

# **Schlussbericht**

zu IGF-Vorhaben Nr. 18916 BG

Thema

Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln

Berichtszeitraum 01.11.2015 - 31.10.2018

#### Forschungsvereinigung

Forschungskuratorium Maschinenbau

### Forschungseinrichtung(en)

Nr. 1, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik

Nr. 2, Ruhr-Universität Bochum, LS für Energieanlagen & Energieprozesstechnik

Magdeburg, 30.04.2019

Ort, Datum

297 J-

Prof Dr.-Ing, Fabian Herz, Prof. Dr.-Ing. E. Specht

Name und Unterschrift aller Projektleiterinnen und Projektleiter der Forschungseinrichtung(en)

# Ruhr-Universität Dechum

Fakultat für Maschinenbau -Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik-Gebäude IC 2/115 Prof. Dr.-Ing. V. Scherer D-44780 Bochum

Gefördert durch:

\*

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages



#### Drehrohreinbauten

#### IGF-Vorhaben Nr. 18916 BG

#### ANALYSE UND MODELLIERUNG DES WÄRMEÜBERGANGS IN DREHROHREN MIT HUBSCHAUFELN

#### Kurzfassung

In diesem Projekt wurde der Wärmeübergang in beschaufelten Drehrohren untersucht. Dazu wurden experimentelle Analysen des Wärmeübergangs an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (Forschungsstelle 1) sowie DEM Simulationen an der Ruhr-Universität Bochum (Forschungsstelle 2) durchgeführt.

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einer Drehtrommel sowie einem Versuchs-Drehrohrofen durchgeführt. In der Drehtrommel wurden die für die Wärmeübertragung relevanten Flächen bestimmt. Im Drehrohrofen wurden Schüttgüter unter Einsatz von Hubschaufeln erhitzt sowie abgekühlt. Dabei wurden die Temperaturen im Drehrohrofen mit Thermoelementen an verschiedenen axialen und radialen Positionen gemessen. Die Temperaturverläufe geben Aufschluss über den Kontakt- sowie den konvektiven Wärmeübergang. Die Einflüsse der Parameter Drehzahl, Füllungsgrad, Luft-Durchsatz, Hubschaufelanzahl und -längenverhältnis, Partikeldurchmesser, - dichte, sowie Materialeigenschaften auf den Wärmeübergang wurden herausgestellt. Die experimentellen Ergebnisse wurden zum Vergleich und zur Überprüfung der numerischen Arbeiten herangezogen. Der zur Abbildung der Systeme gewählte Simulationsansatz (DEM) erlaubt es sowohl die Partikelbewegung als auch die Wärmeübertragungsmechanismen qualitativ und quantitativ unter Variation der o. g. Parameter abzubilden. Die mit der DEM erzielten Ergebnisse sind in guter Übereinstimmung mit den experimentell bestimmten Werten. Mit den im Projekt erzielten Ergebnissen können globale Prozessmodelle für beschaufelte Drehrohröfen erstellt und Drehrohröfen ausgelegt werden. Die Möglichkeit des Ergebnistransfers in die Industrie ist gegeben.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht worden.

Berichtsumfang	260 S., 219 Abb., 9 Tab., 98 Lit.
Beginn des Projekts	01.11.2015
Ende des Projekts	31.10.2018
Zuschussgeber	BMWi / IGF-Nr. 18916 BG
Forschungsstellen	1: Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik Leiter: Prof. DrIng. F. Herz, Prof. DrIng. E. Specht 2: Ruhr-Universität Bochum, LS für Energieanlagen & Energieprozesstechnik
	Leiter: Prof. DrIng. V. Scherer
Bearbeiter und Verfasser	M. Sc. Jakob Seidenbecher, Otto-von-Guericke- Universität Magdeburg
Vorsitzender projekt- begleitender Ausschusses Vorsitzender wiss. Beirat	DrIng. P. Wübben, Linn High Therm GmbH, Eschenfelden Dr. Heinz-Peter Gitzinger, Elster GmbH, Wuppertal

### Inhaltsverzeichnis

A	bbildu	ngsverzeichnis	VII
Т	abeller	verzeichnis	XVII
S	ymbolv	erzeichnis	
A	bkürzu	ngsverzeichnis	
1	Ма	nagement Report	1
2	Ein	leitung	
3	Sta	nd der Forschung	
	3.1	Transversale Materialbewegung	
	3.2	Wärmeübertragung	
	3.2	1 Kontaktwärmeübergang	
	3.2	2 Konvektiver Wärmeüberga	ng am Partikelschleier16
	3.3	Ziele und Ergebnisse des vorau	sgegangenen Projekts19
	3.4	Zusammenfassung zum Stand o	ler Forschung
4	Pro	jektziel	
5	Exi	perimentelle Analyse der transv	ersalen Partikelbewegung23
•	5.1	Versuchsaufbau	23
	5.2	Versuchsdurchführung	
	5.3	Versuchsauswertung	
	5.3	1 Optimaler Füllungsgrad	
	5.3	2 Hubschaufelfüllungsgrad	
	5.3	3 Partikelanzahl in der Luftph	ase
	5.3	4 Innere und äußere Schleier	oberfläche
	5.3	5 Füllwinkel	
	5.3	6 Hydraulische Querschnittsf	äche 39
6	Erg	ebnisse zur transversalen Part	ikelbewegung42
	6.1	Optimaler Füllungsgrad	
	6.2	Hubschaufelfüllungsgrad	
	6.2	1 Einfluss der Drehzahl	
	6.2	2 Einfluss des Füllungsgrade	s
	6.2	3 Einfluss des Hubschaufel-L	ängenverhältnisses 46
	6.2	4 Einfluss des Partikeldurchn	nessers
	6.3	Partikelanzahl in der Luftphase.	

	6.3.1	Einfluss der Drehzahl	. 51
	6.3.2	Einfluss des Füllungsgrades	. 52
	6.3.3	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	. 53
	6.3.4	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	. 54
	6.3.5	Einfluss des