vorteil der vollimpliziten Berechnung mit der iterativen Anpassung der Parameter im aktuellen Zeitschritt lässt die genaue Analyse dieser Vorgänge zu. Der Einschnitt durch eine erhöhte Rechenzeit für die Simulation wird in Kauf genommen. Die Aktualität der Parameter ist in diesem komplizierten instationären Vorgang des Umschaltens, bei dem sich Massendurchsätze und Stoffzusammensetzung ändern und die dadurch bedingten thermischen Änderungen der strömenden Verbrennungsgase für das dynamische Verhalten des Verbrennungsprozesses ausschlaggebend sind, durchaus von großer Bedeutung. Um kritische Sprünge in der Verbrennungstemperatur zu vermeiden, wird eine andere Form der Umschaltung bevorzugt, wie z.B. durch Rampen, welche nachfolgend analysiert werden.

### 6.2.1.3. Rampenförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation

Der Fokus der Betrachtung liegt hier auf der Höhe der Änderung der Verbrennungstemperatur. Bei der sprunghaften Änderung ist in Abbildung 6.5 deutlich zu erkennen, dass diese sich im zeitlichen Verlauf um mehr als  $\Delta\vartheta = 130\text{K}$  erhöht und dadurch Bauteilbeschädigungen im Dampferzeuger hervorrufen kann. Will man optimierend eingreifen, wird versucht, durch eine Verringerung des Anstieges der Transiente des Regimewechselvorganges diese Temperaturänderung zu minimieren.

Für die rampenförmige Umschaltung wird bei einer Startzeit von  $t = 100\text{s}$  eine Variation der Regimewechseländerungsgeschwindigkeit vorgenommen. Für mehrere verschiedene Rampendauern von  $\Delta t_{\text{Rampe}} = 90\text{s}, 180\text{s}, 300\text{s}, 600\text{s}, 900\text{s}$ , siehe Abbildung 6.14 wird eine Analyse der Verbrennungstemperatur in Abbildung 6.15 während des Regimewechsels durchgeführt.

Um einen mathematischen Zusammenhang zwischen der Verbrennungstemperatur und der Rampendauer formulieren zu können, wird eine Regression durchgeführt. Dabei werden die maximal erreichten Temperaturdifferenzen in Abhängigkeit von der Rampendauer als Wertepaar im Softwarepaket „TableCurve 2D ®(2001)“ [36] eingegeben und eine Regressionsfunktion ermittelt. Mit einer einfachen Regressionsgleichung kann nun für eine maximal zulässige Temperaturdifferenz die optimale Rampendauer bestimmt werden. Dies ist anhand der Gleichung 6.2.6 mathematisch beschrieben und mit einigen Wertepaaren in Tabelle A.8.1 dargestellt.

$$\Delta t = e^{(8,0352872 - 0,046687114 \cdot \Delta\vartheta_{\text{max}})} \quad (6.2.6)$$

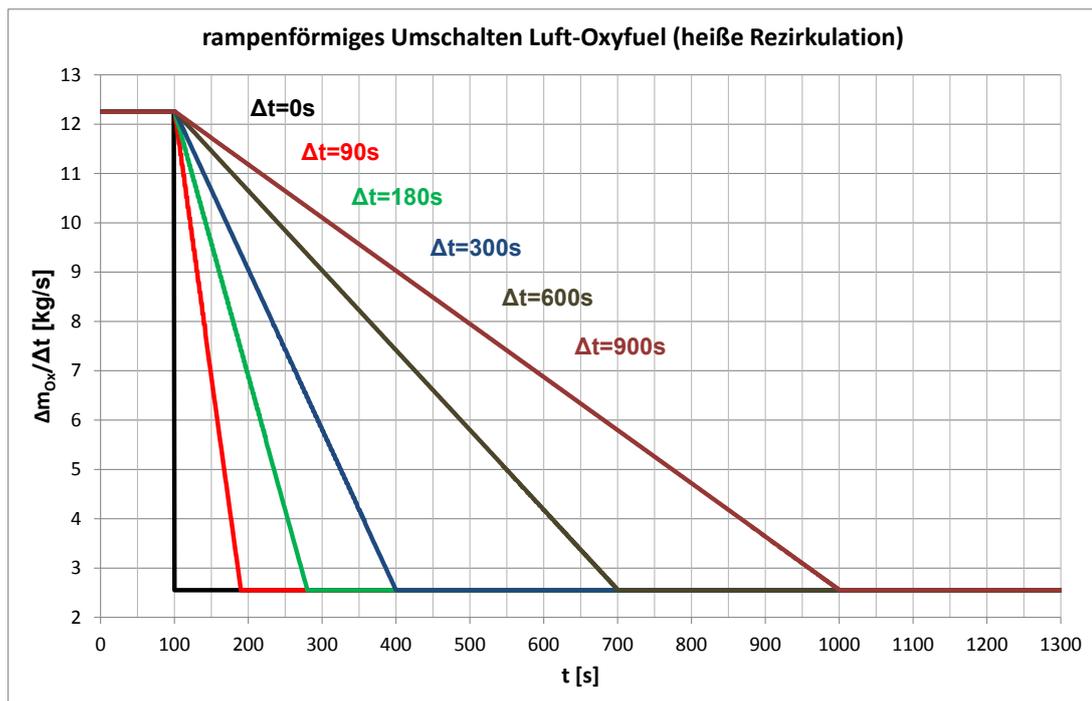


Abbildung 6.14: Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften und rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

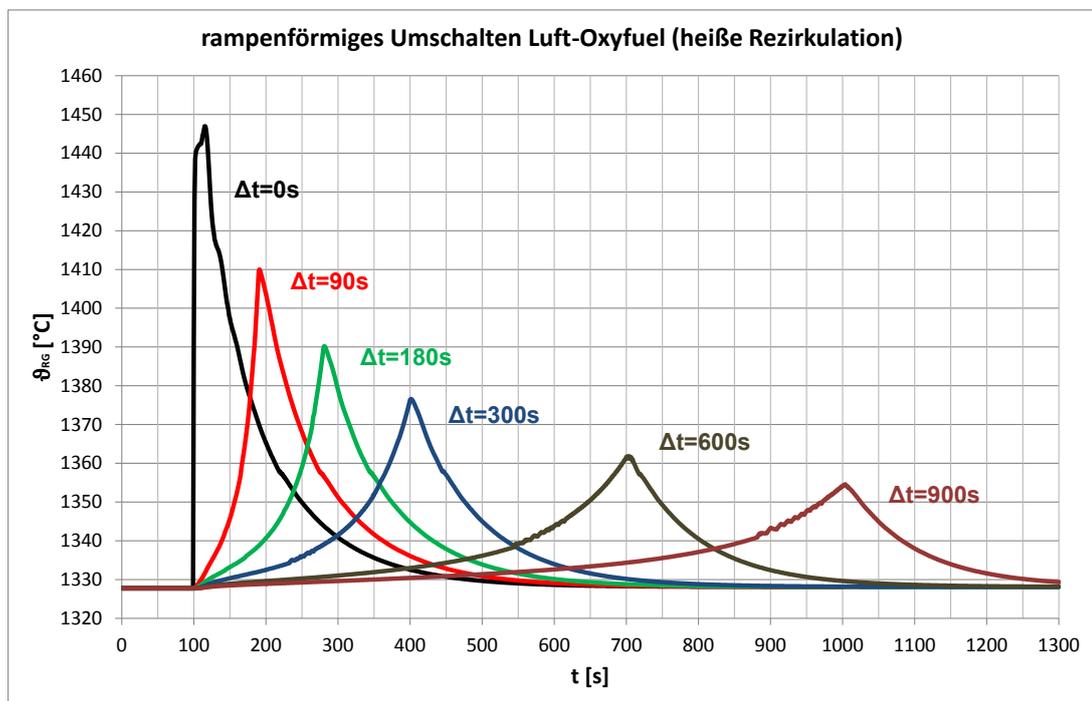
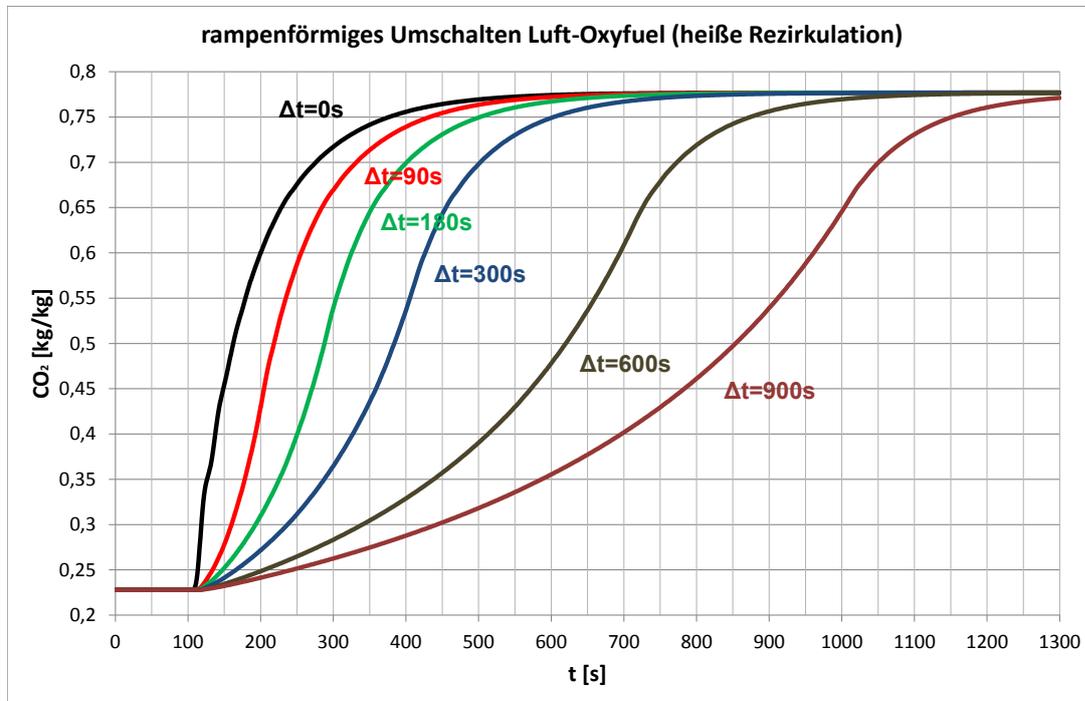


Abbildung 6.15: Verlauf der Verbrennungstemperatur am Brenner bei der sprunghaften und rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

Optimierungskriterium ist hier eine schnellstmögliche Regimewechseländerungsgeschwindigkeit mit der Restriktion einer möglichst geringen Bauteilbelastung für die Dampferzeugerkomponenten. Für eine optimale rampenförmige Umschaltung von Luft- auf Oxyfuel-Fahrweise wird angestrebt, die Dauer des instationären Vorganges bis zum Erreichen des neuen stationären Arbeitspunktes möglichst kurz zu halten.



**Abbildung 6.16:** Modell-Vergleich für die sprunghafte und rampenförmige Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation am Parameter des CO<sub>2</sub>-Gehaltes am Ausgang

Im Gegensatz dazu ist unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Temperaturerhöhung eine lange Rampendauer optimal für eine bauteilschonende Regimewechselfahrweise, da kritische Temperaturen im instationären Vorgang vermieden werden. Eine Optimierung des rampenförmigen Umschaltens von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb besteht somit darin, die Rampendauer so kurz wie möglich zu wählen, jedoch in Bezug auf eine maximal zulässige Verbrennungstemperatur so lang wie nötig einzustellen.

Unter Vorgaben einer maximal möglichen Temperaturerhöhung im Dampferzeuger durch den Kraftwerksbetreiber ist anhand der Tabelle A.8.1 eine maximal mögliche und optimale Regimewechselgeschwindigkeit für den Umschaltprozess erreicht.

Eine weitere Möglichkeit, die Temperaturdifferenz beim Umschaltvorgang zu senken, ist, den Rezirkulationsstrom im kritischen Bereich etwas zu erhöhen, worauf im nächsten Abschnitt eingegangen wird.

#### 6.2.1.4. Optimierter rampenförmiger Regimewechsel von Luft- auf Oxyfuel-Betrieb mit heißer Rezirkulation

Wie in Abbildung 6.15 zu erkennen ist, liegt der Zeitpunkt für den maximalen Wert der Verbrennungstemperatur zum Zeitpunkt des Rampenendes. Für den Regimewechselvorgang mit einer Rampendauer von  $\Delta t = 180\text{s}$  wird der Endwert des Rezirkulationsmassenstromes für die Rampe erhöht und nachher mittels einer weiteren Rampe wieder auf den einzustellenden Endwert zurückgefahren, siehe Abbildung 6.17.

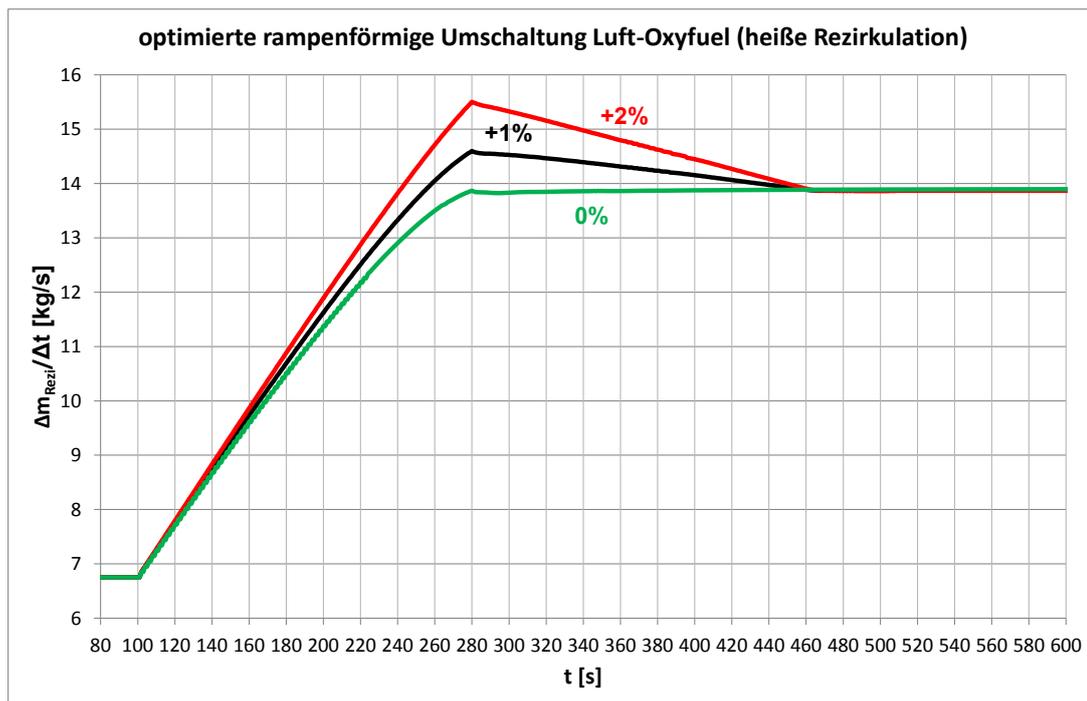
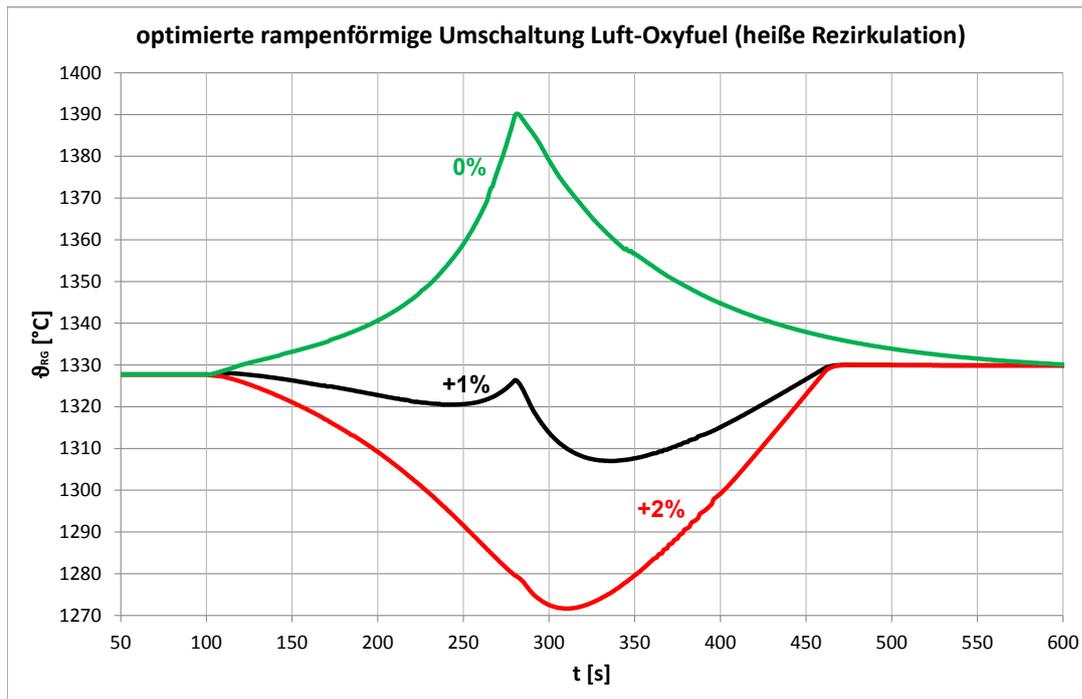


Abbildung 6.17: Rezirkulationsmassenstrom bei der optimierten rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

Wie in Abbildung 6.18 deutlich erkennbar ist, ist eine auf den Massendurchsatz in der Brennkammer bezogene 1%-ige Erhöhung völlig ausreichend, um den Wert der Verbrennungstemperatur zu stabilisieren.



**Abbildung 6.18:** Verbrennungstemperatur bei der optimierten rampenförmigen Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

Es können jetzt noch weitere Optimierungsvorgänge stattfinden, wie z.B. die Steigung der Rampen an bestimmten Zeitpunkten zu erhöhen oder zu verringern, welches wiederum einen Einfluss auf die Verbrennungstemperatur hat. Dies soll aber nicht Gegenstand der hier dargestellten Untersuchungen sein. Wichtig ist, dass ein leicht erhöhter Rezirkulationsstrom während der Rampenumschaltung die Bauteilbelastung erheblich senken kann und die Rampendauer auch einen erheblichen Einfluss auf die Verbrennungstemperatur hat.

Eine 1%ige Erhöhung des Rezirkulationsmassenstromes im kritischen Punkt hat jedoch auch den Nachteil eines höheren Durchsatzes durch den Dampferzeuger und die Rezirkulationsleitung, welcher in der Komponentenkonfiguration während der Designphase berücksichtigt werden muss.

Im nächsten Abschnitt wird der Fall der kalten Rezirkulation analysiert.

### 6.2.2. Oxyfuelverbrennung mit kalter Rezirkulation

Um den Regimewechsel mit kalter Rezirkulation, laut Abbildung 6.2, mit den Ergebnissen bei heißer Rezirkulation vergleichen zu können, werden folgende Randbedingungen eingestellt:

- 1 Die Brennstoffzufuhr ist identisch.
- 2 Die Oxidationsmittel Luft und Sauerstoff haben die gleichen Parameter wie beim Regimewechselvorgang mit heißer Rezirkulation.
- 3 Die Verbrennungstemperatur für die beiden eingestellten Lastpunkte Luftbetrieb (I) und Oxyfuel-Verbrennung (III) beträgt  $\vartheta_{RG} = 1327^\circ\text{C}$ .
- 4 Das RG wird wasser- und aschefrei mit einer Temperatur von  $\vartheta_{kRezi} = 70^\circ\text{C}$  rezirkuliert.

Für die definierten Randbedingungen beträgt die Rezirkulationsmenge für 100% kalte Rezirkulation, bezogen auf den Massendurchsatz in der Brennkammer, im Luftfall 32,6% und bei der Oxyfuelfahrweise 79,1%.

Die Verbrennungskenngrößen variieren teilweise und sind in der nachfolgenden Tabelle 6.2.7 für beide Fahrweisen gegenübergestellt.

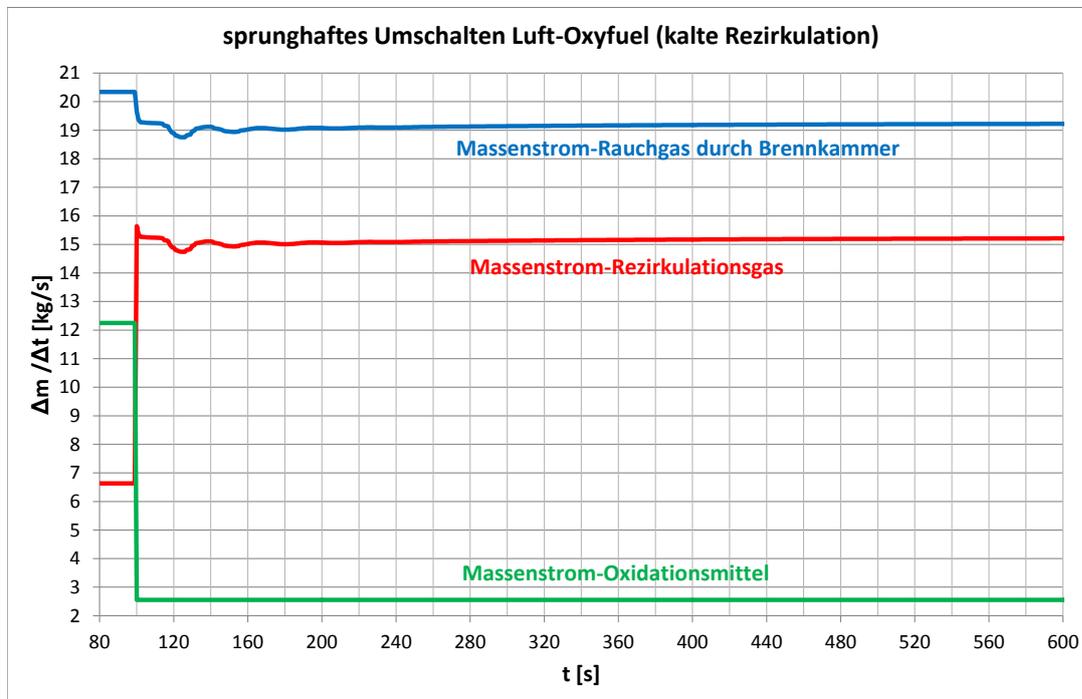
Größe	Formelzeichen	Luft	Oxyfuel	Einheit
globale Stöchiometrie-kennzahl	$\lambda_{glob}$	1,15	1,0269	-
Sauerstoffgehalt im Abgas	$\psi_{O_2Abgas}$	2,771	2,787	Vol.-% tr.
Verbrennungstemperatur	$\vartheta_{RG}$	1327	1327	$^\circ\text{C}$
lokale Stöchiometrie-kennzahl	$\lambda_{lok}$	1,2276	1,1544	-
Sauerstoffgehalt am Brenner	$\psi_{O_2Brenner}$	14,66	21,28	Vol.-% f.
spezifische Verbrennungsenthalpie	$h_{RG}$	1670	1709	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Tabelle 6.2.7:** Verbrennungstechnischen Größen für kalte Rezirkulation

Die gleichen Parameter für die Strömungskanäle wie für die heiße Rezirkulation sind gegeben. Nach dem Elektrofilter sind jedoch beim Oxyfuel-Prozess mit kalter Rezirkulation die REA und der RG-Kondensator nachgeschaltet, was den Strömungsweg bis zum Abzweig der Rezirkulation verlängert. Das Modell Rohr für diesen Strömungsweg wird mit einem Innendurchmesser von  $d = 2,5\text{m}$  angenähert und besitzt eine Länge von  $L = 30\text{m}$ .

Die Simulationsergebnisse werden nachfolgend mit denen des Modells der heißen Rezirkulation verglichen.

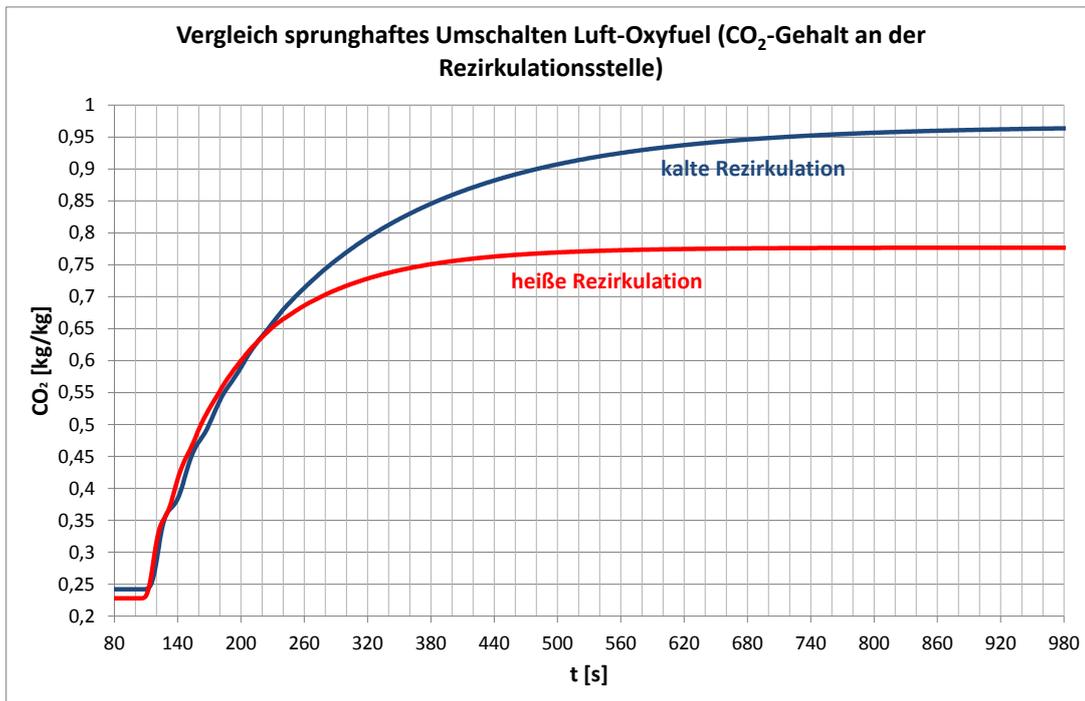
Der Verlauf der Änderung der Gaszusammensetzung am Rezirkulationsabzweig und die Änderung der Verbrennungstemperatur während des sprunghaftigen Regimewechsels von Luft- auf Oxyfuel-Fahrweise sind Gegenstand der Analyse. Der sprunghaftige Regimewechsel mit kalter Rezirkulation wird durch die Massenstromverläufe in Abbildung 6.19 simuliert.



**Abbildung 6.19:** Verlauf der Massenströme bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel mit kalter Rezirkulation

Der Regimewechselvorgang, das Erreichen des neuen stationären Arbeitspunktes des Oxyfuel-Prozesses, dauert bei der kalten Rezirkulation deutlich länger, aufgrund des zusätzlichen Strömungsweges der REA und des RG-Kondensators, wie im direkten Vergleich des Kohlendioxidgehaltes am Ausgang bei der sprunghaftigen Umschaltung in Abbildung 6.20 deutlich wird. Die Anordnung der Messstellen in Abbildung 6.2 verdeutlichen den Unterschied in der feuchten Massenkonzentration des Kohlendioxids  $\text{CO}_2$  aufgrund der Entwässerung im RG-Kondensator bei kalter Rezirkulation. Prinzipiell steht hier jedoch der instationäre Vorgang im Vordergrund. Das deutlich verzögerte Erreichen des neuen stationären Arbeitspunktes

der Oxyfuel-Fahrweise ist nachteilig für die Dynamik des Verbrennungsprozesses mit kalter Rezirkulation.



**Abbildung 6.20:** Verlauf des CO<sub>2</sub>-Gehalt an der Rezirkulationsstelle bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation

Die Höhe der Änderung der Verbrennungstemperatur während der sprungförmigen Umschaltung ist bei der kalten Rezirkulation betragsmäßig geringer, wie in Abbildung 6.21 zu erkennen ist. Dies ist ein wesentlicher Vorteil für die Betriebsführung der Anlage in Bezug auf die Vermeidung von zu hohen Temperatursprüngen und die damit verbundene Gefährdung der Dampferzeugerbauteile während des instationären Regimewechselvorganges.

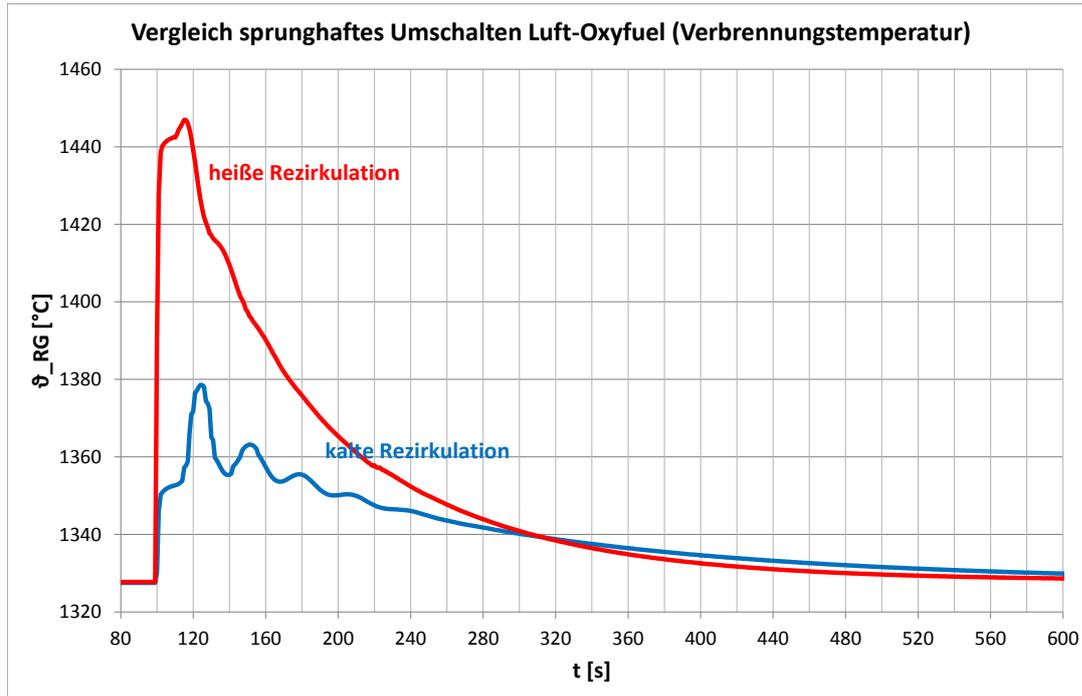


Abbildung 6.21: Verlauf der Verbrennungstemperatur bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation

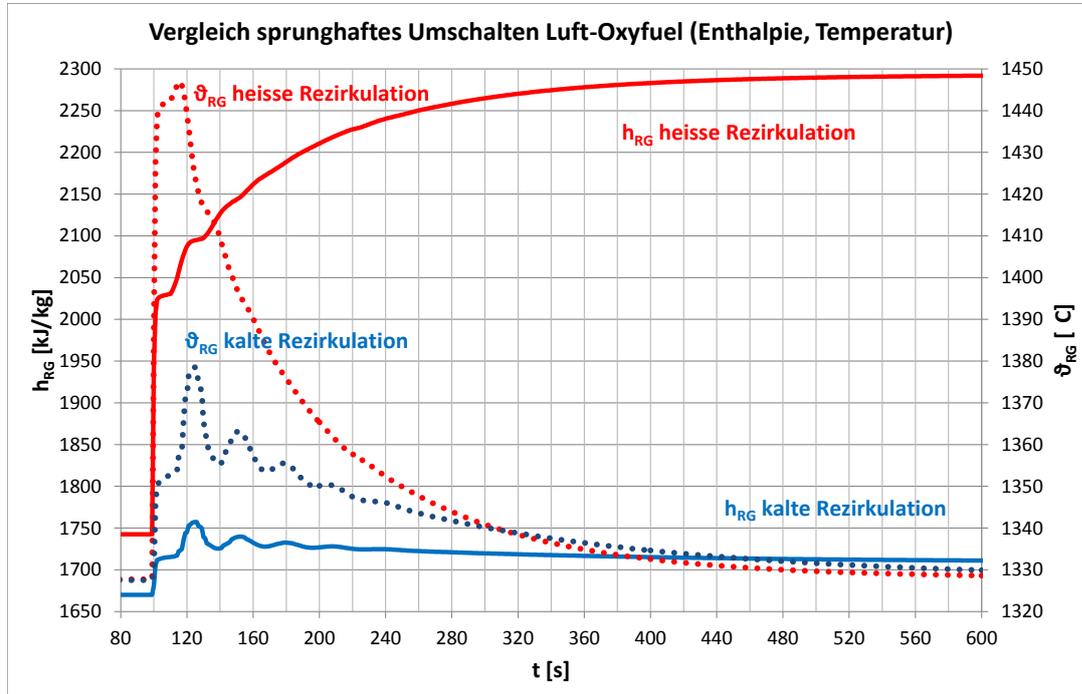


Abbildung 6.22: Verlauf der Verbrennungsenthalpie und -temperatur bei der sprunghaften Umschaltung Luft-Oxyfuel im Vergleich von heißer mit kalter Rezirkulation

Hierzu wird analog zum Unterunterabschnitt 6.2.1.1 die Plausibilität über den Vergleich der zugeführten Energien mit den Stoffströmen und den spezifischen Enthalpien aus Tabelle 6.2.8 überprüft:

Fahrweise	Ort	Massenstrom	Enthalpie
Luft	heiße Rezirkulation	$6,75 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$318 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	kalte Rezirkulation	$6,63 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$68,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Oxyfuel	heiße Rezirkulation	$13,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$655 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	kalte Rezirkulation	$15,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

**Tabelle 6.2.8:** Vergleich der Daten des Rezirkulationsstromes für den Regimewechsel mit heißer und kalter Rezirkulation

Bei der Gegenüberstellung der Energieströme der heißen und kalten Rezirkulation wird deutlich, dass durch die geringere Temperatur des Rezirkulationsstromes bei kalter Rezirkulation der Anstieg der Verbrennungsenthalpie deutlich geringer sein muss.

$$\frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ox}^I + \dot{Q}_{Rezi}^I}{\dot{m}_{RG}^I} = \frac{1,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 19760 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 12,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 154 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 6,63 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 68,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{20,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{RG} = 1680 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.7)$$

$$\frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ox}^{II} + \dot{Q}_{Rezi}^{II}}{\dot{m}_{RG}^{II}} = \frac{1,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 19760 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 2,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 15,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 68,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{19,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{RG} = 1727 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.8)$$

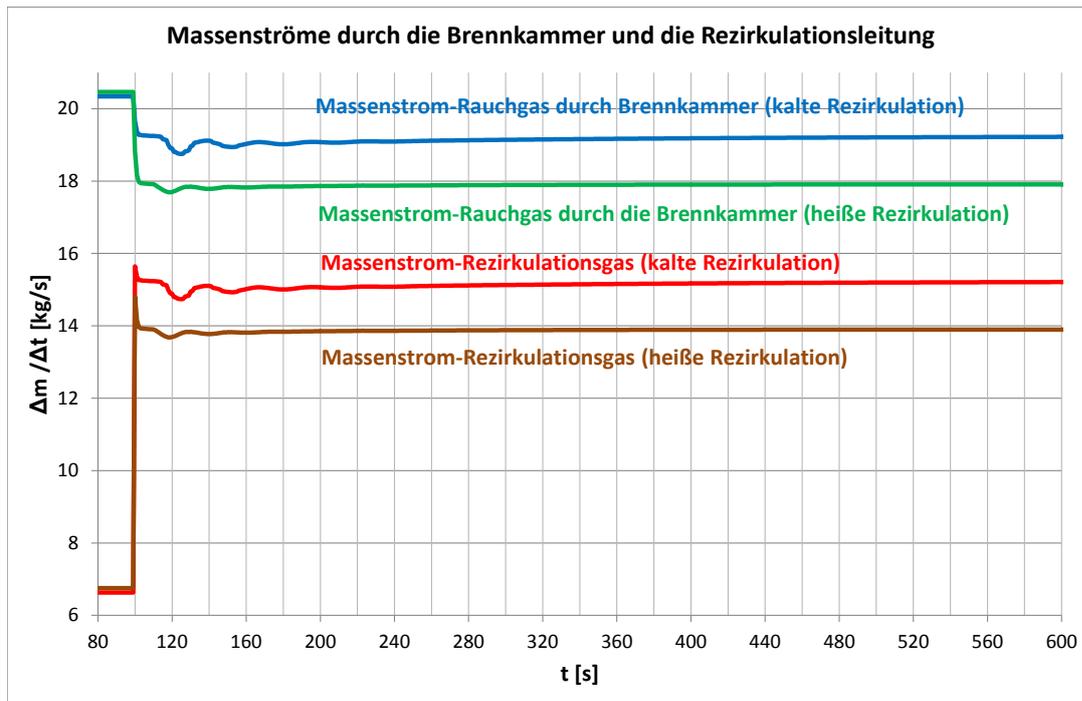
Im Gegensatz zur heißen Rezirkulation, mit der ein Anstieg von 289kJ/kg im Umschaltspunkt errechnet wurde, steigt bei der kalten Rezirkulation die spezifische Enthalpie des RG im Brennerbereich um nur 47kJ/kg.

$$\frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ox}^{III} + \dot{Q}_{Rezi}^{III}}{\dot{m}_{RG}^{III}} = \frac{1,61 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 19760 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 2,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 140 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 15,23 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 60 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{19,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{RG} = 1720 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.9)$$

Ein erneuter Anstieg der spezifischen Verbrennungsenthalpie wie bei heißer Rezirkulation tritt bei kalter Rezirkulation nicht ein. Im Gegenteil dazu verringert sich der Wert geringfügig.

Der Massenstrom durch den Dampferzeuger und die Rezirkulationsleitung ist im Vergleich der beiden Simulationen im Anwendungsfall der kalten Rezirkulation höher. Wobei hier wiederum berücksichtigt werden muss, dass die Anlage auch für den Luftfall ausgelegt werden muss. Im Luftfall ist der Massenstrom durch den Dampferzeuger deutlich höher, siehe Abbildung 6.23, so dass die Rezirkulationsmenge für die Auslegung des Dampferzeugers keinen Einfluss hat. Einzig und allein die Rezirkulationsleitung muss für die Auslegungskriterien speziell analysiert werden.



**Abbildung 6.23:** Vergleich der Massenströme bei kalter und heißer Rezirkulation

Betrachtet man den Volumenstrom, ein für die Auslegung der Rezirkulationsleitung wichtiges Kriterium, so ist der Volumenstrom durch die Rezirkulationsleitung, laut Abbildung A.19, bei heißer Rezirkulation deutlich höher als bei der kalten Rezirkulation. Grund hierfür ist der Dichteunterschied, bedingt durch die unterschiedlichen Temperaturen und Zusammensetzungen des Rezirkulationsgases.

Somit sprechen einige Betrachtungsweisen für eine kalte Rezirkulation im Oxyfuel-Prozess.

Der entscheidende Fakt ist jedoch der Massenstrom durch die nachgeschalteten Aufbereitungsanlagen wie die REA und den Trockner. Da sich bei der heißen Rezirkulation die Abzweigstelle vor den Anlagen befindet, wird ein deutlich geringerer Teil des aufzubereitenden Abgases durch die REA und den Trockner geleitet und diese beiden Bauteile können verhältnismäßig kleiner dimensioniert werden, was einen deutlich geringeren Investitionsanteil bedeutet.

### 6.3. Einspritzvorgang im Zwischenüberhitzer

Am Beispiel des im Unterabschnitt 5.4.2 beschriebenen ZUE2 an einem 500MW Block im Kraftwerk Jänschwalde wird ein realer dynamischer Vorgang simuliert. Durch das Öffnen eines Einspritzkühlers am Mischrohr „MR2“, dargestellt im blau markierten Rahmen im Wärmeschaltbild in Abbildung 6.24, wird ein instationäres Verhalten der WD-seitigen Temperaturen am ZUE hervorgerufen. Durch einen solchen Einspritzvorgang wird die ZUE-Austrittstemperatur  $\vartheta_{WD HI ZUE1}$  auf die Solltemperatur von 445 °C heruntergekühlt. Der ZUE ist auf der WD-Seite in vier gleich große Stränge aufgeteilt. Messstellen für die Temperaturen sind für die einzelnen Stränge vorhanden, Massenstrom und Druck jedoch nur für zwei zusammengeführte oder den gesamten Strang.

Im betrachteten Ausschnitt des Dampferzeugers sind Messstellen im WD-Kreislauf vorhanden. Im Modell werden diese berücksichtigt bzw. für die Analyse werden die Daten aufgezeichnet. Das R&I-Fließbild in Abbildung 6.25 wird als Vorlage für die Erstellung des Simulationsmodells verwendet. Die Messstellen am Mischrohr erhalten die Bezeichnung „MIRO2“. Im Rahmen der Auswertung werden die simulierten Temperaturen mit den real gemessenen Werten verglichen. Die Validierung des Modells Überhitzerrohrbündel wird in diesem Kapitel ausführlich beschrieben.

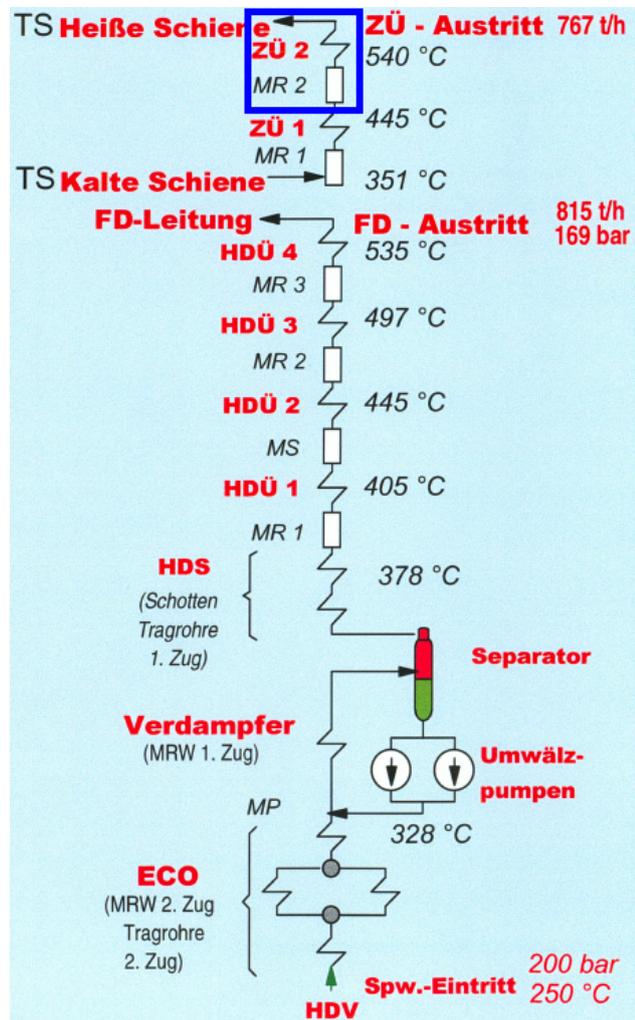


Abbildung 6.24: Wärmeschaltbild des Dampferzeugers Jänschwalde [25](bearbeitet)

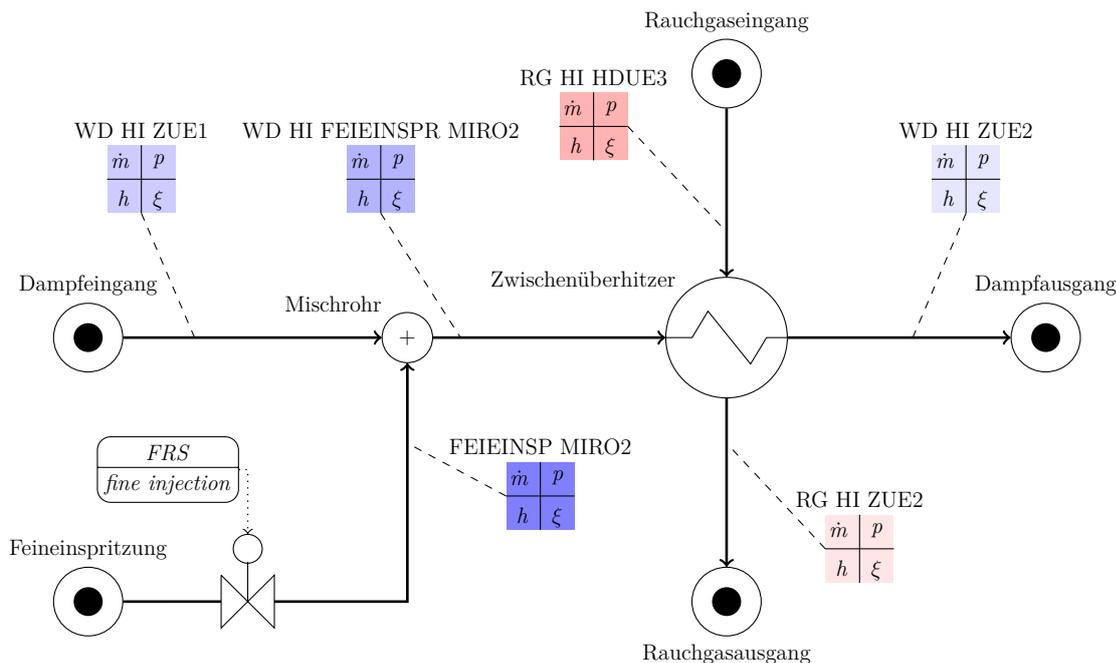
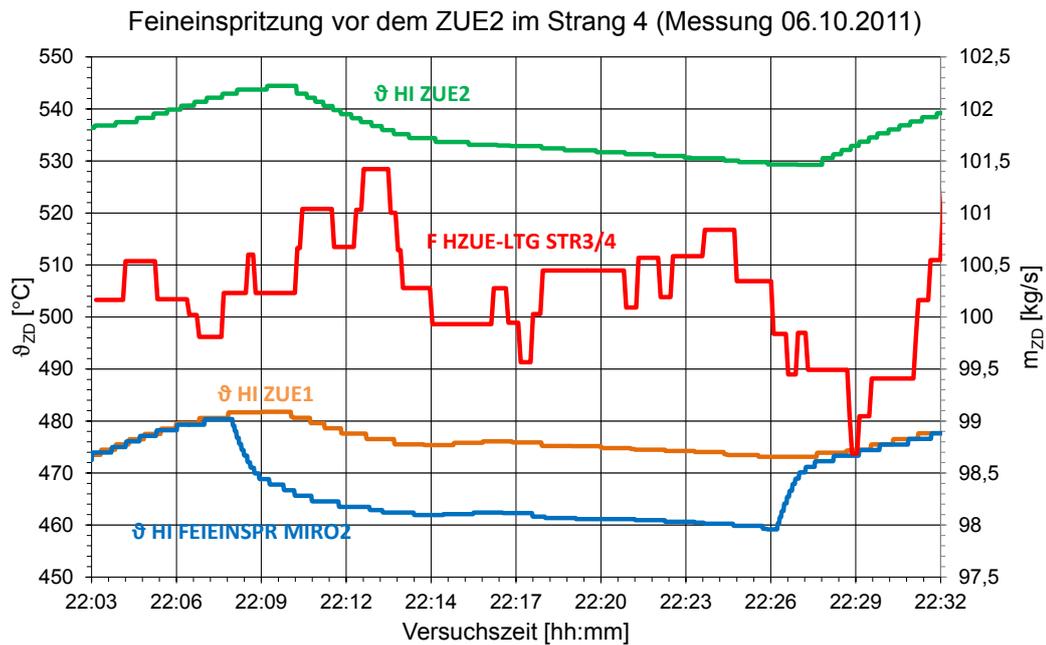


Abbildung 6.25: R&I-Schema der Einspritzung vor dem ZUE2

### 6.3.1. Auswertung der Messdaten des ZD

Messdaten des Zwischendampfstromes mit den Messstellen vor dem Mischrohr  $WD\ HI\ ZUE1$ , vor dem ZUE2  $WD\ HI\ FEIEINSPR\ MIRO2$  und nach dem ZUE2  $WD\ HI\ ZUE2$  werden für die Parametrierung des Mediums ZD am Modell „Zwischenüberhitzer“ verwendet. Die Temperatur des Einspritzwassers ist zeitlich nahezu konstant bei  $\vartheta_{FEIEINSP\ MIRO2} = 180\text{ °C}$ . Der Druck des Dampfstromes ändert sich während des dynamischen Übergangsprozesses nur unwesentlich und wird daher als konstante Größe mit  $p = 40,65\text{ bar}$  betrachtet.

Zeitlich sich ändernde Größen wie die Temperaturen des ZD vor und nach dem Mischrohr, sowie nach dem Zwischenüberhitzer werden als Messwerte im nachfolgenden Diagramm Abbildung 6.26 dargestellt. Der Massenstrom durch den ZUE2 wird nur am Ausgang mit der Messstelle „F HZUE-LTG STR 3/4“ für zwei von vier Strängen (3 und 4) gemeinsam gemessen. Für den betrachteten Überhitzerstrang 4 bedeutet das, arithmetisch gemittelt, einen Massenstrom von  $\dot{m}_{WD\ Strang\ 4} \approx 50\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . Über die Energiebilanz der Mischstelle „Mischrohr“ im Unterabschnitt A.9.1 erhält man die Einspritzmenge. Der errechnete Massenstrom der Feineinspritzung ist im zeitlichen Verlauf nahezu konstant bei  $\dot{m}_{FEIEINSP\ MIRO2} \approx 0,6\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

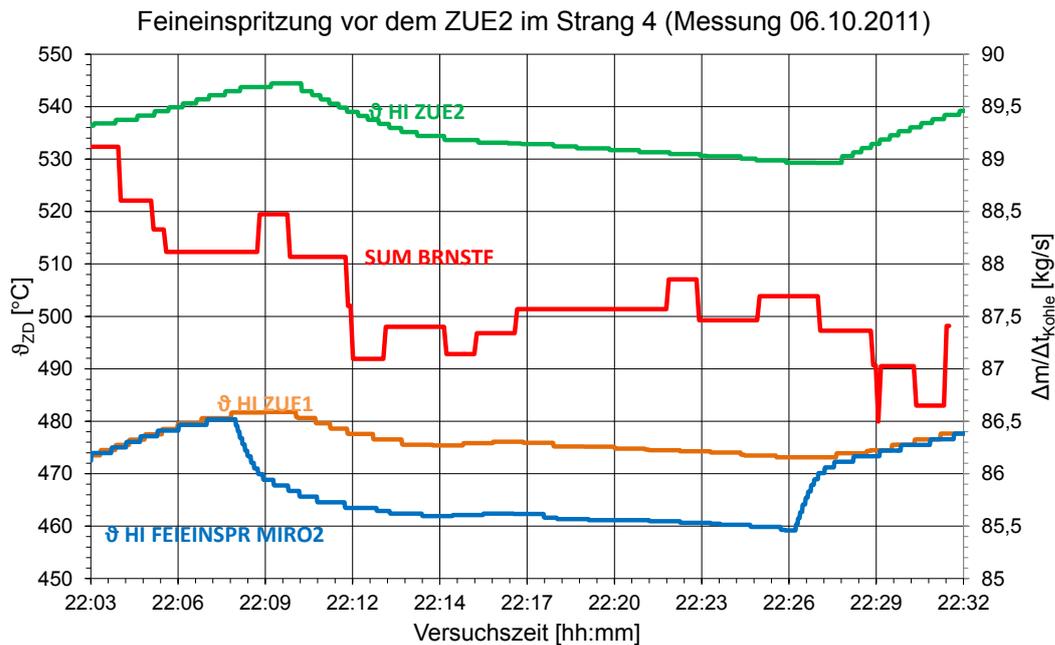


**Abbildung 6.26:** Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Massenstrom und Temperaturen des ZD

### 6.3.2. Auswertung der RG-Daten

Die Auswertung der Daten für den RG-Strom ist deutlich schwieriger, da weder Messstellen vor noch nach dem ZUE2 vorhanden sind. Es ist jedoch möglich, den Massendurchsatz und eine Zusammensetzung des RG zu bestimmen.

Für die im Kraftwerk verwendete Rohbraunkohle mit der Elementaranalyse laut Tabelle A.7.1 und der Messstelle „SUM BRNSTF“ konnte mit Hilfe eines Umrechnungsfaktors der Massenstrom der Rohbraunkohle errechnet werden, welcher im nachfolgenden Diagramm in Abbildung 6.27 dargestellt ist. Mit einem Mittelwert von  $\dot{m}_{Kohle} = 88,277 \frac{kg}{s} = 317,8 \frac{t}{h}$  wird eine konstante Wärmestromquelle am RG-Eingang „RG HI HDUE3“ des ZUE2 simuliert. An der Messstelle „O2 MWT RG LUVO“ wird der Sauerstoffgehalt des RG vor dem Luftvorwärmer gemessen. Der mittlere Wert für diese Messstelle während der Aufzeichnung beträgt  $\psi_{O_2} \approx 2,5 \text{ Vol.} - \%$  feucht. Mit der Größe kann der Luftbedarf errechnet werden, welcher summiert zum Brennstoffmassenstrom den gesamten RG-Massenstrom von  $\dot{m}_{RG} = 417,6 \frac{kg}{s}$  liefert.



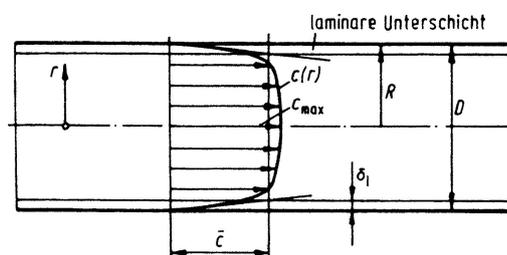
**Abbildung 6.27:** Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2 in den Strang 4, Massenstrom des Brennstoffes und Temperaturen des ZD

Der ZUE wird in 4 gleiche Stränge untergliedert. Der betrachtete Strang 4 des ZUE liegt in Wandnähe, wodurch laut Abbildung 6.28 eine geringere Strömungsgeschwindigkeit des RG als durch die in der Mitte gelegenen Stränge anzunehmen ist.

Im Unterabschnitt A.9.2 wird der Massenstrom des RG durch den wandnahen Überhitzerstrang berechnet. Einbauten der Rohrbündel haben den Effekt einer Vergleichmäßigung der Strömung und daher wird die mittlere RG-Menge im wandnahen Bereich mit  $\dot{m}_{RG_{Wand}} \approx 90 \frac{kg}{s}$  angenommen. Weitere RG-Parameter in Bezug auf die Stoffzusammensetzung werden in der Tabelle A.9.1 im Anhang dargestellt.

Es gibt jedoch keine Messstellen für den RG-Strom in Bezug auf den Energieinhalt in der Nähe des ZUE, wodurch auch keine Angaben über die Temperaturen der Wärmequelle vor und nach dem ZUE2 vorhanden sind.

Der Verschmutzungsgrad des ZUE ist zu diesem Zeitpunkt auch unbekannt, im Durchschnitt sollte er aber im Bereich 1..3 mm liegen. Diese beiden Parameter werden anhand von 3 unterschiedlichen Simulationen verglichen. Der Auslegungspunkt



**Abbildung 6.28:** Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit im Rohr [37, Seite 138]

für die RG-Eintrittstemperatur in den ZUE liegt laut Angaben für den hier vorliegenden Vollastfall bei ca.  $\vartheta_{RG \text{ vor ZUE2}} = 905^\circ\text{C}$ .

### 6.3.3. Simulationsmodell ZUE2

Die unbeheizten aber isolierten Rohre am Ein- bzw. Austritt des ZUE2 in der herangezogenen Abbildung 6.29 sind nicht vernachlässigbar und werden daher im Simulationsaufbau mit berücksichtigt. 3,6m am Eintritt und 15m am Austritt werden als Rohrlänge für die unbeheizten Segmente angenommen. Das Simulationsmodell in Abbildung 6.30 wurde mit den Daten aus dem Unterabschnitt A.9.3 parametrisiert.

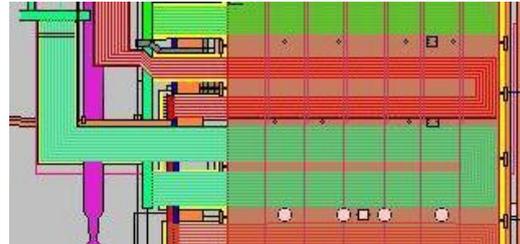


Abbildung 6.29: Zoom des Dampferzeugers Jänschwalde auf den ZUE2 [28]

Die Temperatur nach dem ZUE1  $\vartheta_{WD \text{ HI ZUE1}}$ , die Temperatur des Einspritzwassers  $\vartheta_{FEIEINSP \text{ MIRO2}}$  sowie der Massenstrom der Einspritzung  $\dot{m}_{FEIEINSP \text{ MIRO2}}$  sind Vorgabewerte für die Simulation.

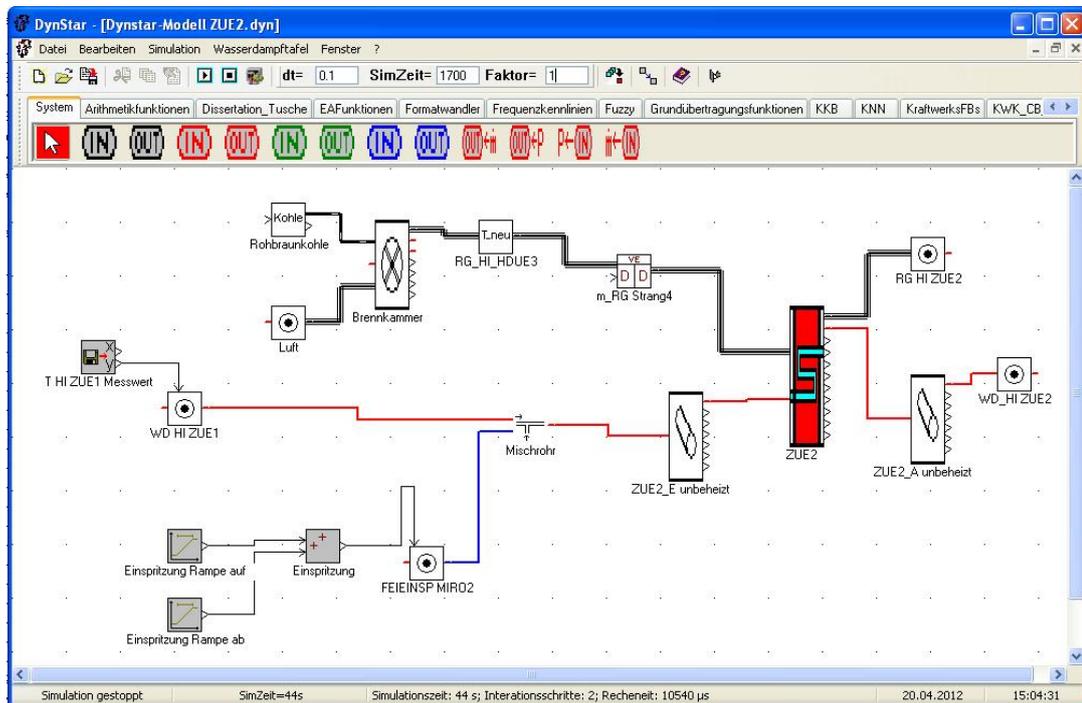
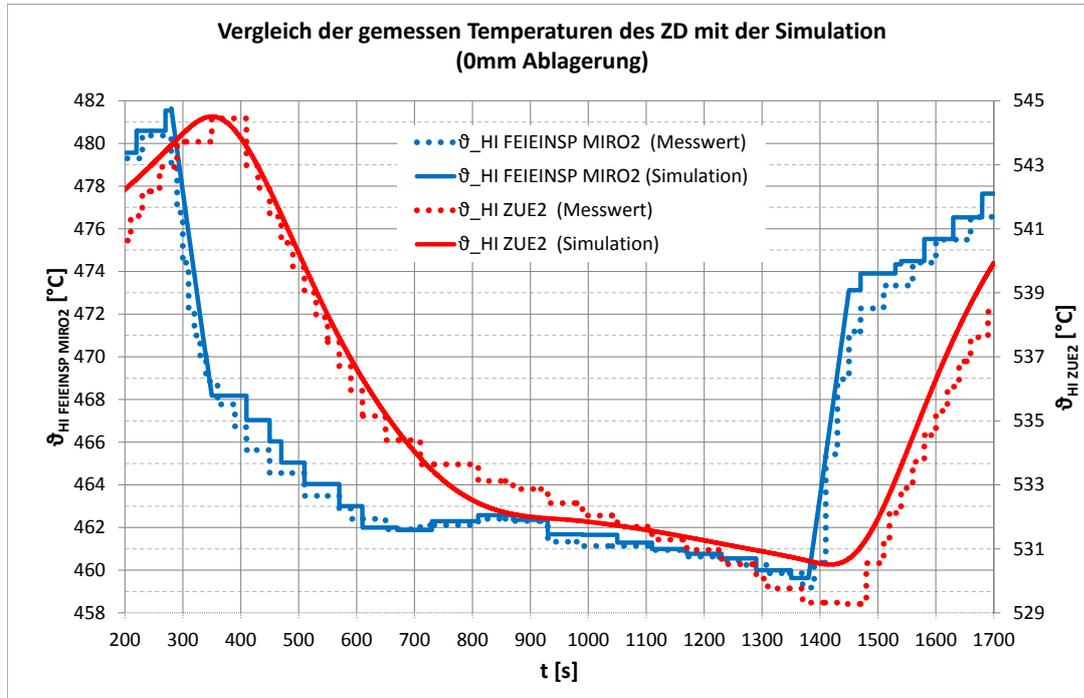


Abbildung 6.30: DynStar Simulationsmodell des ZUE2 mit den unbeheizten isolierten Rohrsträngen am Ein- und Austritt

### 6.3.4. Simulation eines sauberen Überhitzerrohrbündels

In einer ersten Simulation wird der Rohrbündelwärmeübertrager im sauberen Zustand mit einer Schrittweite von  $\Delta t = 0,1s$  gerechnet. Die Ergebnisse der Temperaturen auf der WD-Seite sind im nachfolgenden Diagramm in Abbildung 6.31 grafisch dargestellt.



**Abbildung 6.31:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Temperaturen des ZD, ohne Ablagerungsschicht auf der Rauchgasseite

Der Vergleich zwischen dem rot markierten gemessenen und der simulierten Kurve für die ZD-Austrittstemperatur am ZUE2 ergibt Abweichungen in bestimmten Bereichen des Temperaturverlaufes bei der Simulationszeit von  $t = 600 \dots 1000s$  und  $t = 1200 \dots 1500s$ .

Zur Erläuterung: Die RG-Temperatur muss auf  $\vartheta_{RG\ HI\ HDUE3} = 891\text{ °C}$  am Eintritt gesenkt werden, damit die Austrittstemperatur auf der WD-Seite die Messwerte erreicht. Der Punkt der Übereinstimmung (Arbeitspunkteinstellung) erfolgte im Maximum der Austrittstemperatur des WD bei  $t \approx 400s$ .

Der zeitliche Versatz der Änderung der Temperaturen des WD zwischen Ein- und Austritt des ZUE2 beträgt  $\Delta t \approx 120s$ . Die Strömungsgeschwindigkeit des ZD durch den ZUE2 beträgt angenähert  $c \approx 25\frac{m}{s}$ , was eine Verzögerung der Strömung im Bereich  $\Delta t = 1 \dots 2s$  bedeuten würde. Somit ist die Speicherung der Energie in den Rohrwänden die Ursache für diesen Effekt.

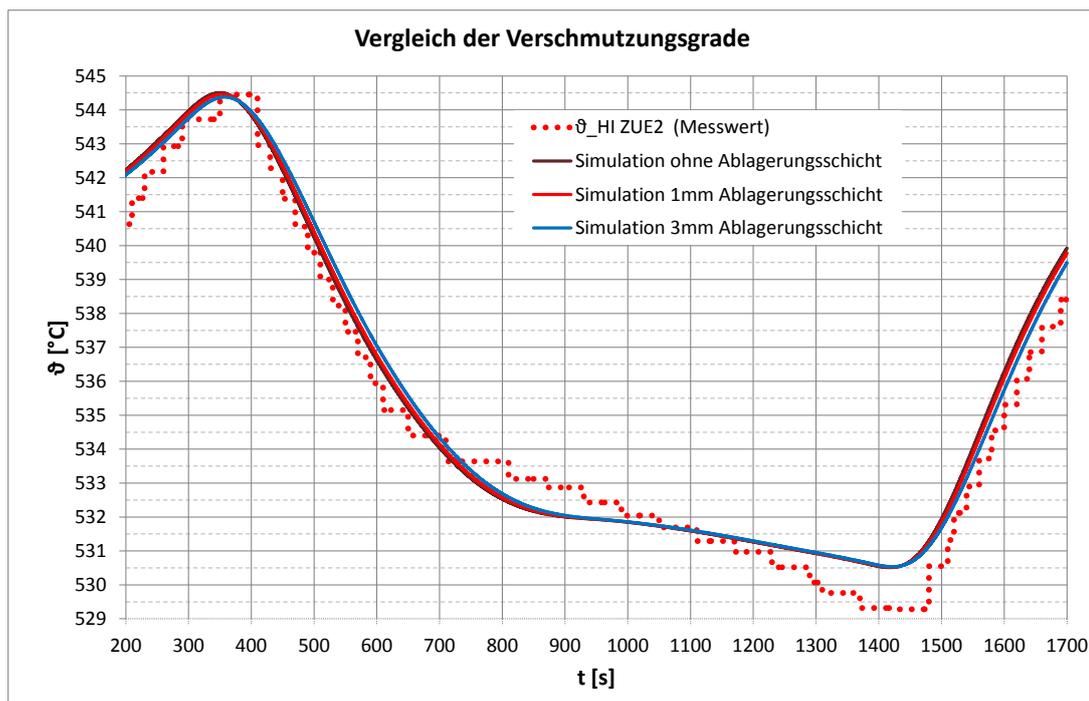
Weiterhin ist der Energieeinspeichereffekt auch der Grund für eine unterschiedliche Steilheit der Rampen des ZD am Ein- und Austritt des ZUE2. Dieser Aussage wird im nächsten Abschnitt nachgegangen.

### 6.3.5. Simulation eines verschmutzten Überhitzerrohrbündels

In einer zweiten und dritten Studie werden die Verschmutzungsgrade der Rohrbündel verändert. Nach Aussagen von Experten sollte die Stärke der Schmutzschicht des ZUE2 zwischen  $s_{Abl} = 1\text{mm}$  und maximal  $s_{Abl} = 3\text{mm}$  betragen. Das bedeutet jedoch auch eine erneute Anpassung des Arbeitspunktes durch die RG-Temperaturen am Überhitzereintritt.

Mit einer Ablagerungsschicht von  $s_{Abl} = 1\text{mm}$  beträgt die RG-Eintrittstemperatur  $\vartheta_{RG\ HI\ HDUE3} = 895,35^\circ\text{C}$  und für eine Schmutzschicht von  $s_{Abl} = 3\text{mm}$   $\vartheta_{RG\ HI\ HDUE3} = 905^\circ\text{C}$ .

Ein direkter Vergleich der Temperaturverläufe der Austrittstemperaturen des WD aus dem Zwischenüberhitzer ist im nachfolgenden Diagramm in Abbildung 6.32 für alle drei Simulationen dargestellt.



**Abbildung 6.32:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD für die verschiedenen Verschmutzungsgrade

Die Unterschiede sind sehr gering. Einzig ein minimal steilerer Anstieg der Transienten bei kleiner werdender Ablagerungsschicht auf der RG-Seite ist erkennbar. Das instationäre Verhalten ist zum Zeitpunkt des Einspritzens, nach Ventilöffnung

bei ca. 400s fast identisch mit den Messwerten. Die Abweichungen zwischen den Messwerten und den Simulationsergebnissen haben eine andere Ursache.

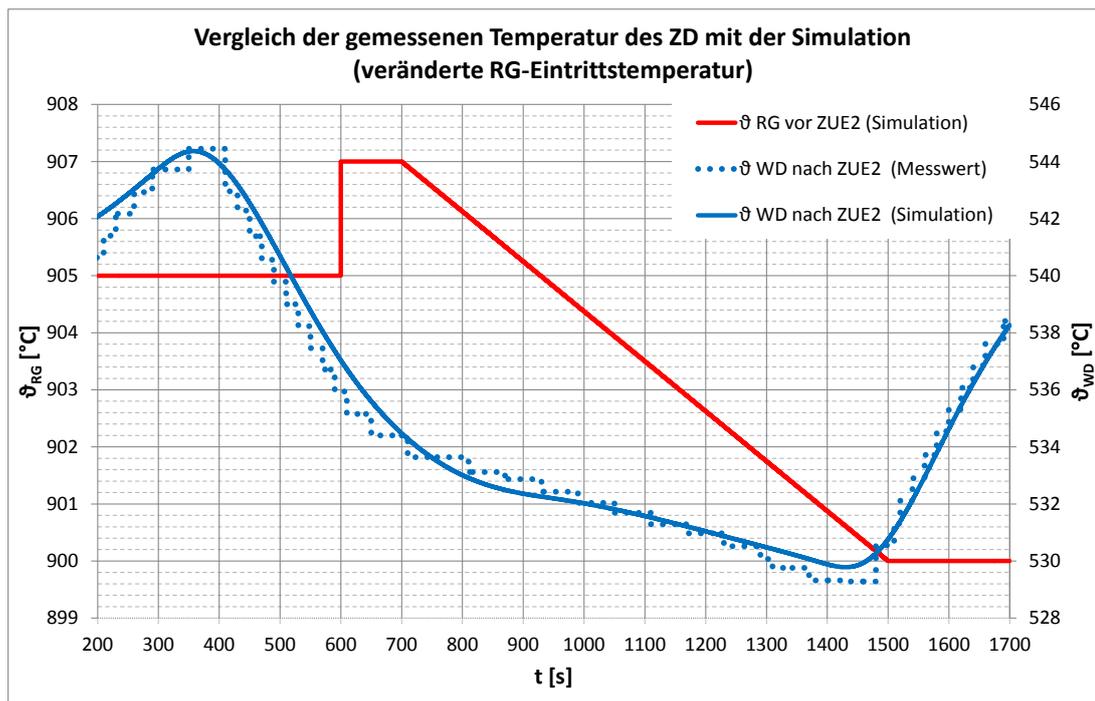
Die fehlenden Angaben zur RG-Eintrittstemperatur, dem RG-Massenstrom und deren Konstanz über die Simulationszeit lassen nur Vermutungen zu, in welcher Weise und mit welcher Auswirkung Änderungen eine Rolle spielen können. Auch die Mittelung des Massenstromes des ZD, da die Messstelle nur für zwei gemeinsame Stränge existiert, kann Auswirkungen auf den Verlauf der ZD-Austrittstemperatur haben. Deutlich erkennbar sind die Auswirkungen der Temperaturänderungen auf der RG-Seite am Eintritt in das Überhitzerrohrbündel. Für die unterschiedlichen Verschmutzungsgrade wird der Arbeitspunkt durch eine Änderung der RG-Eintrittstemperatur angepasst. Schwankungen im Bereich von  $\Delta\vartheta = 5K$  bewirken erhebliche Verschiebungen des Arbeitspunktes. Der Einfluss von Temperaturschwankungen im RG wird daher vermutlich einen höheren Einfluss besitzen, als die geringeren Massenstromänderungen auf der RG-Seite. Dieser Vermutung wird im folgenden Abschnitt nachgegangen.

### 6.3.6. Simulation von Temperaturschwankungen im RG

In den zwei Teilabschnitten bei der Simulationszeit von  $t = 600 \dots 1000s$  und  $t = 1200 \dots 1500s$  wird die RG-Eintrittstemperatur verändert und die Reaktion auf der WD-Seite analysiert. Eine Erhöhung der RG-Eintrittstemperatur bewirkt eine Verschiebung des Arbeitspunktes zu einer höheren Austrittstemperatur auf der WD-Seite, dargestellt in Abbildung 6.33. Dieser Effekt wird für den ersten Abschnitt angewandt und im zweiten Abschnitt wird die Eintrittstemperatur der Wärmequelle gesenkt. Der Übergang als Sprung und Rampe wird hier nicht primär als wichtiges Kriterium betrachtet, nur die qualitative Auswirkung auf die Temperaturwerte für den ZD-Austritt.

Deutlich zu erkennen ist, im Vergleich zur Abbildung 6.32, dass die Kurve mit den simulierten Ergebnissen für den betrachteten Zeitraum fast deckungsgleich mit der gemessenen Kurve ist und die Annäherung erheblich besser ist als durch die Anpassung der Verschmutzungsgrade.

Schwankungen in den RG-Temperaturen von  $\Delta\vartheta_{RG} \approx \pm 5K$  sind durchaus keine Seltenheit und können während des Betriebes auftreten. Der Einfluss solcher Schwankungen auf die Ergebnisse sind hiermit gezeigt worden und werden als wichtiger beeinflussender Parameter auf das Ergebnis gewertet.



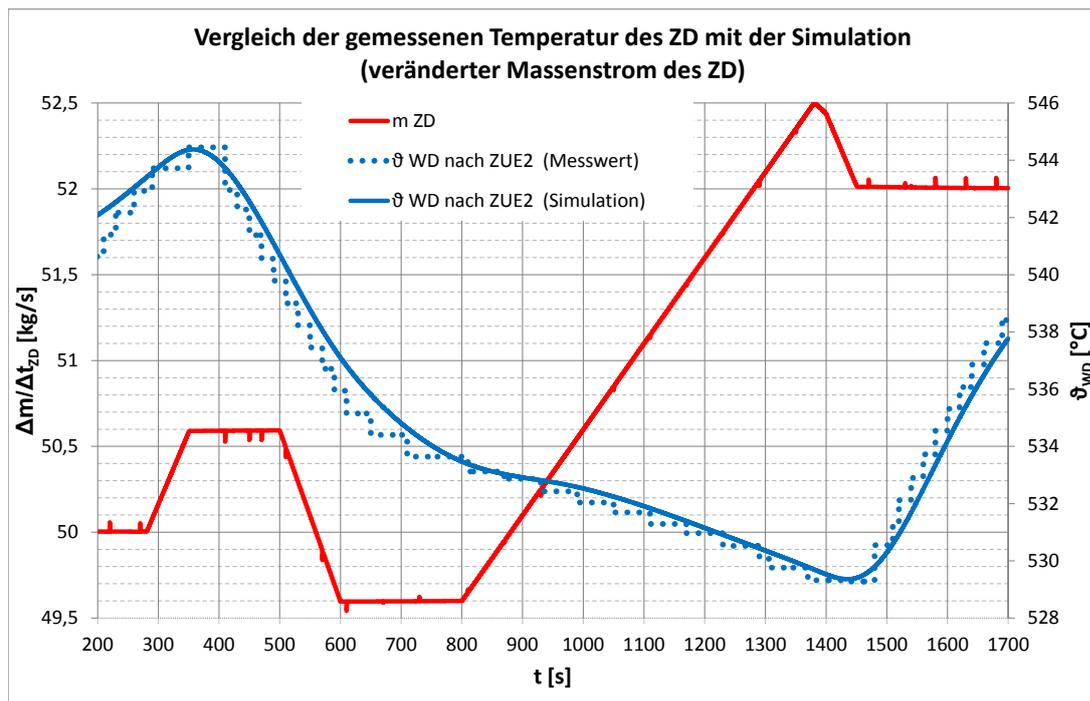
**Abbildung 6.33:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD bei einer Temperaturschwankung auf der RG-Seite

Die Betrachtung des Einflusses der Massenstromänderung auf der WD-Seite wird als eine weitere Parametereinflussgröße im nächsten Abschnitt analysiert.

### 6.3.7. Simulation von Massenstromschwankungen im ZD

Eine Veränderung des Massendurchsatzes auf der WD-Seite bewirkt ebenfalls eine Verschiebung des Arbeitspunktes zu einer höheren bzw. niedrigeren ZD-Austrittstemperatur. Ein höherer Massendurchsatz bewirkt einen größeren Abtransport von übertragener Wärmeenergie und somit auch bilanztechnisch eine geringere ZD-Austrittstemperatur. Andererseits erwärmt ein geringerer Massenstrom den WD mehr.

In der Abbildung 6.34 werden diese Effekte dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, wie auch im Vergleich mit der Abbildung 6.33, dass die Kurve mit den simulierten Ergebnissen für den betrachteten Zeitraum fast deckungsgleich mit der gemessenen Kurve ist. Auch hier ist der Einfluss deutlich größer als der des Verschmutzungsgrades und bedeutend für die Ergebnisse des instationären Vorganges. Schwankungen im Bereich  $\dot{m}_{WD} \approx \pm 2 \frac{kg}{s}$  können durch unterschiedliche Strömungsbedingungen und Druckverluste auftreten.



**Abbildung 6.34:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, Austrittstemperaturen des ZD bei einer Massenstromänderung im ZD

### 6.3.8. Zusammenfassung der Ergebnisse des Einspritzvorganges vor dem ZUE

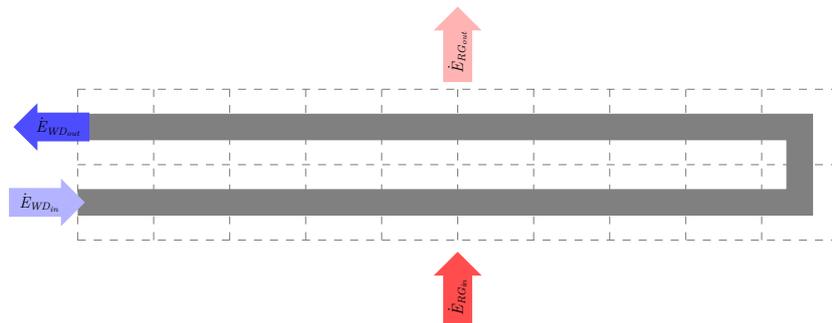
Zusammenfassend kann man sagen, dass die Simulationsergebnisse mit den Messwerten gut korrespondieren. Die Modellvalidierung mit der Variation des Verschmutzungsgrades bringt in diesem Fall nicht den Effekt, die gemessene und die simulierte Kurve deckungsgleich verlaufen zu lassen. Nicht vorhandene Eintrittsdaten des RG, beziehungsweise auf den Energieinhalt, lassen hier keine direkte Aussage über den aktuellen Verschmutzungsgrad des Überhitzers zu. Eher geringere Schwankungen in den Massenströmen und der Energieinhalte der strömenden Medien bringen hier einen deutlich größeren Einfluss auf die Veränderung der Ergebnisse.

Gezeigt wurde jedoch deutlich, an welchen Parametern des Modells Änderungen vorgenommen werden können und welchen Einfluss diese auf die Ergebnisse haben. Das Modell kann somit an den Arbeitspunkt angepasst werden und andererseits kann das dynamische Verhalten dadurch auch Änderungen im Verlauf erfahren. Die Validierung des Modells mit diesen Messwerten hat jedoch noch zu viele Freiheitsgrade. Eine Messstelle für die Temperatur des heißen Mediums RG ist hier noch erforderlich, um die Freiheitsgrade erheblich zu verringern.

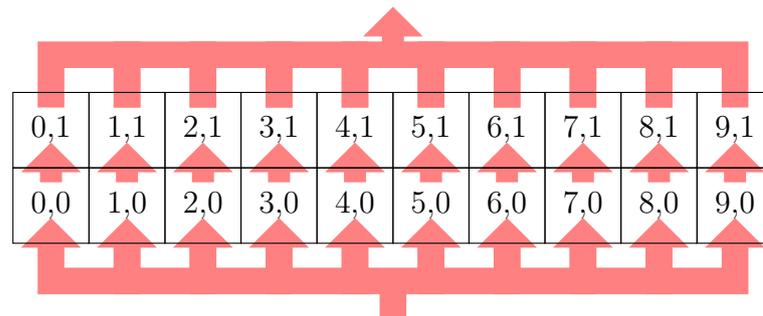
Betrachtet man aber nur die instationären Vorgänge mit den zeitlichen Verläufen der Temperatur des ZD am Austritt und vergleicht die Simulationsergebnisse mit

den Messwerten, so ist das Modell sehr gut validiert. Die Einspeichereffekte in der Wand erzielen genau die Verzögerungen für die Austrittstemperatur des ZD. Die Steilheit der Transienten während des instationären Übergangsvorganges sind nahezu identisch. Mit einer Arbeitspunktanpassung und Änderungen in den möglichen Freiheitsgraden kann neben dem qualitativen Verlauf auch der quantitative Verlauf perfekt auf die Realität abgestimmt werden.

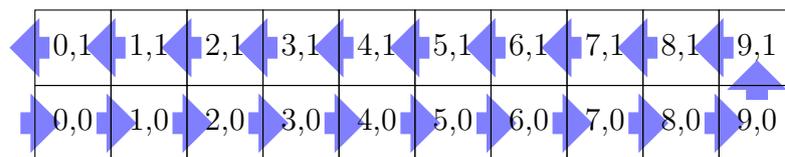
Ein Vorteil der umgesetzten Modellierungsvariante ist das Monitoring von bestimmten Systemparametern während der dynamischen Simulation. Für eine örtliche Diskretisierung mit dem Matrixaufbau in Abbildung 6.35 werden spezielle Zustandsgrößen der einzelnen Orte analysiert.



(a) Schema ZUE2, KGL mit 2 Bahnen



(b) Schema RG-Strom ZUE2

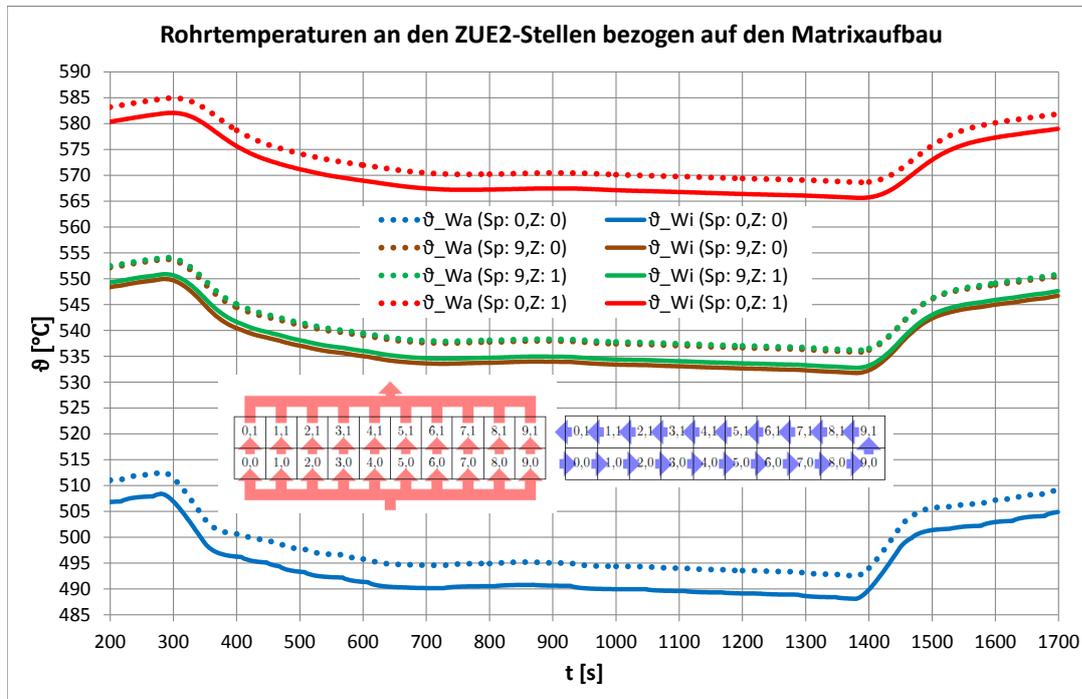


(c) Schema WD-Strom ZUE2

**Abbildung 6.35:** Schema ZUE2, KGL mit 2 Bahnen, axiale Unterteilung=10

Am ersten Beispiel der Rohrtemperaturen in Abbildung 6.36 ist, bedingt durch die örtliche Diskretisierung des Überhitzerrohrbündels, ein Monitoring der aktuellen Rohrtemperaturen an bestimmten Orten entlang der axialen Lauflänge des ZD-Stromes auf der Innen- und der Außenseite möglich.

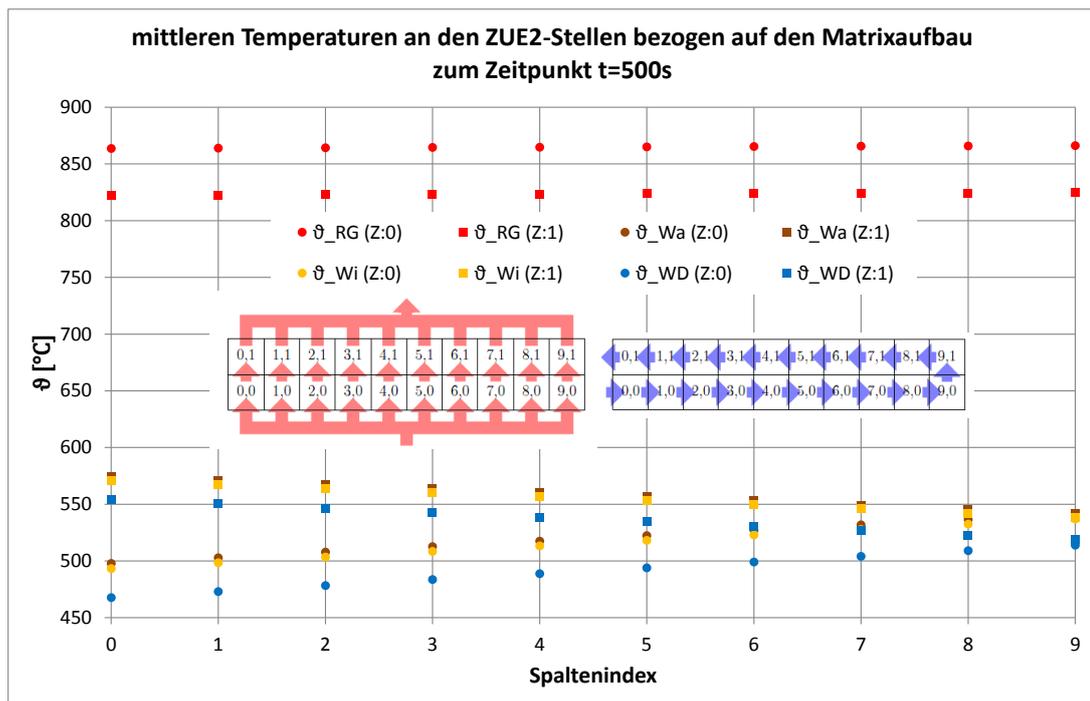
Kritische Rohrtemperaturen, die eine mögliche Beschädigung des Überhitzers hervorrufen, können erkannt werden. Außerdem sind der zeitliche Versatz und die Höhe der Änderungen der ZD-Temperaturen über die Lauflänge des ZD-Stromes im ZUE2 gut erkennbar. Am ZD-Austritt, die Rohrtemperaturen in Spalte 0 und Zeile 1 (rot markiert), sind die Änderung deutlich gedämpfter und zeitlich versetzt im Vergleich zum ZD-Eintritt, die Rohrtemperaturen in Spalte 0 und Zeile 0 (blau markiert).



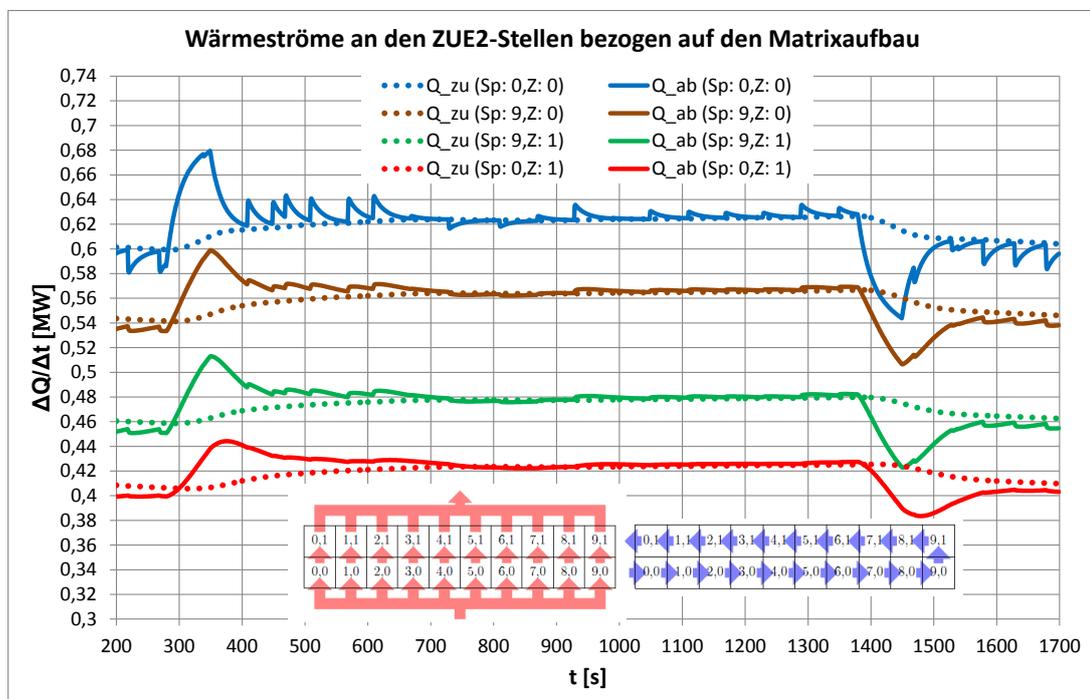
**Abbildung 6.36:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Rohrtemperaturen am ZUE2

Eine andere Darstellungsvariante wird in Abbildung 6.37 verwendet. Während des Einspritzvorganges zum Zeitpunkt von  $t = 500\text{s}$  wird der Verlauf der mittleren Temperaturen für den RG-Strom  $\vartheta_{RG}$ , der inneren und äußeren Rohrtemperaturen des Rohrbündelwärmeübertragers  $\vartheta_{Wi}$  und  $\vartheta_{Wa}$  und des WD-Stromes  $\vartheta_{WD}$  über die KV des ZUE2 in horizontaler Richtung dargestellt. In dieser Ansicht ist der lokale Verlauf der Medien- und Wandtemperaturen des KGL-Wärmeübertragers besser ersichtlich. Eine sich kaum ändernde RG-Temperatur in einer Zeile, jedoch ein Sprung der Temperatur zum nächsten KV in vertikaler Richtung ist deutlich erkennbar und plausibel. Hingegen ändert sich die WD-Temperatur deutlich im horizontalen Verlauf. Mit dieser Darstellungsvariante ist eine Verifizierung des hier umgesetzten Prinzips der Modellierung eines KGL-Wärmeübertragers gegeben.

Ein zweiter Schwerpunkt für den Einsatz dynamischer Simulationen ist die Erkennung kritischer Wärmestromdichten in den Dampferzeugerkomponenten. Am Beispiel des Einspritzvorganges vor dem ZUE2, aus der Abbildung 6.26, wird die zeitliche Aufzeichnung der Wärmeströme in Abbildung 6.38 dargestellt.



**Abbildung 6.37:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Temperaturen am ZUE2 zum Zeitpunkt t=500s



**Abbildung 6.38:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Wärmeströme am ZUE2

Die Einspeichereffekte von Wärmeenergie in der Rohrwand sind durch die Differenz des Wärmeübergangstromes vom RG auf die Rohrwand  $\dot{Q}_{zu}$  und des Wärmeübergangstromes von der Rohrwand auf den WD  $\dot{Q}_{ab}$  erkennbar. Bei positiver Differenz nimmt die Rohrwand Energie auf und wird erwärmt. Im umgekehrten Fall kühlt sie sich ab und gibt Energie an das Medium WD ab.

Weiterhin ist die Aufzeichnung der lokalen Wärmeströme am ZUE eine Möglichkeit, um kritische Wärmestromdichten im Bauteil zu erkennen, die ebenfalls Beschädigungen an der Kraftwerkskomponente hervorrufen können.

Unter Nutzung der Darstellungsvariante über die einzelnen Abschnitte in axialer Richtung zum Zeitpunkt  $t = 500\text{s}$  wird deutlich, in welchem KV aktuell die meiste Energie übertragen wird. Die Differenzen zwischen dem zu- und abgeführten Wärmeübergangstrom nehmen in Richtung des WD-Stromes deutlich ab. Zum Zeitpunkt  $t = 500\text{s}$  ist der instationäre Übergangsvorgang fast abgeschlossen, wie in der Differenz der Wärmeübergangsströme in Abbildung 6.38 erkennbar ist. Der Energieeinspeichereffekt in den ersten Abschnitten in Richtung des WD-Stromes ist demnach weiter fortgeschritten im Gegensatz zu den letzten Abschnitten.

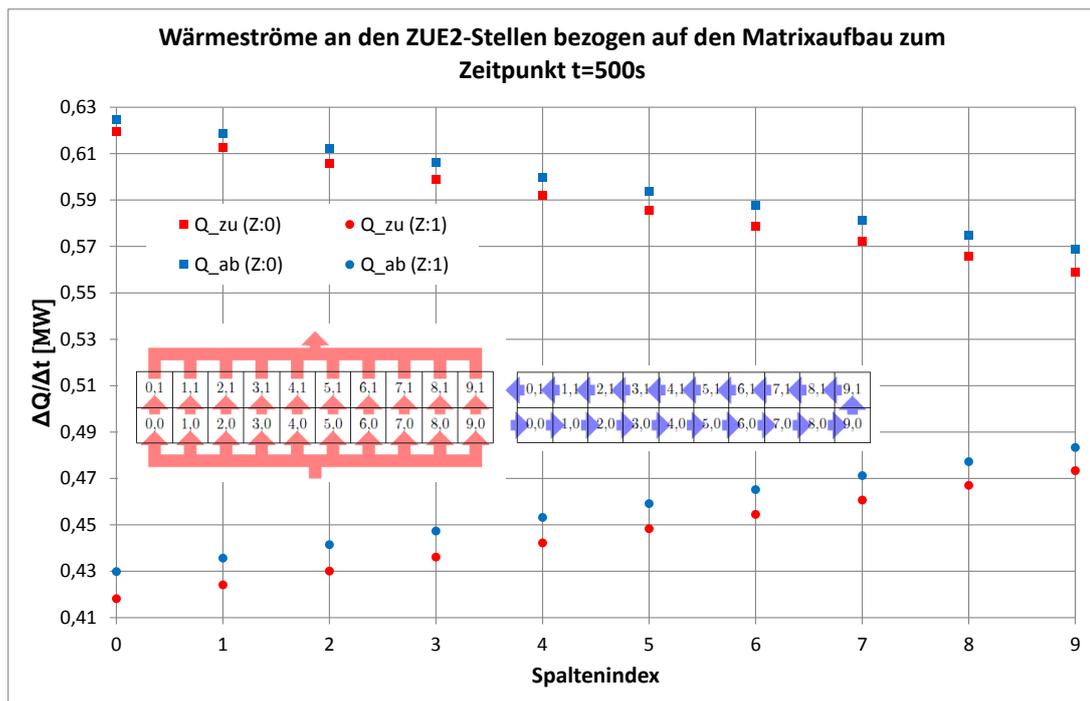
Die Schwankungen und Spitzen im ersten KV des ZUE in Richtung des WD-Stromes basieren auf der Nutzung schwankender Messwerte für die Eintrittstemperatur des WD-Stromes und sind auch nur aufgrund einer direkten Kopplung im Wärmeübergangstrom  $\dot{Q}_{ab}$  auf den ZD vorhanden. Eine andere Darstellungsvariante in Abbildung 6.39 zeigt den Verlauf der einzelnen Wärmeübergangsströme über die Wärmeübertragerelemente des ZUE. Der größte Temperaturunterschied zwischen den beiden Medien RG und WD im Element(0,0) ist verantwortlich für den größten übertragenen Wärmestrom im ZUE bezogen auf die einzelnen KV.

Die Wärmestromdifferenzen nehmen in Strömungsrichtung des WD-Stromes deutlich zu. Der instationäre Vorgang der Energieeinspeicherung in die Rohrwand ist demzufolge für den Zeitpunkt  $t = 500\text{s}$  in den ersten Elementen in der Endphase, wo hingegen in den letzten Elementen in Strömungsrichtung des ZD die Rohrwand noch stark abgekühlt wird.

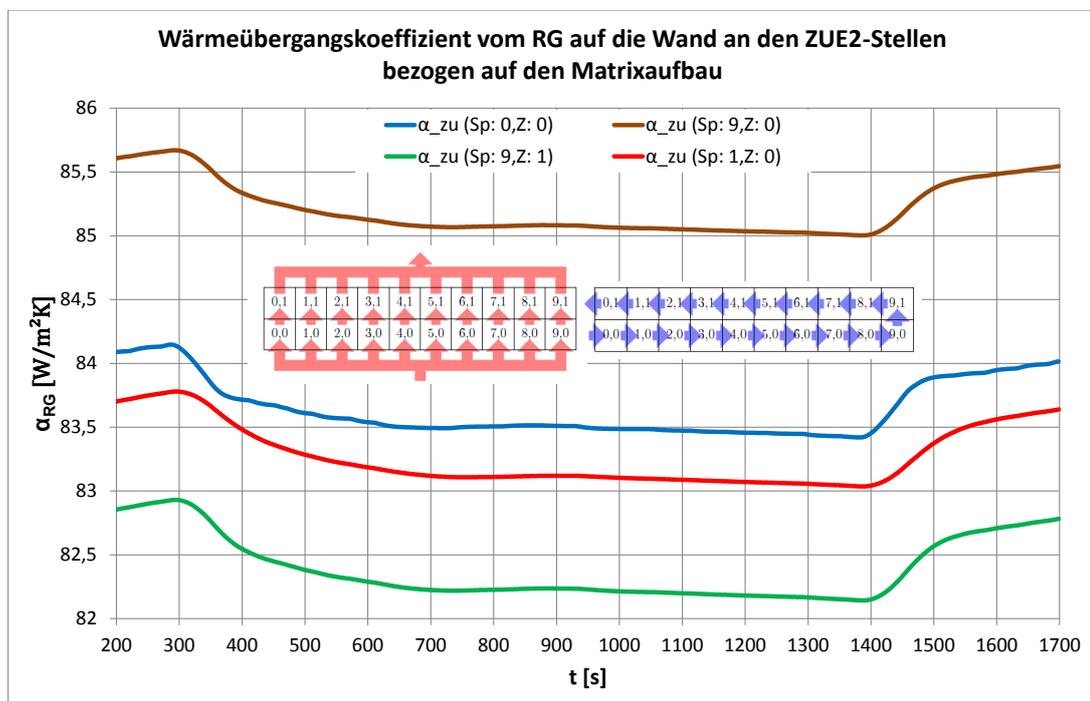
Die dritte und letzte Darstellung wichtiger Parameter für die Systembeschreibung sind die nichtlinearen Koeffizienten des Wärmeübergangs für die Wärmequelle in Abbildung 6.40 und die Wärmesenke in Abbildung 6.41.

Das zeitliche Verhalten der Wärmeübergangskoeffizienten, an den diskreten Stellen entlang des ZUE zeigt auf der Seite der Wärmequelle einen ähnlichen Verlauf wie die Rohrtemperatur in Abbildung 6.36, bedingt durch die Abhängigkeit in der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in Unterabschnitt A.10.2 von der Wandtemperatur, die sich als einziger Parameter während des dynamischen Vorganges auf der Seite der Wärmequelle ändert.

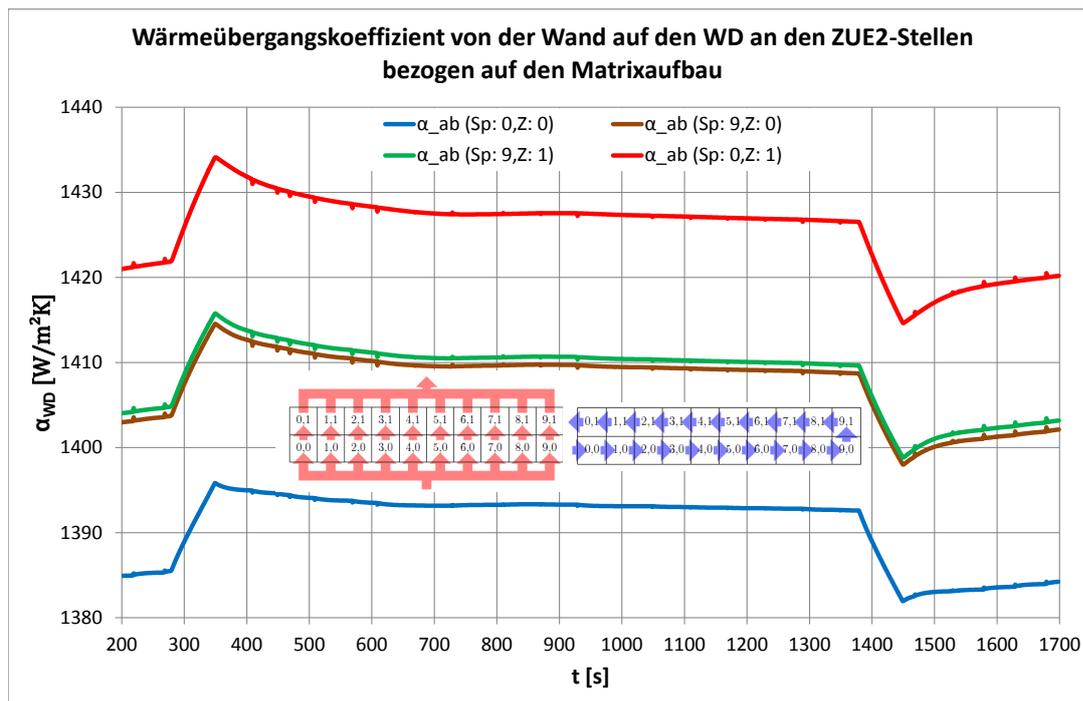
Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Seite der Wärmesenke des WD folgt zeitlich dem Graph der Fluidtemperatur in Abbildung 6.31. Die Änderungen der Wandtemperatur sind deutlich geringer als die Änderungen der Temperatur des WD, was durch die Berechnungsvorschrift in Unterabschnitt A.10.1 belegbar ist.



**Abbildung 6.39:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokale Wärmeströme am ZUE2 bei t=500s



**Abbildung 6.40:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokaler RG-seitiger Wärmeübergangskoeffizient des ZUE2



**Abbildung 6.41:** Simulation mit Betriebsdaten vom 06.10.2011, Feineinspritzung vor dem ZUE2, lokaler WD-seitiger Wärmeübergangskoeffizient des ZUE2

Mit diesen Diagrammen wird deutlich, welche Auswirkungen die vollimplizite Berechnungsvorschrift mit einer Anpassung der nichtlinearen Parameter und Koeffizienten für den aktuellen Zeitpunkt hat. Es werden alle Änderungen der Systemgrößen berücksichtigt und in die Berechnung involviert. Der Nachteil einer längeren Rechenzeit bedingt durch eine Parameteranpassung in den instationären Übergangsvorgängen wird in Kauf genommen, um die Genauigkeit der Berechnung der Bilanzgleichungen zu gewährleisten.

### 6.3.9. Auswertung der Ergebnisse des Einspritzvorganges vor dem ZUE

Dem Nutzer sind mit den erstellten Modulen Möglichkeiten gegeben worden, die Komponenten schon in der Designphase mit den konstruktiven Gegebenheiten zu testen und zu prüfen, inwieweit die zu erstellenden Komponenten auf instationäre Vorgänge reagieren und in der Funktionstüchtigkeit beeinflusst werden. Bei auftretenden kritischen Zuständen ist eine Optimierung der Konstruktion demzufolge ein weiterer Schritt im Designprozess.

## 7. Zusammenfassung

Mit den erstellten Modellen für dynamische Simulationen von Kraftwerkskomponenten kann ein kohlebefeuerter Dampferzeuger für konventionelle Luftverbrennung und auch für die Oxyfuel-Fahrweise in Bezug auf das Verhalten wichtiger Betriebsgrößen modellhaft nachgebildet werden.

Die Modelle werden vom Nutzer mit konstruktiven und geometrischen Daten konfiguriert. Die verwendete Methodik der theoretischen Modellbildung mittels einer Berechnung der Modelle mit algebraischen Gleichungen, basierend auf physikalischen Gesetzen, macht es prinzipiell möglich, vorhandene und neue Kraftwerksanlagen in ihrem dynamischen Verhalten zu analysieren. Ohne Verwendung von Betriebs- bzw. Messdaten oder von Auslegungsrechnungen für bestimmte stationäre Arbeitspunkte kann der Prototyp beispielsweise in seiner Betriebsführung getestet und während des Designprozesses optimiert werden.

Speziell für die angesprochenen Ziele in Bezug auf die Erhöhung der Flexibilität von Kraftwerksanlagen in der Lastwechselfahrweise, die Effizienz der Teillastfahrweisen, die Minimierung der Bauteilbelastung und die Störfallsimulation können wichtige Erkenntnisse schon vor dem Bau der Kraftwerke gewonnen werden. Beim Einsatz der Oxyfuel-Technologie im Rahmen der Markteinführung für Großkraftwerke kann mit dem Einsatz dieser DynSim-Modelle schon vorab eine Optimierung bestimmter Lastwechselfahrweisen oder Umschaltzenarien an Computermodellen durchgeführt werden, um mögliche auftretende kritische Situationen zu vermeiden, die Beschädigungen der Dampferzeugerkomponenten hervorrufen könnten. Dieser wirtschaftliche Aspekt, sowie auch der technische Hintergrund für eine einwandfreie Betriebsführung der Anlage sind durch den Einsatz der dynamischer Simulationen mit den erstellten Modellen der Kraftwerkskomponenten eine kostengünstige Lösung der Optimierung von Kohlekraftwerken in der Auslegungsphase und weiterhin sind für bestehende Anlagen wichtige Analysen bezüglich der Dynamisierung des Betriebs möglich.

Physikalische Prozesse, wie die Wärmeübertragung, die Energiespeicherung, strömungstechnische Prozesse sowie chemische Prozesse mit Stoffumwandlung, wie die Verbrennungsrechnung, wurden mittels algebraischen Gleichungen in den Basismodellen abgebildet. Unter Anwendung der Finiten-Volumen-Methode und der vollimpliziten Euler-Methode sind zeitlich diskretisierte Grundmodelle geschaffen worden, die die Bilanzgleichungen für Massen, Energie- und Stoffströme zu jedem Zeitpunkt mit den aktuellen Parametern und Übertragungskoeffizienten lösen. Zu diesen gehören Wärmeübergangskoeffizienten, Druckverlustbeiwerte sowie Zustandsgrößen und Stoffkonstanten. Die Aktualität der Parameter ist demnach zu jedem Zeitschritt und für jeden Lastfall bzw. Arbeitspunkt exakt berechnet und bestimmt die Genauigkeit der Simulationsergebnisse.

---

Dichteänderungen, bedingt durch thermodynamische Zustandsänderungen oder durch Änderungen in der Stoffzusammensetzung, wie es im Oxyfuel-Umschaltprozess beim Rauchgas der Fall ist, und eine Änderung des Massendurchsatzes bestimmen die Nichtlinearitäten im Übertragungsverhalten. Diese Nichtlinearitäten haben wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragungs-, Strömungs- und Transportmechanismen in den Modellen und somit auf das Gesamtverhalten des Systems. Durch die Nutzung der Methodik der theoretischen Modellbildung wird das physikalische Modell ständig an die aktuellen Bedingungen angepasst. Vorgänge mit einem gravierenden Anteil an nichtlinearen Parameteränderungen können demnach mit hoher Güte simuliert werden.

Neue Berechnungsmethoden für die konzentrierten Parameter der Zustandsgrößen Druck, spezifische Enthalpie, spezifische massebezogene Stoffzusammensetzung und Temperatur im betrachteten Kontrollvolumens wurden implementiert, die den Diskretisierungsfehler klein halten.

Durch eine örtliche Diskretisierung werden die partiellen Differentialgleichungen für die Massen-, die Energie und die Stoffstrombilanz des Gesamtmodells abgebildet. Unter Anwendung von Netzwerkschaltungen werden die Grundmodelle in Reihen- und Parallelschaltungen miteinander verknüpft und mit Abhängigkeiten durch Zustandsgrößen, wie beispielsweise der Temperatur, der spezifischen Enthalpie und den Druck, oder Flussgrößen, wie den Wärmestrom oder den Massenstrom, versehen. Der Nutzer kann durch bestimmte Eingaben die Modellierungstiefe, welche Auswirkungen auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse hat, selbst bestimmen.

Bei Simulationen mit Echtzeitanforderung wird die Modellierungstiefe eher gering gewählt, um die Rechenintensität herabzusetzen. Je nach Aufgabenstellung und Anforderung ist es dem Nutzer in der Konfiguration der Modelle freigestellt, wie detailliert die Modelle rechnen sollen und wie groß die Einschränkung der Simulationsergebnisse in Bezug auf die Genauigkeit sein können. Ein universeller Einsatz der Modelle für genaueste Optimierungsrechnungen in der Design- und Auslegungsphase sind genauso möglich wie schnelle Rechnungen in der Optimierung für die Betriebsführung von Kraftwerken.

Die Teilkomponenten des Berechnungsmodells wurden anhand von Betriebsdaten an schon vorhandenen Anlagen getestet, verifiziert und validiert. Durch Änderungen an bestimmten Modellparametern wurden die Auswirkungen auf das stationäre und das dynamische Verhalten der Einzelkomponenten sowie auf das Gesamtsystem dargestellt. An Beispielen, wie der Analyse des Systemverhaltens bei einer Arbeitspunktveränderung in einem hochdynamischen Lastwechsellvorgang von Luft- auf Oxyfuel-Verbrennung oder dem Aufprägen einer Störgröße am Eingang durch das Einspritzen an einem Zwischenüberhitzer werden die Möglichkeiten des hier implementierten Simulationsmodells gezeigt und das Übertragungsverhalten des Systems ausgewertet. Durch Simulationen von bestimmten Fahrweisen des Umschaltprozesses von Luft auf Oxyfuel-Verbrennung werden Ergebnisse von Optimierungsmöglichkeiten in der Betriebsführung dargestellt und Konsequenzen für die Auslegung bestimmter Kraftwerkskomponenten angesprochen.

---

Des Weiteren ist die Möglichkeit geschaffen worden, während der instationären Übergangsvorgänge die Temperaturen und Wärmeströme zu überwachen. Die Bauteilbeanspruchung durch kritische, den Dampferzeuger gefährdende Temperaturen und auch durch zu hohe Wärmestromdichten können im zeitlichen Verlauf des Vorganges lokal analysiert und bewertet werden. Somit können Optimierungen in der Betriebsführung der Anlage mit den geforderten Randbedingungen während der Simulation überprüft und verbessert werden.

Neue Erkenntnisse wurden für den Umschaltvorgang der Betriebsregime von Luft auf Oxyfuel-Fahrweise erzielt, in dem durch Parametervariationen der Rampenzeit eine direkte Aussage über das Verhalten der Verbrennungstemperatur für die Oxyfuel-Pilotanlage in „Schwarze Pumpe“ getätigt werden kann. Weiterhin kann durch die Einstellung von optimierten Fahrweisen mit einem erhöhten Rezirkulationsmassenstrom zu bestimmten Zeitpunkten der Umschaltrampe dieser Temperaturerhöhung entgegengewirkt werden. Diese Simulationsergebnisse sollten für die optimale Betriebsführung der Anlage berücksichtigt werden.

---

## 8. Ausblick

Die objektorientierte und modular aufgebaute Programmierweise macht einen universellen Einsatz der Modelle von Kraftwerkskomponenten für den Einsatz in dynamischen Simulationen möglich und deckt eine große Bandbreite der nachzubildenden Systeme ab. Der Einsatz als Optimierungswerkzeug in der Betriebsführung oder für Analysezwecke bei bestimmten Lastwechselfahrweisen oder dem instationären Übergangsverhalten des Systems bei Störgrößenaufschaltungen für bestehende Kraftwerke und auch für Neubauanlagen bestimmt die Einsatzmöglichkeiten der dynamischen Simulation.

Der im Rahmen der Weiterentwicklung des Energiesystems in Deutschland zunehmende Einsatz der konventionellen Kraftwerke für eine hochdynamische Lastwechselfahrweise steigert die Notwendigkeit der Anwendung von dynamischen Simulationen mit kraftwerkstypischen Softwarekomponenten enorm. Durch ein Monitoring bestimmter Systemgrößen während der Simulation und den daraus abgeleiteten Einsatz von bestimmten, sollwertgeführten Fahrweisen können Bauteilbelastungen durch örtlich auftretende zu hohe Temperaturgradienten minimiert werden. Der Oxyfuel-Verbrennungsprozess ist zwar, politisch bedingt, für Deutschland zurückgestellt worden, jedoch ist der Einsatz der Technologie im internationalen Raum immer noch ein großes Thema. Der Einsatz umweltschonender Technologien in Kraftwerken und der enorm steigende Energiebedarf stehen in China beispielsweise zur Diskussion. Daher sind die gezeigten und auch weitere dynamische Simulationen instationärer Übergangsvorgänge beim Oxyfuel-Prozess von großer Bedeutung für eine globale Anwendung der Verbrennungstechnologie.

Ein weiteres Anwendungsgebiet ist die Durchführung von Störfallanalysen bei Ausfällen von Komponenten oder in bestimmten Betriebszuständen. Ein ausfallendes Rezirkulationsgebläse während der Oxyfuelverbrennung erhöht die Verbrennungstemperatur enorm und ein Abschalten der Anlage ist unausweichlich. Solche Abschalt Szenarien zu testen und für den Ernstfall vorzubereiten, sind Inhalte weiterführender Arbeiten.

Mit geringfügigen Anpassungen ist ein Einsatz der modellierten Kraftwerkskomponenten auch in anderen Bereichen der Kraftwerkstechnik möglich. Wärmeübertragende Bauteile und die Modellierung von strömungstechnischen und thermodynamischen Mechanismen sind nicht nur im Kraftwerksbereich der Kohleverbrennung angesiedelt und daher universell anwendbar. Instationäre Prozesse nehmen auch dort zunehmend eine große Bedeutung ein.

---

## A. Anhang

### A.1. Konzentrierte Parameter für das Fluidmodell

Folgender PAP in Abbildung A.1 veranschaulicht die Herangehensweise der Berechnung der konzentrierten Parameter für das FLUID-Basismodell.

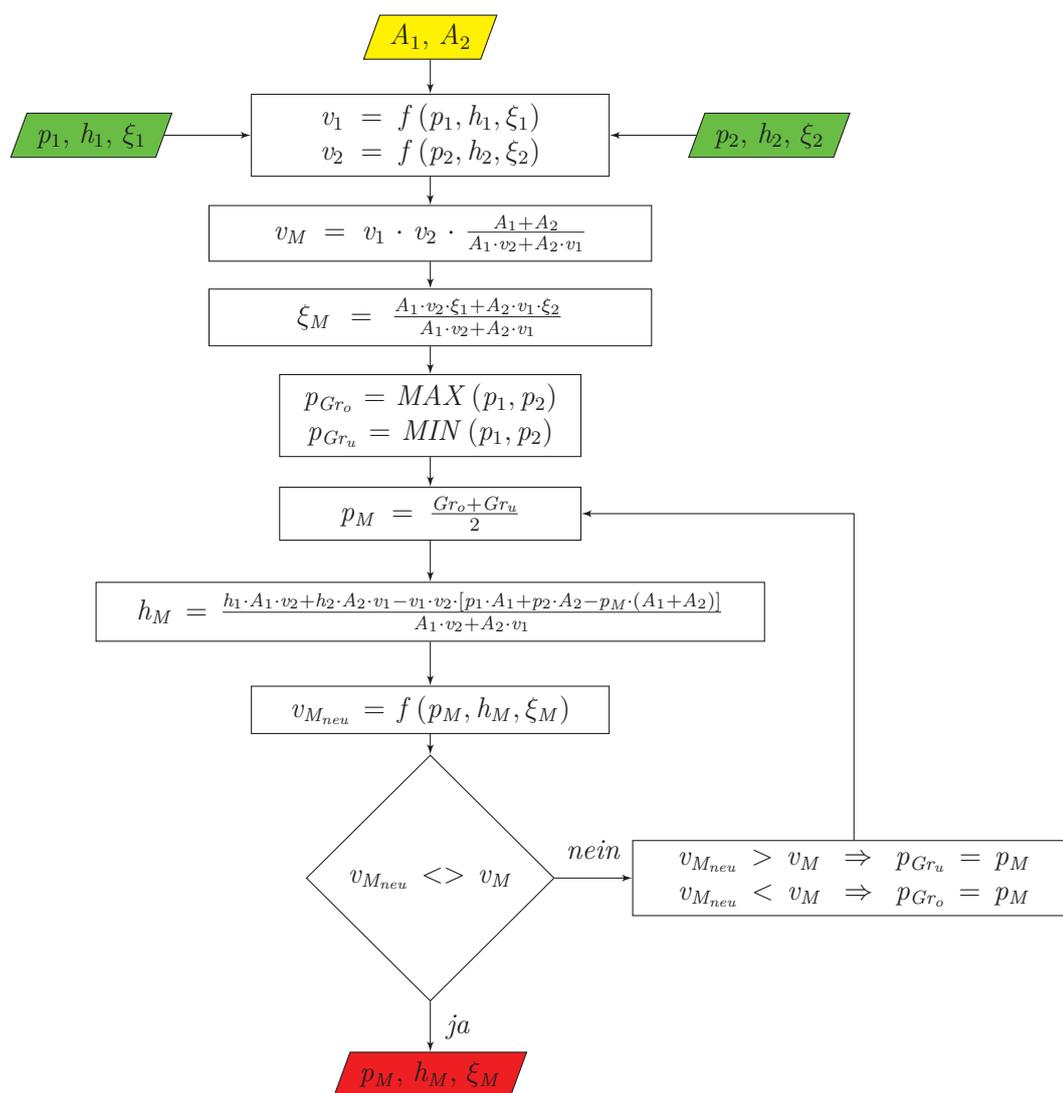


Abbildung A.1: PAP für die Berechnung der konzentrierten Parameter im Kontrollvolumen

## A.2. Fluid

### A.2.1. Bilanzgleichungen

#### A.2.1.1. Druckverlustgleichung

Die Strömungsgeschwindigkeit  $\omega$  wird in Gleichung 2.2.4 ersetzt durch  $\omega = \frac{\dot{m} \cdot v}{A}$ .

$$p_{in} - p_{out} = \Delta p = g \cdot \left( \frac{z_{out}}{v_{out}} - \frac{z_{in}}{v_{in}} \right) + \frac{\dot{m}_{out}^2 \cdot v_{out}}{2 \cdot A_{out}^2} - \frac{\dot{m}_{in}^2 \cdot v_{in}}{2 \cdot A_{in}^2} + \Delta p_{Reibung} \quad (\text{A.2.1})$$

Der Druckverlust infolge der Reibung des Fluides an den Wänden berechnet sich nach dem VDI-Wärmeatlas in Form des Druckverlustbeiwertes im Abschnitt A.11.

$$\begin{aligned} \Delta p_{Reibung} &= \zeta \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 = \zeta \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\dot{m}^2}{\rho^2 \cdot A^2} = \zeta \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot \rho \cdot A^2} \\ &= \zeta \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot v}{2 \cdot A^2} \end{aligned}$$

Mit der Gleichung 4.1.8 für das mittlere spezifische Volumen wird der Reibungsdruckverlust bestimmt.

$$\begin{aligned} \Delta p_{Reibung} &= \zeta \cdot \frac{L}{\frac{d_{in} + d_{out}}{2}} \cdot \frac{\left( \frac{\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out}}{2} \right)^2 \cdot v_{in} \cdot v_{out} \cdot \frac{A_{in} + A_{out}}{A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in}}}{2 \cdot \left( \frac{A_{in} + A_{out}}{2} \right)^2} \\ &= \zeta \cdot \frac{L}{(d_{in} + d_{out})} \cdot \frac{(\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out})^2 \cdot v_{in} \cdot v_{out}}{(A_{in} + A_{out}) \cdot (A_{in} \cdot v_{out} + A_{out} \cdot v_{in})} \quad (\text{A.2.2}) \end{aligned}$$

#### A.2.1.2. Energiestrombilanz

Die innere Energie wird beschrieben durch das Produkt aus Masse und spezifischer innerer Energie.

$$U = m \cdot u$$

Die spezifische innere Energie ist die Differenz aus der spezifischen Enthalpie und dem Produkt aus Druck und spezifischen Volumen.

$$u = h - p \cdot v$$

Die Ableitungen nach der Zeit ergeben:

$$\begin{aligned}\frac{du}{dt} &= \frac{dh}{dt} - p \cdot \frac{dv}{dt} - v \cdot \frac{dp}{dt} \\ \frac{dU}{dt} &= m \cdot \frac{du}{dt} + u \cdot \frac{dm}{dt} = m \cdot \left( \frac{dh}{dt} - p \cdot \frac{dv}{dt} - v \cdot \frac{dp}{dt} \right) + (h - p \cdot v) \cdot \frac{dm}{dt}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}m &= \frac{V}{v} \\ \frac{dm}{dt} &= \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dm}{dt} &= \frac{d\left(\frac{V}{v}\right)}{dt} = \frac{\frac{dV}{dt} \cdot v - V \cdot \frac{dv}{dt}}{v^2} = \overbrace{\frac{1}{v} \cdot \frac{dV}{dt}}^{=0} - \frac{V}{v^2} \cdot \frac{dv}{dt} = -\frac{V}{v^2} \cdot \frac{dv}{dt} \\ \frac{dv}{dt} &= -(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \cdot \frac{v^2}{V}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{dU}{dt} &= \frac{V}{v} \cdot \left[ \frac{dh}{dt} - p \cdot \left( -\frac{v^2}{V} \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \right) - v \cdot \frac{dp}{dt} \right] \\ &\quad + (h - p \cdot v) \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \\ &= \frac{V}{v} \cdot \frac{dh}{dt} - V \cdot \frac{dp}{dt} + h \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})\end{aligned}$$

Somit lautet die DGL für die Energieerhaltung in einem offenem System:

$$\begin{aligned}&\frac{V}{v} \cdot \frac{dh}{dt} - V \cdot \frac{dp}{dt} + h \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \\ &= P + \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot \left( h_{in} + \frac{\omega_{in}^2}{2} + g \cdot z_{in} \right) - \dot{m}_{out} \cdot \left( h_{out} + \frac{\omega_{out}^2}{2} + g \cdot z_{out} \right)\end{aligned}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit  $\omega$  wird durch  $\omega = \frac{\dot{m} \cdot v}{A}$  ersetzt und in die Energiebilanz eingesetzt.

$$\begin{aligned}&\frac{V}{v} \cdot \frac{dh}{dt} - V \cdot \frac{dp}{dt} + h \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \\ &= P + \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot \left( h_{in} + \frac{\dot{m}_{in}^2 \cdot v_{in}^2}{2 \cdot A_{in}^2} + g \cdot z_{in} \right) \\ &\quad - \dot{m}_{out} \cdot \left( h_{out} + \frac{\dot{m}_{out}^2 \cdot v_{out}^2}{2 \cdot A_{out}^2} + g \cdot z_{out} \right)\end{aligned} \tag{A.2.3}$$

Die Gleichung wird nach der spezifischen Enthalpie am Ausgang aufgelöst.

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{out} \cdot \left( h_{out} + \frac{\dot{m}_{out}^2 \cdot v_{out}^2}{2 \cdot A_{out}^2} + g \cdot z_{out} \right) \\
 = & - \frac{V}{v} \cdot \frac{dh}{dt} + V \cdot \frac{dp}{dt} - h \cdot (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \\
 & + P + \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot \left( h_{in} + \frac{\dot{m}_{in}^2 \cdot v_{in}^2}{2 \cdot A_{in}^2} + g \cdot z_{in} \right) \\
 \\
 & h_{out} + \frac{\dot{m}_{out}^2 \cdot v_{out}^2}{2 \cdot A_{out}^2} + g \cdot z_{out} \\
 = & - \frac{V}{v \cdot \dot{m}_{out}} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{V}{\dot{m}_{out}} \cdot \frac{dp}{dt} - h \cdot \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{\dot{m}_{out}} \\
 & + \frac{P + \dot{Q}}{\dot{m}_{out}} + \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{out}} \cdot \left( h_{in} + \frac{\dot{m}_{in}^2 \cdot v_{in}^2}{2 \cdot A_{in}^2} + g \cdot z_{in} \right) \\
 \\
 h_{out} = & - \frac{V}{v \cdot \dot{m}_{out}} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{V}{\dot{m}_{out}} \cdot \frac{dp}{dt} - h \cdot \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{\dot{m}_{out}} + \frac{P + \dot{Q}}{\dot{m}_{out}} \\
 & + \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{out}} \cdot \left( h_{in} + \frac{\dot{m}_{in}^2 \cdot v_{in}^2}{2 \cdot A_{in}^2} + g \cdot z_{in} \right) - \frac{\dot{m}_{out} \cdot v_{out}^2}{2 \cdot A_{out}^2} - g \cdot z_{out}
 \end{aligned}$$

## A.2.2. PAP für das Basismodell FLUID

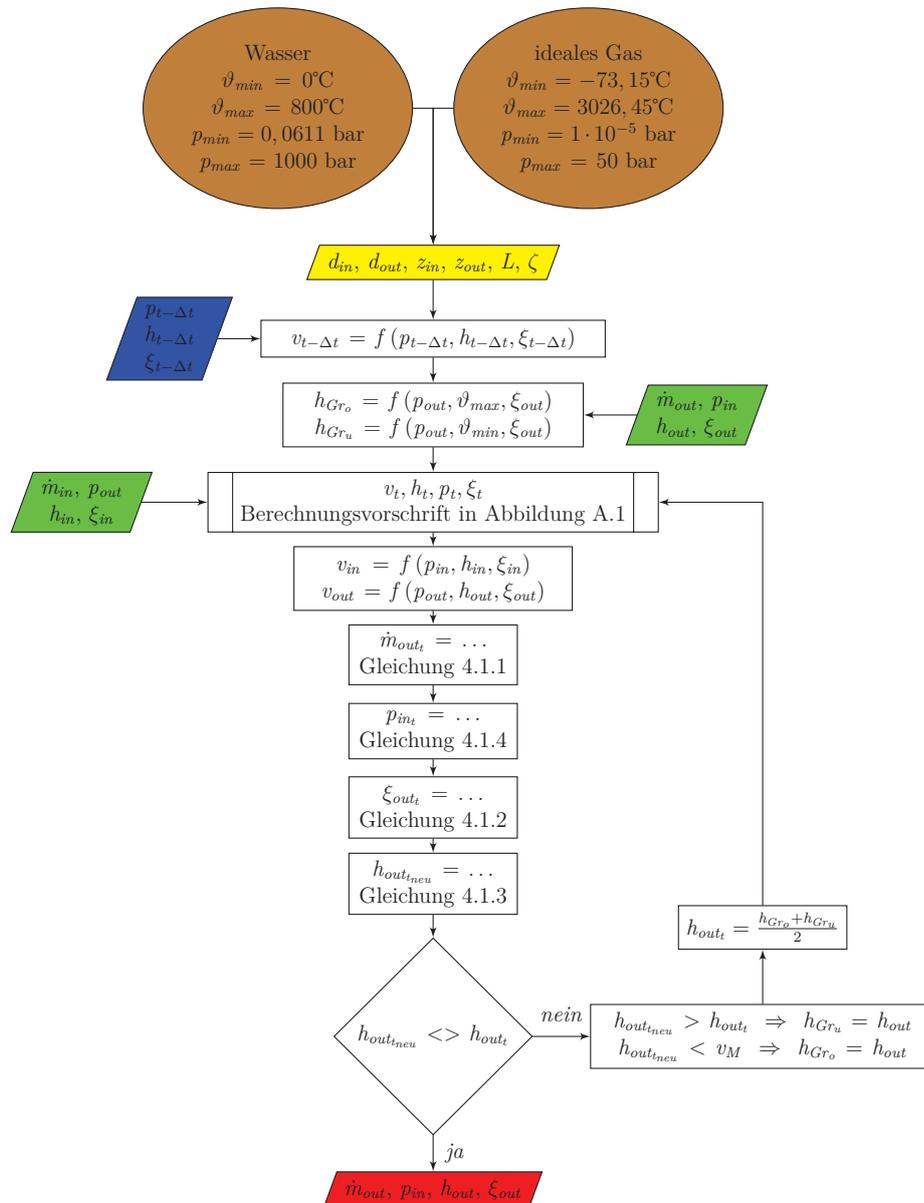


Abbildung A.2: PAP für die Berechnung der Ausgangsvariablen des Modells FLUID

## A.3. Lösungsalgorithmus nach Gauß

```

1 function gauss(a:Matrix; b:Vektor):Vektor;
2 var
3   as1,as2:Matrix;
4   bs1,bs2,hif,x:Vektor;
5   kn,i,k,j:word;
6   zk:double;
7   mei:boolean;
8   n:word;

```



```

75         end;
76     end;
77     if mei
78     then
79         begin
80             //Rückwärtsauflösung
81             x[n]:=bs1[n]/as1[n,n];
82             for k:=2 to n+1 do
83                 begin
84                     kn:=n+1-k;
85                     x[kn]:=bs1[kn];
86                     for i:=kn+1 to n do x[kn]:=x[kn]-as1[kn,i]*x[i];
87                     x[kn]:=x[kn]/as1[kn,kn];
88                 end;
89             end;
90             result:=x;
91 end;

```

## A.4. Verbrennung

Von beiden eingehenden Stoffströmen, der Kohle  $K$  und dem Oxidationsmittel  $Ox$ , werden die Stoffbestandteile einzeln betrachtet aufsummiert.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_C &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{C_K} \\
 \dot{m}_{H_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{H_K} \\
 \dot{m}_S &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{S_K} \\
 \dot{m}_{O_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{O_K} & + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{O_2Ox} \\
 \dot{m}_{N_2} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{N_K} & + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{N_2Ox} \\
 \dot{m}_{H_2O} &= (1 - U) \cdot \dot{m}_K \cdot \xi_{W_K} & + \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{H_2Ox} \\
 \dot{m}_{CO} &= & \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{COx} \\
 \dot{m}_{CO_2} &= & \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{CO_2Ox} \\
 \dot{m}_{SO_2} &= & \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{SO_2Ox} \\
 \dot{m}_{Ar} &= & \dot{m}_{Ox} \cdot \xi_{ArOx}
 \end{aligned}$$

Mit den Gleichungen für die chemische Umsetzung und den molaren Massen aus Tabelle A.4.1 werden die RG-Bestandteile berechnet.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{CO_{neu}} &= \alpha \cdot \dot{m}_C \cdot \frac{M_{CO}}{M_C} \\
 \dot{m}_{CO_2_{neu}} &= (1 - \alpha) \cdot \dot{m}_C \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_C} \\
 \dot{m}_{H_2O_{neu}} &= \dot{m}_{H_2} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \\
 \dot{m}_{SO_2_{neu}} &= \dot{m}_S \cdot \frac{M_{SO_2}}{M_S}
 \end{aligned}$$

Der verwendete Sauerstoff für die Oxidation der einzelnen Bestandteile wird vom bestehenden abgezogen.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{O_2\text{neu}} = \dot{m}_{O_2} - \dot{m}_{CO\text{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{2 \cdot M_{CO}} - \dot{m}_{CO_2\text{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{CO_2}} \\ - \dot{m}_{H_2O\text{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{2 \cdot M_{H_2O}} - \dot{m}_{SO_2\text{neu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{SO_2}} \end{aligned}$$

Stoff	molare Masse $\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$
$H_2$	2,016
$O_2$	31,999
$H_2O$	18,01528
$C$	12,011
$CO$	28,010
$CO_2$	44,010
$S$	32,066
$SO_2$	64,0648

**Tabelle A.4.1:** Molare Masse der Stoffbestandteile

## A.5. Datenverarbeitung

### Eingangsdaten RG

Lokale Variablen	
i	{Laufvariable}
Globale Variablen	
x	{Anzahl der Unterteilung in axialer Richtung}
y	{Anzahl der Bahnen}
$i \leftarrow 0$	
$i < x - 1$	
$\dot{m}_{in[i,0]} = \frac{\dot{m}_{in}}{x}$	
$h_{in[i,0]} = h_{in}$	
$\xi_{in[i,0]} = \xi_{in}$	
$p_{out[i,y-1]} = p_{out}$	
$i \leftarrow i + 1$	

Abbildung A.3: Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des RG auf die Matrixelemente

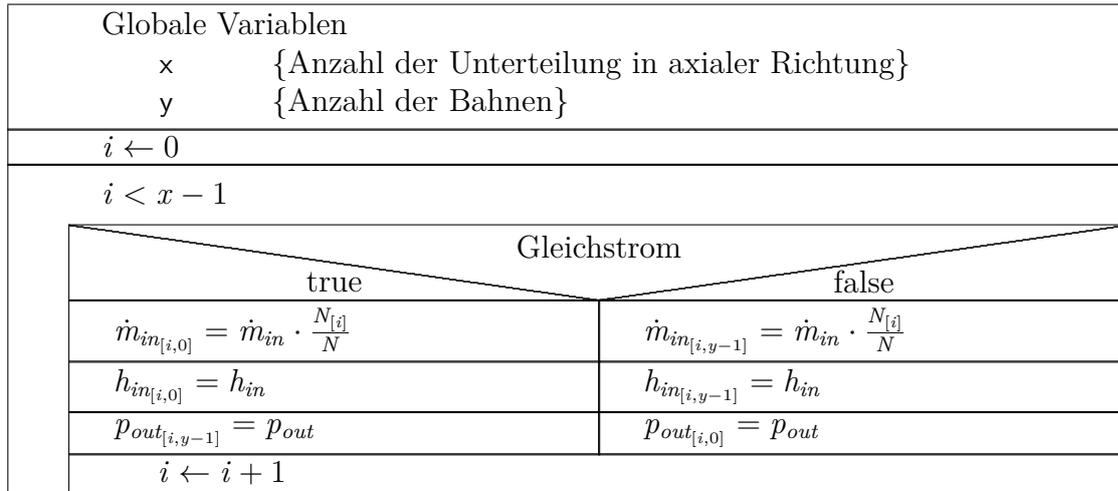
### Eingangsdaten WD Rohrbündel

Globale Variablen			
x		{Anzahl der Unterteilung in axialer Richtung}	
y		{Anzahl der Bahnen}	
Gleichstrom			
true		false	
$\dot{m}_{in[0,0]} = \dot{m}_{in}$		$p_{out[0,0]} = p_{out}$	
$h_{in[0,0]} = h_{in}$		$y \bmod 2^a > 0$	
$y \bmod 2 > 0$		true	false
true	false	$\dot{m}_{in[x-1,y-1]} = \dot{m}_{in}$	$\dot{m}_{in[0,y-1]} = \dot{m}_{in}$
$p_{out[x-1,y-1]} = p_{out}$	$p_{out[0,y-1]} = p_{out}$	$h_{in[x-1,y-1]} = h_{in}$	$h_{in[0,y-1]} = h_{in}$

<sup>a</sup>mod 2... Modulo 2... berechnet den Rest der Division durch 2

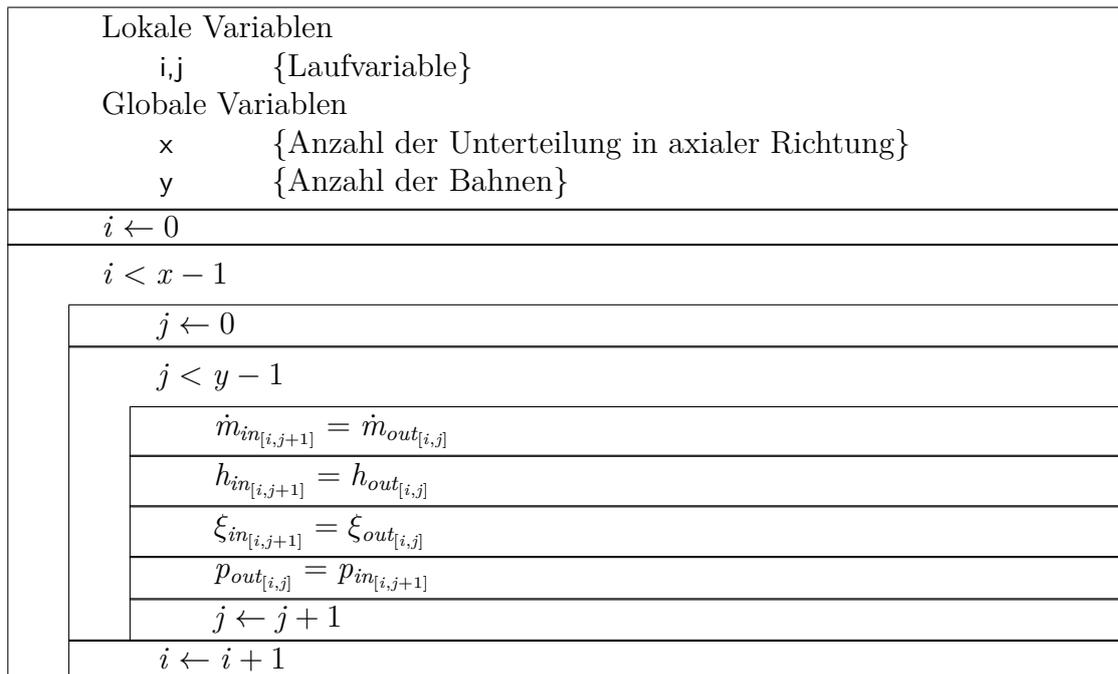
Abbildung A.4: Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des WD des Rohrbündels auf die Matrixelemente

## Eingangsdaten WD Membranwand



**Abbildung A.5:** Struktogramm für die Aufteilung der Eingangsdaten des WD der Membranwand auf die Matrixelemente

## Datenübergabe RG zwischen den Teilabschnitten



**Abbildung A.6:** Struktogramm für die Weitergabe der Daten des RG an die Matrixelemente

Datenübergabe WD des Rohrbündels zwischen den Teilabschnitten

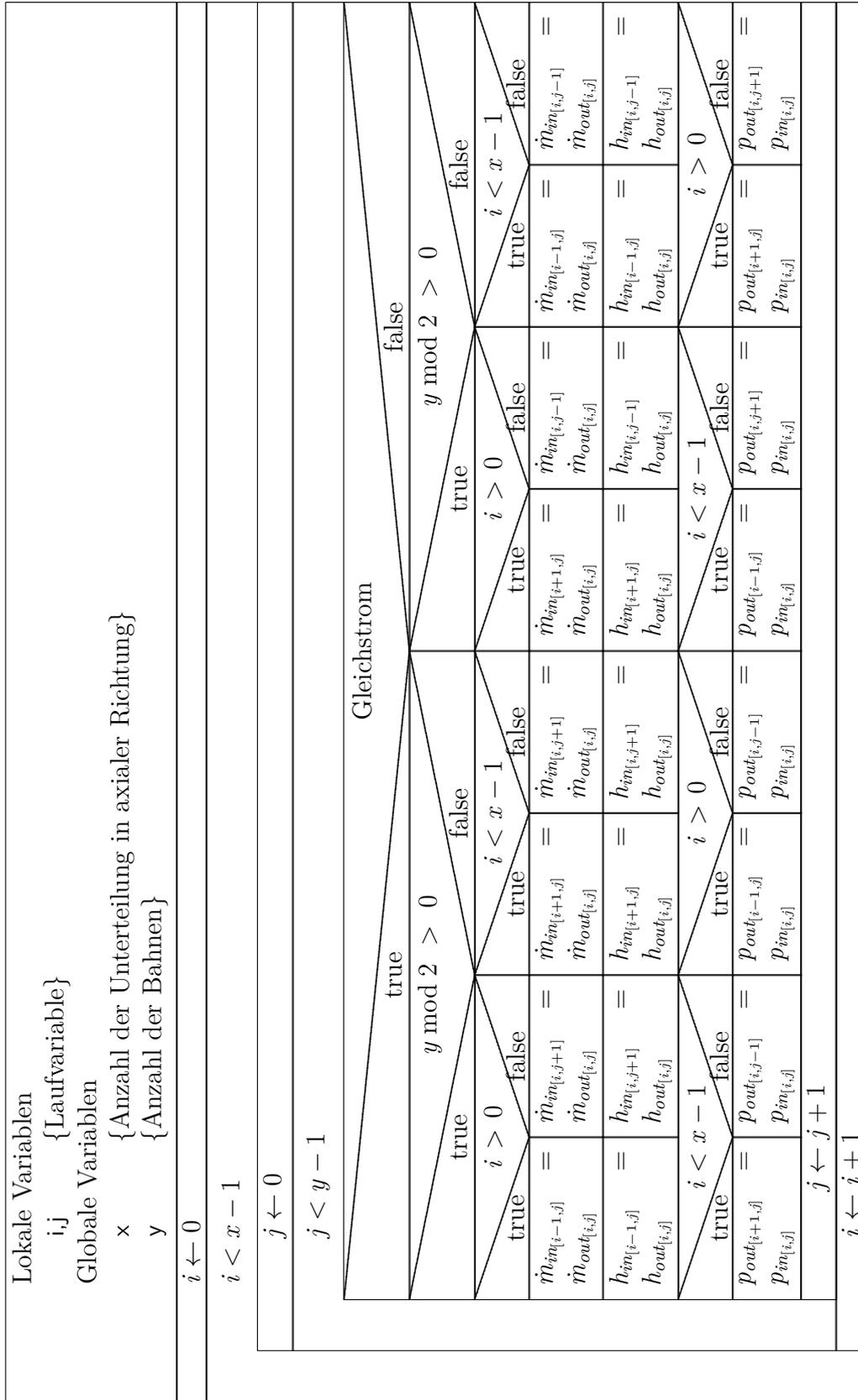
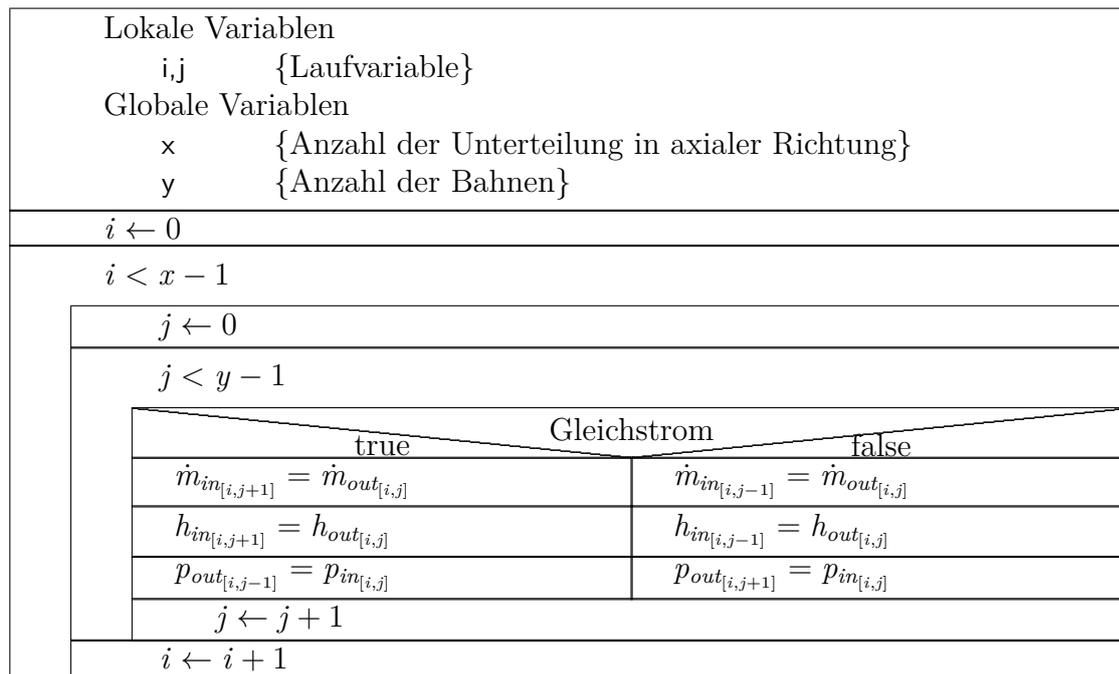


Abbildung A.7: Struktogramm für die Weitergabe der Daten des WD des Rohrbündels an die Matrixelemente

**Datenübergabe WD Membranwand zwischen den Teilabschnitten**


**Abbildung A.8:** Struktogramm für die Weitergabe der Daten des WD der Membranwand an die Matrixelemente

**Ausgangsdaten RG**

Lokale Variablen						
i	{Laufvariable}					
Globale Variablen						
x	{Anzahl der Unterteilung in axialer Richtung}					
y	{Anzahl der Bahnen}					
$m \leftarrow 0$						
$h \leftarrow 0$						
$\xi \leftarrow 0$						
$p \leftarrow 0$						
$i < x - 1$						
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td><math>m = m + \dot{m}_{out[i,y-1]}</math></td> </tr> <tr> <td><math>h = h + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot h_{out[i,y-1]}</math></td> </tr> <tr> <td><math>\xi = \xi + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot \xi_{out[i,y-1]}</math></td> </tr> <tr> <td><math>p = p + p_{in[i,0]}</math></td> </tr> <tr> <td><math>i \leftarrow i + 1</math></td> </tr> </table>		$m = m + \dot{m}_{out[i,y-1]}$	$h = h + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot h_{out[i,y-1]}$	$\xi = \xi + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot \xi_{out[i,y-1]}$	$p = p + p_{in[i,0]}$	$i \leftarrow i + 1$
$m = m + \dot{m}_{out[i,y-1]}$						
$h = h + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot h_{out[i,y-1]}$						
$\xi = \xi + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot \xi_{out[i,y-1]}$						
$p = p + p_{in[i,0]}$						
$i \leftarrow i + 1$						
$\dot{m}_{out} = m$						
$h_{out} = \frac{h}{m}$						
$\xi_{out} = \frac{\xi}{m}$						
$p_{in} = \frac{p}{x}$						

**Abbildung A.9:** Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des RG von den Matrixelementen

**Ausgangsdaten WD Rohrbündel**

Globale Variablen	
x	{Anzahl der Unterteilung in axialer Richtung}
y	{Anzahl der Bahnen}
Gleichstrom	
true	
$p_{in} = p_{in[0,0]}$	
false	
$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{out[0,0]}$	
$h_{out} = h_{out[0,0]}$	
$y \bmod 2 > 0$	
true	
$\dot{m}_{out} =$	$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{out[0,y-1]}$
$\dot{m}_{out[x-1,y-1]}$	$h_{out} = h_{out[0,y-1]}$
false	
$y \bmod 2 > 0$	
true	
$p_{in} = p_{in[x-1,y-1]}$	$p_{in} = p_{in[0,y-1]}$
false	
$h_{out} = h_{out[x-1,y-1]}$	$\emptyset$
$\emptyset$	

**Abbildung A.10:** Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des WD des Rohrbündels von den Matrixelementen

## Ausgangsdaten WD Membranwand

Lokale Variablen	
$i$	{Laufvariable}
Globale Variablen	
$x$	{Anzahl der Unterteilung in axialer Richtung}
$y$	{Anzahl der Bahnen}
$m \leftarrow 0$	
$h \leftarrow 0$	
$\xi \leftarrow 0$	
$p \leftarrow 0$	
$i \leftarrow 0$	
$i < x - 1$	
Gleichstrom	
true	false
$m = m + \dot{m}_{out[i,y-1]}$	$m = m + \dot{m}_{out[i,0]}$
$h = h + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot h_{out[i,y-1]}$	$h = h + \dot{m}_{out[i,0]} \cdot h_{out[i,0]}$
$\xi = \xi + \dot{m}_{out[i,y-1]} \cdot \xi_{out[i,y-1]}$	$\xi = \xi + \dot{m}_{out[i,0]} \cdot \xi_{out[i,0]}$
$p = p + p_{in[i,0]}$	$p = p + p_{in[i,y-1]}$
$i \leftarrow i + 1$	
$\dot{m}_{out} = m$	
$h_{out} = \frac{h}{m}$	
$\xi_{out} = \frac{\xi}{m}$	
$p_{in} = \frac{p}{x}$	

**Abbildung A.11:** Struktogramm für die Aufteilung der Ausgangsdaten des WD der Membranwand von den Matrixelementen

## A.6. Parametermenü

**(a) Parametermenü allgemein**

Parameter	Wert	Einheit
Durchmesser innen Eintritt [mm]	500.	mm
Unterteilung axial [-]	10.	-
Durchmesser innen Austritt [mm]	500.	mm
Umgebung [-]	Luft	-
Länge [m]	10.	m
Temperatur_Umgebung [°C]	25.	°C
Höhe am Eintritt [m]	1.	m
Rohre parallel [-]	1.	-
Höhe am Austritt [m]	1.	m
Ausgabe [-]	einzelne Werte	-
absolute Rauigkeit [mm]	0.2	mm

**(b) Parametermenü Wand**

Parameter	Wert	Einheit
Wandstärke [mm]	10.	mm
Wärmeleitfähigkeit [W/m²K]	33.	W/m²K
spez. Wärmekapazität [J/kgK]	450.	J/kgK
Dichte [kg/m³]	7850.	kg/m³
Unterteilung radial [-]	3.	-

(a) Parametermenü allgemein

(b) Parametermenü Wand

Abbildung A.12: Parametermenü für das Modell ROHR

**ZUE2**

Parameter	Wert	Einheit
Anzahl Bahnen [-]	2	-
Anzahl Rohrreihen [-]	23	-
Nodalisierung axial [-]	5	-
absolute Rauigkeit Rohrwand [mm]	0.2	mm
Nodalisierung radial [-]	3	-
Emmissionsgrad Rohrwand [-]	0.8	-
Strömungsprinzip	Gleichstrom	-
Wärmeleitfähigkeit Rohrwand [W/m²K]	33.	W/m²K
Rohrdurchmesser aussen [mm]	51	mm
spez. Wärmekapazität Rohrwand [J/kgK]	450.	J/kgK
Rohrwandstärke [mm]	4	mm
Dichte Rohrwand [kg/m³]	7850.	kg/m³
Rohrlänge gesamt [m]	25	m
Stärke Ablagerung Rauchgas [mm]	0	mm
Rohrabstand in der Reihe [mm]	768	mm
Wärmeleitfähigkeit Ablagerung Rauchgas [W/m²K]	1.5	W/m²K
Rohrabstand zwischen den Reihen [mm]	70	mm
spez. Wärmekapazität Ablagerung Rauchgas [J/kgK]	700.	J/kgK
Rohranordnung	fluchtend	-
Dichte Ablagerung Rauchgas [kg/m³]	2000.	kg/m³
Rohranzahl pro Reihe [-]	20	-
Stärke Ablagerung Wasser/Dampf [mm]	0	mm

Konfiguration Hilfe OK Abbrechen

Abbildung A.13: Parametermenü des Rohrbündelwärmeübertrager ZUE2

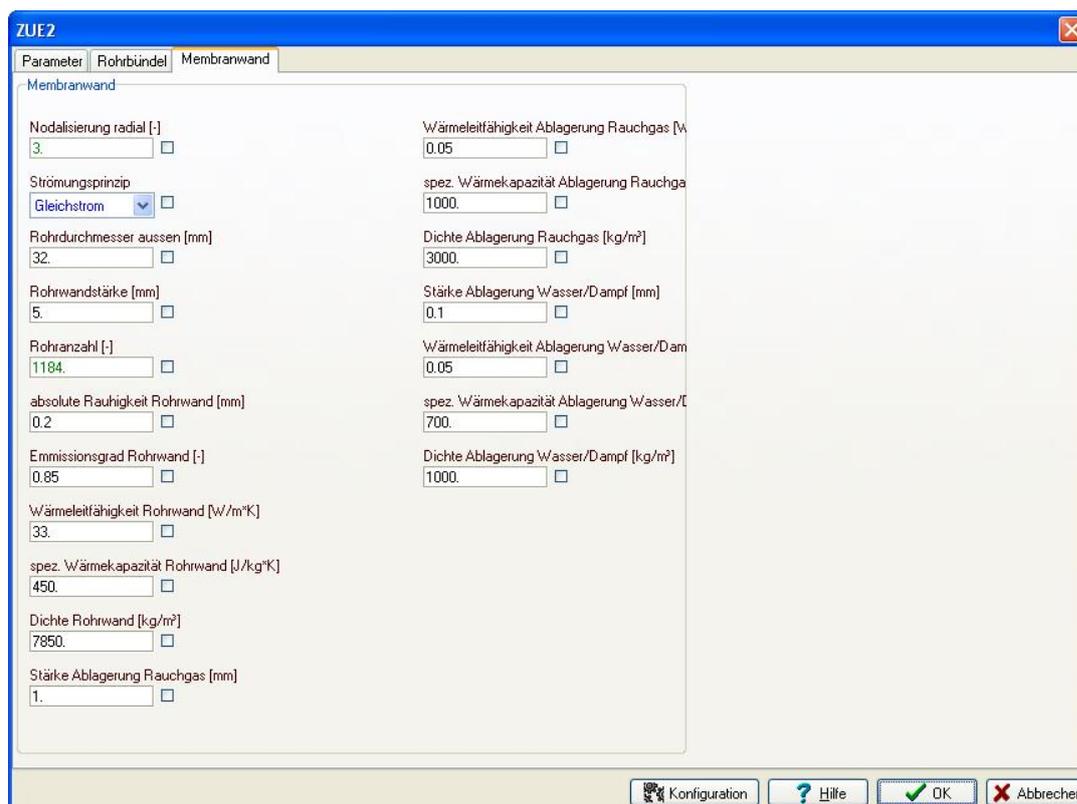


Abbildung A.14: Parametermenü für die Membranwand am ZUE2

## A.7. Medien

Größe		Formelzeichen	Wert	Einheit
Zusammensetzung	Kohlenstoff	$C$	0,255	$\frac{kg}{kg}$
	Wasserstoff	$H$	0,0188	$\frac{kg}{kg}$
	Schwefel	$S$	0,0057	$\frac{kg}{kg}$
	Sauerstoff	$O$	0,0928	$\frac{kg}{kg}$
	Stickstoff	$N$	0,0027	$\frac{kg}{kg}$
	Wasser	$W$	0,56	$\frac{kg}{kg}$
	Asche	$A$	0,065	$\frac{kg}{kg}$
Temperatur		$\vartheta$	25	°C
Heizwert		$H_u$	8347	$\frac{kJ}{kg}$

Tabelle A.7.1: Rohbraunkohle für die Luft-Feuerung im Kraftwerk Jänschwalde

Größe		Formelzeichen	Wert	Einheit
Zusammensetzung	Kohlenstoff	$C$	0,528	$\frac{kg}{kg}$
	Wasserstoff	$H$	0,039	$\frac{kg}{kg}$
	Schwefel	$S$	0,011	$\frac{kg}{kg}$
	Sauerstoff	$O$	0,198	$\frac{kg}{kg}$
	Stickstoff	$N$	0,008	$\frac{kg}{kg}$
	Wasser	$W$	0,12	$\frac{kg}{kg}$
	Asche	$A$	0,095	$\frac{kg}{kg}$
Temperatur		$\vartheta$	25	$^{\circ}C$
Heizwert		$H_u$	19760	$\frac{kJ}{kg}$

**Tabelle A.7.2:** Trockenbraunkohle für die Oxyfuel-Pilotanlage

Größe		Formelzeichen	Wert	Einheit
Zusammensetzung	Sauerstoff	$C$	0,231154	$\frac{kg}{kg}$
	Stickstoff	$H$	0,754562	$\frac{kg}{kg}$
	Argon	$S$	0,0126389	$\frac{kg}{kg}$
	Kohlendioxid	$O$	0,000504	$\frac{kg}{kg}$
	Wasser	$W$	0,0011413	$\frac{kg}{kg}$
Druck		$p$	1,01325	$bar$

**Tabelle A.7.3:** Oxidationsmittel Luft

Größe		Formelzeichen	Wert	Einheit
Zusammensetzung	Sauerstoff	$C$	0,99	$\frac{kg}{kg}$
	Stickstoff	$H$	0,009814	$\frac{kg}{kg}$
	Argon	$S$	0,0001644	$\frac{kg}{kg}$
	Kohlendioxid	$O$	0,0000065	$\frac{kg}{kg}$
	Wasser	$W$	0,000014844	$\frac{kg}{kg}$
Druck		$p$	1,01325	$bar$

Tabelle A.7.4: Oxidationsmittel Sauerstoff

## A.8. Oxyfuel

### A.8.1. Sprungförmige Luft-Oxyfuel-Umschaltung bei heißer Rezirkulation

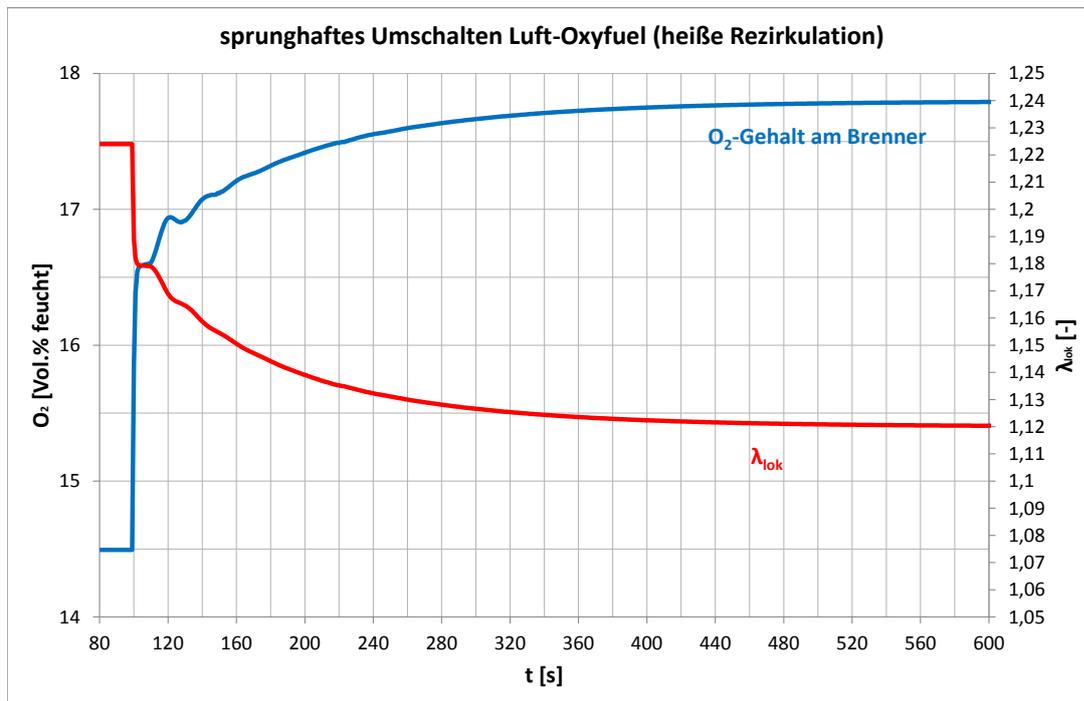


Abbildung A.15: O<sub>2</sub>-Gehalt am Brenner und lokale Stöchiometriezahl bei sprunghafter Umschaltung Luft-Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

## A.8.2. Mittlere Verweilzeiten Luft-Oxyfuel bei heißer Rezirkulation

Mit folgendem DynStar-Signalfussbild wurde der Vergleich des physikalischen Modells mit dem Parametermodell vorgenommen. Hierfür wurden die Grundübertragungselemente mit den errechneten mittleren Verweilzeiten parametrisiert.

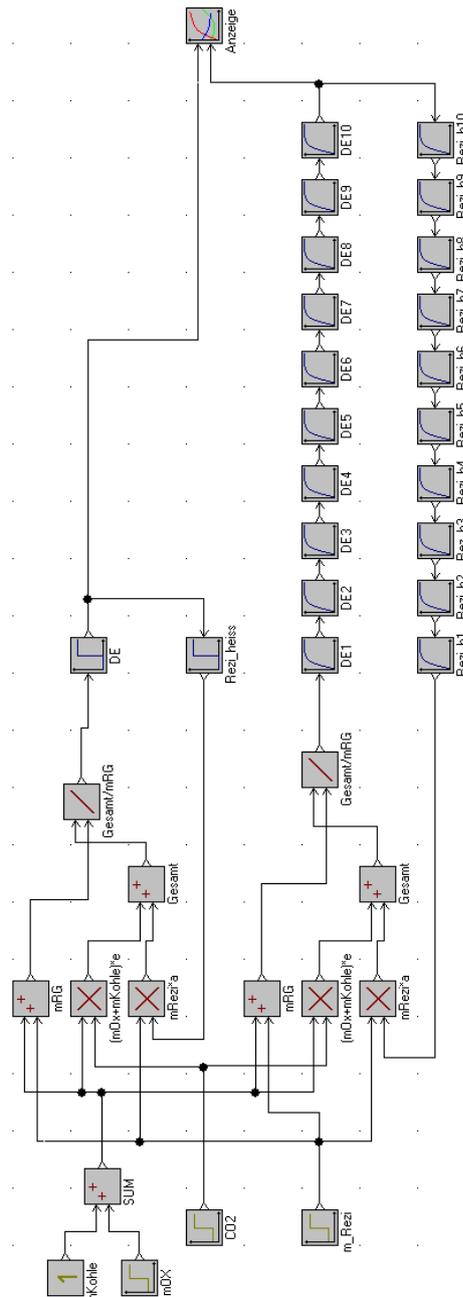


Abbildung A.16: Signalfussplan für das Simulationsmodell mit den Grundübertragungsgliedern

$$\tau_{DE_{L_h}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,232 \frac{kg}{m^3}}{17,914 \frac{kg}{s}} \approx 6,23s \quad (A.8.1)$$

$$\tau_{DE_{O_{x_h}}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,267 \frac{kg}{m^3}}{17,914 \frac{kg}{s}} \approx 7,17s \quad (A.8.2)$$

$$\tau_{DE_h} = \frac{\tau_{DE_{L_h}} + \tau_{DE_{O_{x_h}}}}{2} \approx 6,7s \quad (A.8.3)$$

$$\tau_{DE_{L_k}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,82 \frac{kg}{m^3}}{17,914 \frac{kg}{s}} \approx 22,02s \quad (A.8.4)$$

$$\tau_{DE_{O_{x_k}}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,946 \frac{kg}{m^3}}{17,914 \frac{kg}{s}} \approx 25,4s \quad (A.8.5)$$

$$\tau_{DE_k} = \frac{\tau_{DE_{L_k}} + \tau_{DE_{O_{x_k}}}}{2} \approx 23,5s \quad (A.8.6)$$

$$\tau_{RZ_L} = \frac{30m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1m)^2 \cdot 0,82 \frac{kg}{m^3}}{13,9 \frac{kg}{s}} \approx 1,39s \quad (A.8.7)$$

$$\tau_{RZ_{O_x}} = \frac{30m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1m)^2 \cdot 0,946 \frac{kg}{m^3}}{13,9 \frac{kg}{s}} \approx 1,6s \quad (A.8.8)$$

$$\tau_{RZ} = \frac{\tau_{RZ_L} + \tau_{RZ_{Ox}}}{2} \approx 1,5s \quad (\text{A.8.9})$$

### A.8.3. RG-Temperaturen über die Dampferzeugerlänge für die Luft- und die Oxyfuel-Fahrweise

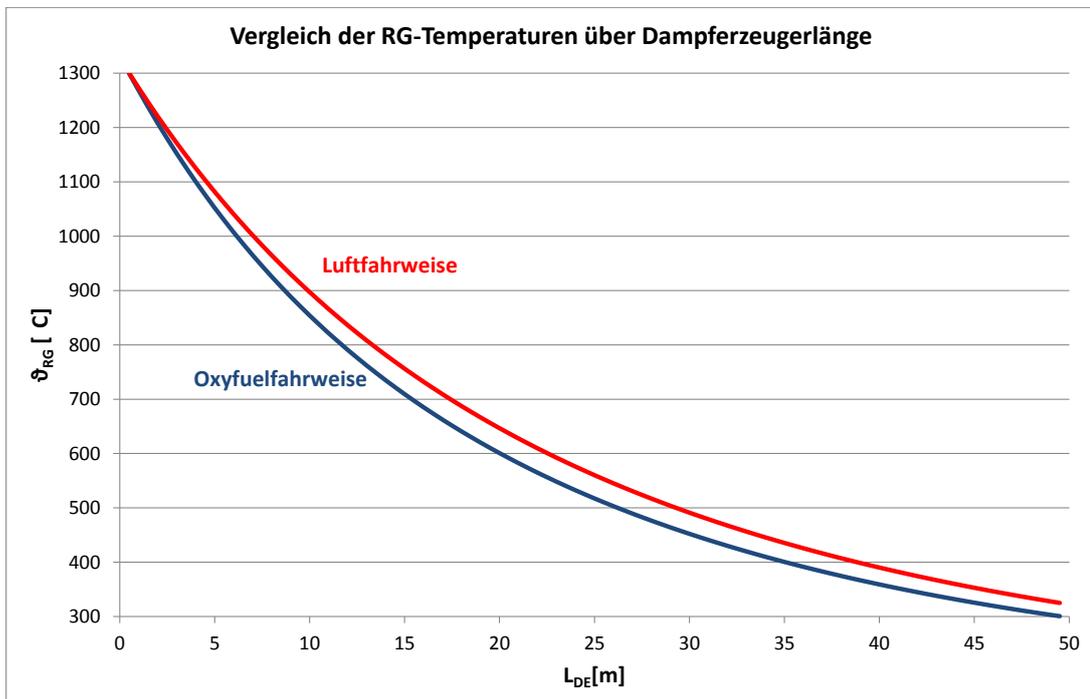


Abbildung A.17: RG-Temperaturen über die Dampferzeugerlänge für die Luft- und die Oxyfuel-Fahrweise

### A.8.4. Sprungförmige Oxyfuel-Luft-Umschaltung bei heißer Rezirkulation

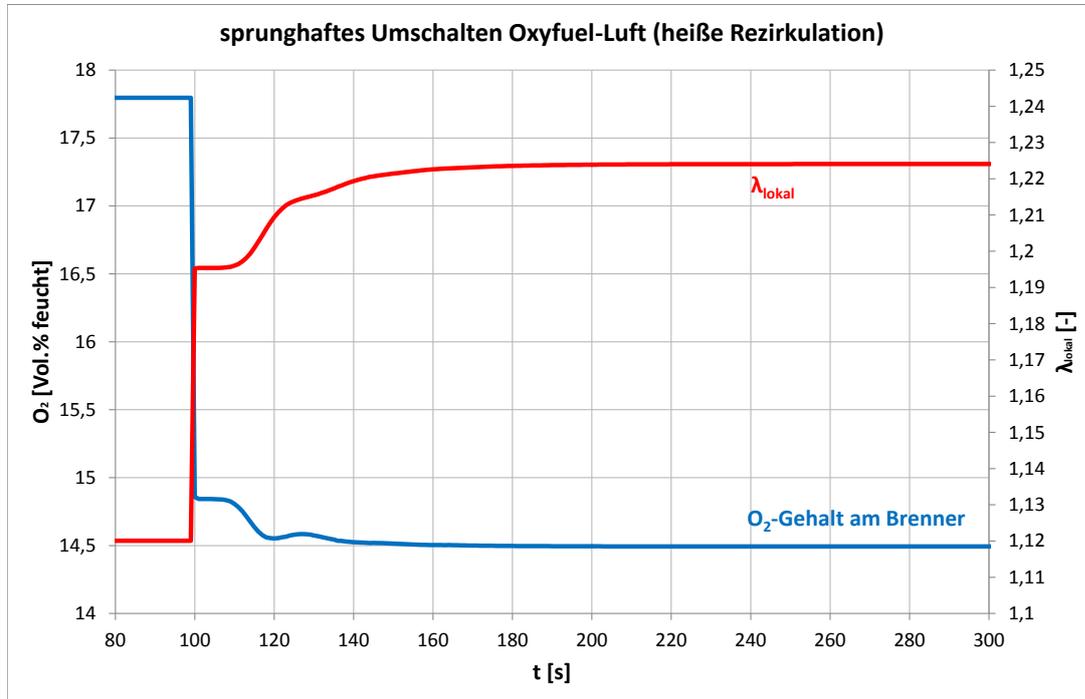


Abbildung A.18: O<sub>2</sub>-Gehalt am Brenner und lokale Stöchiometrie Kennzahl bei sprunghafter Umschaltung Oxyfuel-Luft mit heißer Rezirkulation

### A.8.5. Mittlere Verweilzeiten Oxyfuel-Luft bei heißer Rezirkulation

$$\tau_{DE_{L_h}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,232 \frac{kg}{m^3}}{20,46 \frac{kg}{s}} \approx 5,46s \quad (A.8.10)$$

$$\tau_{DE_{O_{x_h}}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,267 \frac{kg}{m^3}}{20,46 \frac{kg}{s}} \approx 6,28s \quad (A.8.11)$$

$$\tau_{DE_h} = \frac{\tau_{DE_{L_h}} + \tau_{DE_{O_{x_h}}}}{2} \approx 5,9s \quad (A.8.12)$$

$$\tau_{DE_{Lk}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,82 \frac{kg}{m^3}}{20,46 \frac{kg}{s}} \approx 19,28s \quad (A.8.13)$$

$$\tau_{DE_{Oxk}} = \frac{50m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (3,5m)^2 \cdot 0,946 \frac{kg}{m^3}}{20,46 \frac{kg}{s}} \approx 22,2s \quad (A.8.14)$$

$$\tau_{DE_k} = \frac{\tau_{DE_{Lk}} + \tau_{DE_{Oxk}}}{2} \approx 20,74s \quad (A.8.15)$$

$$\tau_{RZ_L} = \frac{30m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1m)^2 \cdot 0,82 \frac{kg}{m^3}}{6,75 \frac{kg}{s}} \approx 2,86s \quad (A.8.16)$$

$$\tau_{RZ_{Ox}} = \frac{30m \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1m)^2 \cdot 0,946 \frac{kg}{m^3}}{6,75 \frac{kg}{s}} \approx 3,3s \quad (A.8.17)$$

$$\tau_{RZ} = \frac{\tau_{RZ_L} + \tau_{RZ_{Ox}}}{2} \approx 3,1s \quad (A.8.18)$$

### A.8.6. rampenförmige Luft-Oxyfuel-Umschaltung bei heisser Rezirkulation

$\Delta\vartheta_{max}$	25	30	35	40	45	50	60
$\Delta t$	961	761	602	477	377	300	187

Tabelle A.8.1: Rampendauer in Abhängigkeit von der maximalen Temperaturdifferenz bei der Umschaltung von Luft auf Oxyfuel mit heißer Rezirkulation

### A.8.7. Vergleich heiße und kalte Rezirkulation

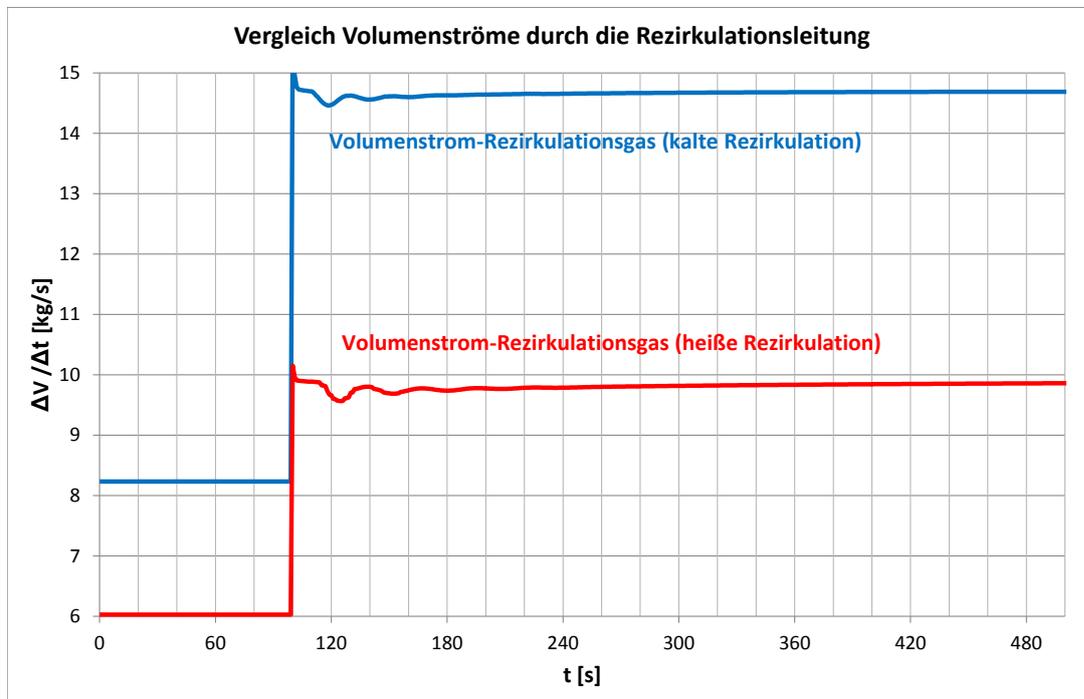


Abbildung A.19: Vergleich der Volumenströme durch die Rezirkulationsleitung bei kalter und heißer Rezirkulation

## A.9. Einspritzen am ZUE2

### A.9.1. Energiebilanz über das Mischrohr

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{HI\ ZUE1} \cdot h_{HI\ ZUE1} + \dot{m}_{FEIEINSP\ MIRO2} \cdot h_{FEIEINSP\ MIRO2} \\
 &= (\dot{m}_{HI\ ZUE1} + \dot{m}_{FEIEINSP\ MIRO2}) \cdot h_{HI\ FEIEINSP\ MIRO2} \\
 \dot{m}_{FEIEINSP\ MIRO2} &= \dot{m}_{HI\ ZUE1} \cdot \frac{h_{HI\ ZUE1} - h_{HI\ FEIEINSP\ MIRO2}}{h_{HI\ FEIEINSP\ MIRO2} - h_{FEIEINSP\ MIRO2}} \\
 h_{HI\ ZUE1} &= f(p, \vartheta_{HI\ ZUE1}) \\
 h_{FEIEINSP\ MIRO2} &= f(p, \vartheta_{FEIEINSP\ MIRO2}) \\
 h_{HI\ FEIEINSP\ MIRO2} &= f(p, \vartheta_{HI\ FEIEINSP\ MIRO2})
 \end{aligned}$$

Die Enthalpien werden mit Hilfe der Stoffwerttabelle [20] über den Druck und die Temperaturen berechnet.

### A.9.2. RG-Massenstrom um Strang 4 des ZUE2

Die Strömungsgeschwindigkeit des RG in Wandnähe wird anhand der Gleichung A.9.1 [37, Seite 137] für die Wandnähe (Strang 4) berechnet.

$$c(r) = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^n \cdot \frac{\bar{c}}{K} \quad (\text{A.9.1})$$

Die mittlere Dichte des RG im Zwischenüberhitzer beträgt  $\rho_{RGZUE2} = 0,3078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  und der Strömungsquerschnitt ist  $A = B \cdot T = 12,7\text{m} \cdot 15,7\text{m} \approx 200\text{m}^2$ .

$$\bar{c}_{RGZUE2} = \frac{\dot{m}_{RG}}{\rho_{RGZUE2} \cdot A} \approx 6,784 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (\text{A.9.2})$$

Mit einer Reynoldszahl von  $Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{A \cdot \eta} \approx 35000$  für den RG-Strom werden aus der Tabelle in [37, Seite 138] für  $n = \frac{1}{6,6}$  und  $K = 0,807$  eingesetzt. Damit ist folgendes Strömungsprofil im Diagramm in Abbildung A.20 zu erwarten. Der zu betrachtende Strang liegt in Wandnähe und ist farbig markiert.

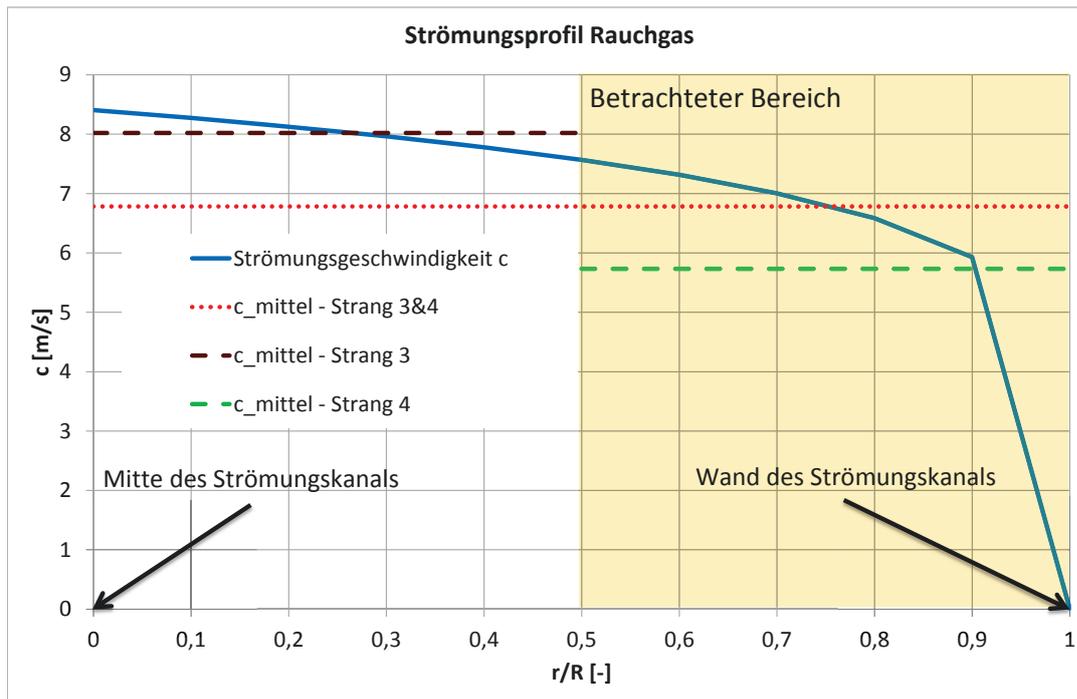


Abbildung A.20: lokale Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgas

Für den betrachteten Bereich wird eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit aus dem Strömungsprofil ermittelt, indem die Strömungsgeschwindigkeiten an den Stellen  $\frac{r}{R} = 0 \dots 0,1 \dots 0,2 \dots$  errechnet werden. Das arithmetische Mittel der beiden einzelnen Zonen ergeben für den wandnahen Bereich eine mittlere Geschwindigkeit von  $\bar{c}_{RG_{Wand}} \approx 5,734 \frac{m}{s}$ , welche proportional zur Massenstromverteilung im Strömungskanal ist. Der Massenstrom durch den wandnahen Bereich wird mit  $\dot{m}_{RG_{Wand}} = 88,25 \frac{kg}{s}$  errechnet, wo hingegen eine Gleichverteilung einen Massenstrom von  $\dot{m}_{RG_{Wand}} = 104,4 \frac{kg}{s}$  bedeutet.

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Druck	$p$	1,01325	bar
Massenanteil Kohlendioxid	$\xi_{CO_2}$	19,97	Mass.-% feucht
Massenanteil Stickstoff	$\xi_{N_2}$	60,6	Mass.-% feucht
Massenanteil Wasser	$\xi_{H_2O}$	15,48	Mass.-% feucht
Massenanteil Sauerstoff	$\xi_{O_2}$	2,87	Mass.-% feucht

Tabelle A.9.1: RG-Eingang am ZUE

**A.9.3. Parameter des ZUE2-Modells**

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
Anzahl Bahnen		2	—
axiale Nodalisierung		10	—
radiale Nodalisierung		3	—
Strömungsrichtung RG		nach oben	
Strömungsprinzip		Gleichstrom	
Breite	$B$	12,7	$m$
Höhe	$z_{in}$	46,7	$m$
	$z_{out}$	50	$m$
Tiefe	$T$	3,925	$m$
Rohrdurchmesser außen	$d_a$	50	$mm$
Rohrwandstärke	$s$	4,5	$mm$
Rohrlänge	$L$	25,8	$m$
Anzahl Rohre pro Reihe	$N$	5	—
Anzahl Reihen	$N$	21	—
Abstand der Rohre in Reihe	$s_1$	760	$mm$
Abstand zwischen Reihen	$s_2$	70	$mm$

**Tabelle A.9.2:** Parametermenü des ZUE-Stranges

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
spezifische Wärmekapazität	$c_p$	450	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Dichte	$\rho$	7850	$\frac{kg}{m^3}$
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	33	$\frac{W}{m \cdot K}$
absolute Rauigkeit	$K$	0,2	$mm$
Emissionsgrad	$\epsilon_W$	0,8	—

**Tabelle A.9.3:** Materialeigenschaften der Rohrwand des ZUE

Größe	Formelzeichen	Wert	Einheit
spezifische Wärmekapazität	$c_p$	700	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Dichte	$\rho$	2000	$\frac{kg}{m^3}$
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda$	1,5	$\frac{W}{m \cdot K}$

**Tabelle A.9.4:** Materialeigenschaften der RG-Ablagerung des ZUE

## A.10. Wärmeübergangskoeffizienten

### A.10.1. Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung durch ein Rohr

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Ga] „Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre“ wird der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  berechnet, wobei hier auch wieder der Ausgangspunkt die Berechnung der Reynoldszahl (Unterabschnitt A.11.1) ist.

Es gibt zwei mögliche Randbedingungen. Einmal eine konstante Wandtemperatur und zweitens eine konstante Wärmestromdichte. Für die Berechnung wird hier die Randbedingung konstante Wandtemperatur verwendet. Der Grund für die Auswahl wird in den Simulationsergebnissen deutlich. Die Änderung der Wandtemperatur während der dynamischen Vorgänge ist geringer als die Änderung der Wärmestromdichte.

Es wird die mittlere Nußelt-Zahl berechnet.  
Für laminare Strömung ( $Re \leq 2300$ ):

$$Nu_{m,\vartheta,1} = 3,66$$

$$Nu_{m,\vartheta,2} = 1,615 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_E + d_A}{2 \cdot L} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{m,\vartheta,3} = \left( \frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{d_E + d_A}{2 \cdot L} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$Nu_{m,\vartheta} = \left[ Nu_{m,\vartheta,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,\vartheta,2} - 0,7)^3 + Nu_{m,\vartheta,3}^3 \right]^{\frac{1}{3}}$$

für turbulente Strömung ( $Re \geq 10000$ ):

$$\xi = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2}$$

$$Nu_{m,T} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_E + d_A}{2 \cdot L} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

und für das Übergangsgebiet ( $2300 < Re < 10000$ ):

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10000 - Re}$$

$$Nu_m = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,L,Re=2300} + Nu_{m,T,Re=10000}$$

Mit der Nußelt-Zahl lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient berechnen.

$$\alpha = \frac{2 \cdot Nu_m \cdot \lambda}{d_E + d_A}$$

Die Prandl-Zahl  $Pr$  [-] und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$   $\left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$  werden mit der Stoffwerttabelle [20] und [7] berechnet.

$$Pr = f(p, h, \xi)$$

$$\lambda = f(p, h, \xi)$$

Bei bekannter Mantelfläche  $A_M$  und bekannter Medientemperatur  $\vartheta_M$  fehlt noch die Wandtemperatur  $\vartheta_W$ , um den diffusiven Energiestrom in Form von Wärme zu berechnen.

## A.10.2. Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung durch ein Rohrbündel

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Gg] „Wärmeübertragung bei der Querströmung um einzelne Rohrreihen und durch Rohrbündel“ wird der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  berechnet, wobei hier auch wieder der Ausgangspunkt die Berechnung der Reynoldszahl (Unterabschnitt A.11.1) ist.

Unterschieden wird in eine fluchtende oder eine versetzte Anordnung der Rohrreihen.

Der Index „laengs“ bedeutet parallel zur Strömungsrichtung und das Index „quer“ senkrecht zur Strömungsrichtung.

$$a = \frac{s_{quer}}{d_a}$$

$$b = \frac{s_{laengs}}{d_a}$$

$$\begin{cases} \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b}, & \text{falls } b < 1 \\ \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a}, & \text{falls } b \geq 1 \end{cases}$$

Rohranordnungsfaktor:

$$\begin{cases} f_{afl} &= 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \cdot \frac{b/a-0,3}{(b/a+0,7)^2}, & \text{falls } \textit{fluchtend} \\ f_{avers} &= 1 + \frac{2}{3 \cdot b}, & \text{falls } \textit{versetzt} \end{cases}$$

Re... Reynoldszahl [-]

$$Re_{\psi,l} = \frac{c \cdot \rho \cdot l}{\eta \cdot \psi} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \cdot \frac{\rho \cdot l}{\eta \cdot \psi} = \frac{\dot{m} \cdot l}{A \cdot \eta \cdot \psi}$$

l... Überströmlänge [m]

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_a$$

$$\eta = f(\bar{p}, \bar{h}, \bar{\xi})$$

$$Re_{\psi,l} = \frac{\dot{m}_A \cdot \pi \cdot d_a}{(A_E + A_A) \cdot \eta \cdot \psi}$$

Die dynamische Viskosität  $\eta \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right]$  wird mit der Stoffwerttabelle [20] und [7] berechnet.

Temperaturabhängigkeit bei Flüssigkeiten:

$$\begin{cases} K = \left(\frac{Pr}{Pr_W}\right)^{0,25}, & \text{falls } \frac{Pr}{Pr_W} > 1 (\text{Heizen}) \\ K = \left(\frac{Pr}{Pr_W}\right)^{0,11}, & \text{falls } \frac{Pr}{Pr_W} < 1 (\text{Kuehlen}) \end{cases}$$

Temperaturabhängigkeit bei Gasen:

$$K = \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_W}\right)^n$$

n... gasartabhängig (Bsp. Luft n=0)

Nußelt-Zahl:

$$\begin{aligned} Nu_{l,lam} &= 0,644 \cdot \sqrt{Re_{\psi,l}} \cdot \sqrt[3]{Pr} \\ Nu_{l,turb} &= \frac{0,0377 \cdot Re_{\psi,l}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\psi,l}^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \\ Nu_{l,0} &= 0,3 + \sqrt{Nu_{l,lam}^2 + Nu_{l,turb}^2} \end{aligned}$$

Einfluss der Rohrreihenzahl:

$$\begin{cases} Nu_{0,Buendel} = \frac{1+(n-1)f_a}{n} \cdot Nu_{l,0} & , \text{ falls } 1 < n < 10 \\ Nu_{0,Buendel} = f_a \cdot Nu_{l,0} & , \text{ falls } n = 1, n > 10 \end{cases}$$

Einfluss der Temperaturabhängigkeit:

$$Nu_{Buendel} = Nu_{0,Buendel} \cdot K$$

Mit der Nußelt-Zahl lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient berechnen.

$$\alpha = \frac{2 \cdot Nu_{Buendel} \cdot \lambda}{\pi \cdot d_a}$$

Die Prandl-Zahl  $Pr$  [-] und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$   $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$  werden mit der Stoffwerttabelle [20] und [7] berechnet.

$$\begin{aligned} Pr &= f(p, h, \xi) \\ Pr_W &= f(p, \vartheta_W, \xi) \\ \lambda &= f(p, h, \xi) \end{aligned}$$

Bei bekannter Mantelfläche  $A_M$  und bekannter Medientemperatur  $\vartheta_M$  fehlt noch die Wandtemperatur  $\vartheta_W$ , um den diffusiven Energiestrom in Form von Wärme zu

berechnen.

### A.10.3. Wärmeübergangskoeffizient bei der Strömung längs an einer Wand

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Gd] „Wärmeübergang bei der Strömung längs einer ebenen Wand“ wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  berechnet, wobei hier auch wieder der Ausgangspunkt die Berechnung der Reynoldszahl (Unterabschnitt A.11.1) ist.

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$

Für turbulente Strömung ( $Re \geq 10000$ ):

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}$$

Mit der Nußelt-Zahl lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient berechnen.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

Die Prandl-Zahl  $Pr$  [-] und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$   $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$  werden mit der Stoffwerttabelle [20] und [7] berechnet.

$$Pr = f(p, h, \xi)$$

$$\lambda = f(p, h, \xi)$$

### A.10.4. Wärmeübergangskoeffizient bei Strahlung

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Ke] „Wärmestrahlung in Brennräumen“ wird der Wärmeübergangskoeffizient für die Strahlung  $\alpha_s$  berechnet.

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Kc] „Gasstrahlung“ ist der Wärmestrom infolge der Gasstrahlung. Der Emissionsgrad der Wand  $\epsilon_W$  sowie die Mediumstemperatur  $[\vartheta_G] = K$  und die Wandtemperatur  $[\vartheta_W] = K$  sind bekannte Größen.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{G-W} &= A \cdot \sigma \cdot \frac{\epsilon_W}{1 - (1 - \epsilon_W) \cdot (1 - A_S)} \cdot (\epsilon_S \cdot \vartheta_G^4 - A_S \cdot \vartheta_W^4) \\ &= \alpha_s \cdot A \cdot (\vartheta_G - \vartheta_W) \\ \alpha_s &= \sigma \cdot \frac{\epsilon_W}{1 - (1 - \epsilon_W) \cdot (1 - A_S)} \cdot \frac{\epsilon_S \cdot \vartheta_G^4 - A_S \cdot \vartheta_W^4}{\vartheta_G - \vartheta_W}\end{aligned}$$

Die wärmeübertragende Fläche für die Strahlung ist immer die Projektionsfläche. Die Emissions- und Absorptionskoeffizienten der Suspension müssen berechnet werden.

$$\begin{aligned}\epsilon_s &= 1 - (1 - \epsilon_G) \cdot (1 - \epsilon_R) \cdot (1 - \epsilon_K) \cdot (1 - \epsilon_A) \\ A_s &= 1 - (1 - A_G) \cdot (1 - \epsilon_R) \cdot (1 - \epsilon_K) \cdot (1 - \epsilon_A)\end{aligned}$$

Der Emissions- und der Absorptionskoeffizient für die Gasstrahlung errechnet sich wie folgt.

$$\begin{aligned}\epsilon_G &= \sum_{i=0}^2 \left\langle a_G [i] \cdot \left[ 1 - e^{\{k_G[i] \cdot (p_{CO_2} + p_{H_2O}) \cdot s_{gl}\}} \right] \right\rangle \\ A_G &= \sum_{i=0}^2 \left\langle a_W [i] \cdot \left[ 1 - e^{\{k_G[i] \cdot (p_{CO_2} + p_{H_2O}) \cdot s_{gl}\}} \right] \right\rangle \\ a_G [i] &= b_1 [i] + b_2 [i] \cdot \vartheta_G \\ a_W [i] &= b_1 [i] + b_2 [i] \cdot \vartheta_W \\ b_1 &= \begin{pmatrix} 0,13 \\ 0,595 \\ 0,275 \end{pmatrix} \quad b_2 = \begin{pmatrix} 0,000265 \\ -0,00015 \\ -0,000115 \end{pmatrix} \quad k_G = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,824 \\ 25,907 \end{pmatrix}\end{aligned}$$

Der Emissionskoeffizient für die Aschestrahlung errechnet sich wie folgt. Benötigte Größen sind der mittlere Gewichtsduchmesser der Ascheteilchen  $x_A$ , die Dichte der Ascheteilchenmaterie  $\rho_A$ , der mittlere relative Wirkungsquerschnitt für Absorption  $\dot{Q}_{abs,A}$  und der Aschemassenstrom  $\dot{m}_A$ .

$$\begin{aligned}\epsilon_A &= 1 - e^{\left( \dot{Q}_{abs,A} \cdot \frac{3}{2 \cdot \rho_A \cdot x_A} \cdot B_A \cdot s_{gl} \right)} \\ B_A &= \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_G} \cdot \rho_G\end{aligned}$$

Der Emissionskoeffizient für die Strahlung der noch nicht verbrannten Kohleteilchen berechnet sich analog zur Aschestrahlung.

$$\epsilon_K = 1 - e^{\left( \dot{Q}_{abs,K} \cdot \frac{3}{2 \cdot \rho_K \cdot x_K} \cdot B_K \cdot s_{gl} \right)}$$

$$B_K = \frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_G} \cdot \rho_G$$

Die Berechnung der Rußstrahlung ähnelt wiederum mehr der Berechnung der Gasstrahlung.

$$\epsilon_R = \sum_{i=0}^2 \left\langle a_G [i] \cdot \left[ 1 - e^{\{k_R [i] \cdot B_R \cdot s_{gl}\}} \right] \right\rangle$$

$$a_G [i] = b_1 [i] + b_2 [i] \cdot \vartheta_G$$

$$b_1 = \begin{pmatrix} 0,13 \\ 0,595 \\ 0,275 \end{pmatrix} \quad b_2 = \begin{pmatrix} 0,000265 \\ -0,00015 \\ -0,000115 \end{pmatrix} \quad k_R = \begin{pmatrix} 3460 \\ 960 \\ 960 \end{pmatrix}$$

### A.10.5. Wärmeübergangskoeffizient bei Verdampfung

Nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Hbb] „Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten“ wird der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  für das Zweiphasengebiet berechnet. Ausgangspunkte der Berechnung ist der Wärmeübergangskoeffizient für das konvektive Sieden und das Blasensieden.

#### Konvektives Sieden

Die Siededichte des Wassers und des Dampfes werden für die Berechnung benötigt.

$$\rho' = f(p, h')$$

$$\rho'' = f(p, h'')$$

Mit den beiden Wärmeübergangskoeffizienten für den konvektiven Wärmeübergang, berechnet nach Unterabschnitt A.10.1 für die beiden Grenzfälle kann der Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Dampfgehalt für das konvektive Sieden im Anschluss berechnet werden.

$$\alpha_{G0} = f(p, h', d_i, L, \dot{m})$$

$$\alpha_{L0} = f(p, h'', d_i, L, \dot{m})$$

$$\alpha_k = \left\langle (1 - \dot{x})^{0,01} \cdot \left[ (1 - \dot{x}) + 1,2 \cdot 1 - \dot{x}^{0,4} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,37} \right]^{-2,2} \right. \\ \left. + \dot{x}^{0,01} \left[ \frac{\alpha_{G0}}{\alpha_{L0}} \cdot \left( 1 + 8 \cdot (1 - \dot{x})^{0,7} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\rangle^{-0,5} \cdot \alpha_{L0}$$

### Blasensieden

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Blasensiedens werden folgende Konstanten verwendet:

$$\alpha_0 = 25580 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\dot{q}_0 = 150000 \frac{W}{m^2}$$

$$p_c = 220,64 \text{ bar}$$

$$d_0 = 0,01 \text{ m}$$

$$R_{a0} = 1 \mu \text{ m}$$

Die Berechnungsvorschrift lautet:

$$\alpha_B = \alpha_0 \cdot 0,435 \cdot \left( \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} \right)^{0,27} \cdot \left( \frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \right)^{\left[ 0,8 - 0,1 \cdot 10^{\left( 0,76 \cdot \frac{p}{p_c} \right)} \right]} \cdot \left( \frac{d_0}{d_i} \right)^{0,4} \cdot \left( \frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0,133} \\ \cdot \left\langle 2,816 \cdot \left( \frac{p}{p_c} \right)^{0,45} + \left[ 3,4 + \frac{1,7}{1 - \left( \frac{p}{p_c} \right)^7} \right] \cdot \left( \frac{p}{p_c} \right)^{3,7} \right\rangle$$

### Wärmeübergang beim Strömungssieden

$$\alpha = \sqrt[3]{\alpha_k^3 + \alpha_B^3}$$

#### A.10.6. Wärmeübergangskoeffizient ruhendes Medium

$$\beta = \frac{1}{\vartheta_U}$$

$$Gr = g \cdot \frac{\left( \frac{\pi}{2} \cdot d \right)^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (\vartheta_W - \vartheta_U)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

Bei vertikaler Anströmung:

$$f_1 = \left( 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{-16}{9}}$$

$$Nu = \left( 0,825 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_1)^{\frac{1}{6}} \right)^2 + 0,435 \cdot \frac{L}{d}$$

Bei horizontaler Anströmung:

$$f_3 = \left( 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{-16}{9}}$$

$$Nu = \left( 0,752 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_3)^{\frac{1}{6}} \right)^2$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{\frac{\pi}{2} \cdot d}$$

## A.11. Druckverlustbeiwerte

### A.11.1. Druckverlustbeiwert bei der Strömung durch ein Rohr

Der Druckverlust durch Reibung des Fluides an den Wänden berechnet sich nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Lab] „Druckverlust in durchströmten Rohren“ über den Druckverlustbeiwert  $\zeta$ .

Re... Reynoldszahl [-]

$$Re = \frac{c \cdot \rho \cdot d}{\eta} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \cdot \frac{\rho \cdot d}{\eta} = \frac{\dot{m} \cdot d}{A \cdot \eta}$$

$$\frac{\dot{m}_A \cdot \frac{d_E + d_A}{2}}{\frac{A_E + A_A}{2} \cdot \eta} = \frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \eta} \cdot \frac{d_E + d_A}{d_E^2 + d_A^2}$$

$$\eta = f(\bar{p}, \bar{h}, \bar{\xi})$$

Die dynamische Viskosität  $\eta \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]$  wird mit den Stoffwerttabellen [20] und [7] berechnet.

Ist die Strömung laminar ( $Re < 2320$ ), erhält man für den Druckverlustbeiwert:  
K...absolute Rauigkeit [mm]

$$\begin{cases} \zeta = \frac{64}{Re} & , \text{ falls } K \leq 0,07 \\ \frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \cdot \lg \left( \frac{d_E + d_A}{2 \cdot K} + 1,14 \right) & , \text{ falls } K > 0,07 \end{cases}$$

andernfalls, bei turbulenter Strömung ( $Re > 2320$ ):

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \cdot \lg \left( \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta}} + \frac{\frac{2 \cdot K}{d_E + d_A}}{3,71} \right)$$

Die Rauigkeit für verschiedene Materialien ist der Tabelle 1 im VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Lab] zu entnehmen.

Der Druckverlustbeiwert ist somit auch ein nichtlinearer Parameter, der in der Berechnung berücksichtigt werden muss.

### A.11.2. Druckverlustbeiwert bei der Strömung durch ein Rohrbündel

Der Druckverlust durch Reibung des Fluides an den Rohreinbauten berechnet sich nach dem VDI-Wärmeatlas [5, Abschnitt Lad] „Druckverlust in querangeströmten Bündeln aus glatten sowie berippten Kreis- und Ovalrohren“ über den Druckverlustbeiwert  $\zeta$ .

Der Index „laengs“ bedeutet parallel zur Strömungsrichtung und das Index „quer“ senkrecht zur Strömungsrichtung.

$$a = \frac{s_{\text{quer}}}{d_a}$$

$$b = \frac{s_{\text{laengs}}}{d_a}$$

$$d = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2}$$

$$\begin{cases} f_c = \frac{a}{a-1} & , \text{ falls fluchtend oder versetzt mit } b \geq \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \\ f_c = \frac{a}{2 \cdot (d-1)} & , \text{ falls versetzt mit } b < \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_W = N_R & , \text{ falls fluchtend oder versetzt mit } b \geq \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \\ N_W = N_R - 1 & , \text{ falls versetzt mit } b < \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \end{cases}$$

Re... Reynoldszahl [-]

$$\begin{aligned} Re &= \frac{f_c \cdot c \cdot \rho \cdot d_a}{\eta} = \frac{f_c \cdot \dot{m}}{\rho \cdot A} \cdot \frac{\rho \cdot d_a}{\eta} = \frac{f_c \cdot \dot{m} \cdot d_a}{A \cdot \eta} \\ &= \frac{f_c \cdot \dot{m}_A \cdot d_a}{\frac{A_E + A_A}{2} \cdot \eta} = \frac{2 \cdot f_c \cdot \dot{m}_A \cdot d_a}{(A_E + A_A) \cdot \eta} \\ \eta &= f(\bar{p}, \bar{h}, \bar{\xi}) \end{aligned}$$

Die dynamische Viskosität  $\eta \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right]$  wird mit den Stoffwerttabellen [20] und [7] berechnet.

$$\begin{cases} f_{zn, lam} = \left( \frac{\eta_W}{\eta} \right) \left( \frac{0,57 \cdot \left( \frac{N_R}{10} \right)^{0,25}}{\left[ Re \cdot \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1 \right]^{0,25}} \right) & , \text{ falls } N_R < 10 \\ f_{zn, lam} = \left( \frac{\eta_W}{\eta} \right) \left( \frac{0,57}{\left[ Re \cdot \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1 \right]^{0,25}} \right) & , \text{ falls } N_R \geq 10 \end{cases}$$

$$f_{z, turb} = \left( \frac{\eta_W}{\eta} \right)^{0,14}$$

$$\begin{cases} \zeta_0 = \frac{1}{a^2} & , \text{ falls fluchtend, versetzt } b \geq \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \\ \zeta_0 = \left[ \frac{2 \cdot (d-1)}{a \cdot (a-1)} \right]^2 & , \text{ falls versetzt } b < \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \\ f_{n, turb} = \zeta_0 \cdot \left( \frac{1}{N_R} - \frac{1}{10} \right) & , \text{ falls } 5 \leq N_R < 10 \\ f_{n, turb} = 0 & , \text{ falls } N_R \geq 10 \end{cases}$$

Bei fluchtender Anordnung:

$$\begin{aligned} f_{a, lam, f} &= \frac{280 \cdot \pi \cdot \left[ (b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75 \right]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \\ \zeta_{lam} &= \frac{f_{a, lam, f}}{Re} \\ f_{a, turb, f} &= \left[ 0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left( 1 - \frac{0,94}{b} \right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{0,47 \cdot (b/a - 1,5)} + 0,03 \cdot (a - 1) \cdot (b - 1) \\ \zeta_{turb} &= \frac{f_{a, turb, f}}{Re^{0,1 \cdot (b/a)}} \\ \zeta &= \zeta_{lam} \cdot f_{zn, lam} + (\zeta_{turb} \cdot f_{z, turb} + f_{n, turb}) \cdot \left[ 1 - e^{\left( -\frac{Re+1000}{2000} \right)} \right] \end{aligned}$$

andernfalls, bei versetzter Anordnung:

$$\begin{cases} f_{a,lam,v} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} & , \text{ falls } b \geq \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \\ f_{a,lam,v} = \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} & , \text{ falls } b < \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot a + 1} \end{cases}$$

$$\zeta_{lam} = \frac{f_{a,lam,v}}{Re}$$

$$f_{a,turb,v} = 2,5 + \frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}} + 0,4 \cdot \left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 - 0,01 \cdot \left(\frac{a}{b} - 1\right)^3$$

$$\zeta_{turb} = \frac{f_{a,turb,v}}{Re^{0,25}}$$

$$\zeta = \zeta_{lam} \cdot f_{zn,lam} + (\zeta_{turb} \cdot f_{z,turb} + f_{n,turb}) \cdot \left[1 - e\left(-\frac{Re+200}{1000}\right)\right]$$

Erweitert wird der Druckverlustbeiwert um den Term:

$$\zeta = \zeta \cdot f_c^2 \cdot N_W$$


---

## Literaturverzeichnis

- [1] STEAG GmbH. virtueller Kraftwerksrundgang. [http://www.steag.com/fileadmin/vkw/kwd/STEAG\\_vKW.html](http://www.steag.com/fileadmin/vkw/kwd/STEAG_vKW.html), 2012. [Online ; aufgerufen 06-01-2013].
  - [2] Wolfgang Dirschauer Vattenfall Europe. Vortrag - Der Energiemix der Zukunft. [http://www.ev-akademie-meissen.de/uploads/media/Vortrag\\_Wolfgang\\_Dirschauer.pdf](http://www.ev-akademie-meissen.de/uploads/media/Vortrag_Wolfgang_Dirschauer.pdf), 2008. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
  - [3] R. Isermann. *Mechatronische Systeme*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2008.
  - [4] C. Wallbach. Praxissemesterbeleg: Analyse des Feuerungszustandes am Dampferzeuger D2 im Kraftwerk Jänschwalde bezüglich Verschlackungserscheinungen an den Heizflächen, mit dem Ziel eines optimierten Einsatzes der Wasserlanzenbläser. Praxissemesterbeleg Hochschule Zittau/Görlitz, 2009.
  - [5] VATTENFALL EUROPE AG. 2009-2012.
  - [6] Herbert Sigloch. *Technische Fluidmechanik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2009.
  - [7] STEAG GmbH. Kreislaufberechnungsprogramm Epsilon Professional. [http://www.steag-systemtechnologies.com/epsilon\\_professional.html](http://www.steag-systemtechnologies.com/epsilon_professional.html), 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
  - [8] Vattenfall Europe. Animation - So funktioniert das Oxyfuel-Verfahren. <http://www.vattenfall.de/de/methoden-der-co2-abscheidung.htm>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
  - [9] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC). *VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.
  - [10] J. Zelkowski. *Kohlecharakterisierung und Kohleverbrennung*. Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften VGB PowerTech Service GmbH, Essen, 2004.
  - [11] Hochschule Zittau/Görlitz, Fachgebiet Technische Thermodynamik. Stoffwert-Programmbibliothek LibIDGAS für Verbrennungsgasgemische, berechnet als ideales Gemisch der idealen Gase CO<sub>2</sub>, CO, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, Ar, Ne, trockenen Luft und Luftstickstoff nach der VDI-Richtlinie 4670. Hochschule Zittau/Görlitz, Fachgebiet Technische Thermodynamik, 2007.
  - [12] H. Martin. *Numerische Strömungssimulation in der Hydrodynamik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2011.
-

- 
- [13] Linzer W.; Walter H. Epple, B.; Leithner R. *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*. Springer Verlag, Wien, New York, 2009.
- [14] Herbert Oertel Jr.; Eckart Laurien. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1995.
- [15] Olaf Strelow. Eine allgemeine Berechnungsmethode für Wärmeübertragerschaltungen. *Forschung im Ingenieurwesen* September 1997, Volume 63, Issue 9, pp 255-261, 1997.
- [16] Modelica Association. Modelica and the Modelica Association. <https://www.modelica.org/>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [17] Thomas Nötges; Sebastian Hölemann; Nicolas Bayer Botero; Dirk Abel. Objektorientierte Modellierung, Simulation und Regelung dynamischer Systeme am Beispiel eines Oxyfuel-Kraftwerksprozesses. [http://www.irt.rwth-aachen.de/fileadmin/IRT/Download/Veroeffentlichungen/2007/De/Noe\\_Hoe\\_at\\_Oxyfuel.pdf](http://www.irt.rwth-aachen.de/fileadmin/IRT/Download/Veroeffentlichungen/2007/De/Noe_Hoe_at_Oxyfuel.pdf), 2007. [Online ; aufgerufen 06-01-2013].
- [18] Th. Löhr; R. Dobrowolski; R. Leithner. Simulation und Optimierung von Kraftwerksprozessen. VDI-GET Fachtagung „Betriebsmanagementsysteme in der Energiewirtschaft“, 1998.
- [19] Song Wu; Allan Kukoski; Peter Jin; Klaus-Dieter Tigges; Friedrich Klauke; Christian Bergins; Christian Kuhr; Sebastian Rehfeldt. Development of Oxyfuel Combustion Technology for Existing Power Plants. <http://www.worldenergy.org/documents/congresspapers/226.pdf>, 2010. [Online ; aufgerufen 06-01-2013].
- [20] Aspen Technology. ASPEN PLUS. <http://www.aspentech.com/products/aspen-plus.aspx>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [21] Antti Tourunen; Jari Lappalainen; Hannu Mikkonen; Jouni Savolainen; Mikko Jegoroff. Dynamic Simulation and Simulation Tools Development of Oxyfuel-CFB Power Plant. <http://ebookbrowse.com/gdoc.php?id=427330212&url=dee76d07c0c848c4ffd9300d0d2758d7>, 2012. [Online ; aufgerufen 06-01-2013].
- [22] IPM. Simulationssoftware Dynstar. <http://ipm.hszg.de/software/simulationstool-dynstar.html>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [23] Hochschule Zittau/Görlitz, Fachgebiet Technische Thermodynamik. Stoffwert-Programmbibliothek LibIF97 für Wasser und Wasserdampf, berechnet nach der internationalen Industrie-Formulation IAPWS-IF97 (Revised Release 2007) und den ergänzenden Standards IAPWS-IF97-S01, -S03rev, -S04 und -S05. Hochschule Zittau/Görlitz, Fachgebiet Technische Thermodynamik, 2007.
- [24] Hartmut Bossel. *Systeme, Dynamik, Simulation*. Books on Demand GmbH, Norderstedt, 2004.
- [25] R. Wilhelm; S. Weigl; M. Beckmann. Oxyfuel-Verbrennung – Bilanzierung und Schadstoffbildung. [http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/)
-

- fakultaeten/fakultaet\_maschinenwesen/iet/vws/Veroeffentlichungen/vws/VWS-2009-8%20Flammentag%20Bochum.pdf, 2009. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [26] Hochschule Zittau/Görlitz. Stoffwertbibliotheken des Fachgebietes Technische Thermodynamik. <http://www.thermodynamik-zittau.de/>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [27] GRS. Rechnenprogramm ATHLET. <http://www.grs.de/content/das-rechenprogramm-athlet>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [28] Prof. Dr.-Ing. habil. Achim Dittmann. *Vorlesungsmanuskript zur Lehrveranstaltung 'Technische Thermodynamik / Teil 1 – Energielehre' für das Grundstudium Maschinenbau / Verfahrenstechnik / Chemieingenieurwesen*. Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, Professur für Technische Thermodynamik, TU Dresden, 31.08.2009.
- [29] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. Forschungsprojekt ADE-COS. <http://www.adecos.de/>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [30] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. Forschungsprojekt COORETEC. <http://www.cooretec.de/home>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [31] T. Zschunke; U.-S. Altmann; U. Gocht. Methodische Untersuchungen zur Validierung dynamischer Modelle von Kraftwerkskomponenten am Beispiel der Simulationssoftware „Epsilon® Professional“ (für instationäre Simulation). Technical report, IPM Zittau, 2012.
- [32] Uwe Burchardt - Vattenfall Europe. Vortrag - IHK Energietour Nord 2012. [http://www.hk24.de/linkableblob/1761802/.3./data/Vortrag\\_Herr\\_Burchardt-data.pdf;jsessionid=0800AB3A62ABF3CC6DC5DE05454A2018.rep12](http://www.hk24.de/linkableblob/1761802/.3./data/Vortrag_Herr_Burchardt-data.pdf;jsessionid=0800AB3A62ABF3CC6DC5DE05454A2018.rep12), 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [33] Hellfritsch, S.; Kluger F.; Bergins C. Studie eines braunkohlebefeuerten 2470t/h Oxyfuel-Dampferzeugers. [http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/fakultaet\\_maschinenwesen/iet/vws/Veroeffentlichungen/kwt/KWT-2007-15%2039.%20KWT%20Kolloq.pdf](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/iet/vws/Veroeffentlichungen/kwt/KWT-2007-15%2039.%20KWT%20Kolloq.pdf), 2007. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [34] Hubertus Altmann - Vattenfall Europe. Vortrag - Das CO<sub>2</sub>-freie Pilotkraftwerk von Vattenfall Europe Generation. [http://www-docs.tu-cottbus.de/cebra/public/DownloadDokumente/Innovationstag/2006/16\\_Altmann\\_bearb.pdf](http://www-docs.tu-cottbus.de/cebra/public/DownloadDokumente/Innovationstag/2006/16_Altmann_bearb.pdf), 2006. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
- [35] Weigl S. Modellierung und experimentelle Untersuchungen zum Oxyfuel-Prozeß an einer 50kW Staubfeuerungs-Versuchsanlage. <http://www.qucosa.de/fileadmin/data/qucosa/documents/2612/100110%20Promotion%20Sebastian%20Weigl.pdf>, 2009. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
-

- [36] Uwe Burchardt - Vattenfall Europe. Vortrag - Die Oxyfuel Forschungsanlage von Vattenfall. ADECOS Statusseminar Dresden, 27.11.2008, 2008.
  - [37] Systat Software Inc. Table Curve 2D. <http://www.sigmaplot.com/products/tablecurve2d/tablecurve2d.php>, 2012. [Online ; aufgerufen 08-06-2012].
-

## Eigene Publikationen

TUSCHE, P. & HAMPEL, R.: Modellierung von Kraftwerkskomponenten für dynamische Simulationen. In: *Proceedings des Workshops "Kompetenzerhaltung in der Kerntechnik", Jahrestagung Kerntechnik 2011*. Berlin, 2011

TUSCHE, P. & ZSCHUNKE, T. & HAMPEL, R. : Simulation dynamischer Teilprozesse in Oxyfuel-Feuerungen mit DynStar. In: *Poster 18./19.Oktober 2011, 43. Kraftwerkstechnischen Kolloquium*. Dresden, 2011

TUSCHE, P. & ZSCHUNKE, T.: Parameteranpassung bei dynamischen Simulationen durch implementierte Auslegungsrechnung. In: *Proceedings des Workshops der ASIM/GI-Fachgruppen STS und GMMS*. Wolfenbüttel, 2012  
ISBN: 978-3-901608-39-1

TUSCHE, P.: Verbesserung bei der dynamischen Simulation von Kraftwerkskomponenten durch Parameteranpassung bei größeren Lastfalländerungen. In: *Proceedings in Nachwuchswissenschaftlerkonferenz NWK'13*. Görlitz, 2012  
ISBN: 978-3-86870-436-5

TUSCHE, P. & HAMPEL, R.: Modellierungsmethode für dynamische Simulationen von Neuanlagen. In: *Proceedings des Workshops "Kompetenzerhaltung in der Kerntechnik", Jahrestagung Kerntechnik 2012*. Stuttgart, 2012

TUSCHE, P. & ZSCHUNKE, T. & HAMPEL, R. : Adjustment of the nonlinear parameters in dynamic simulations of steam generators. In: *Proceedings in "26th European Conference on Modelling and Simulation", ECMS'12*. Koblenz, 2012  
ISBN: 978-0-9564944-4-3  
ISBN: 978-0-9564944-5-0

---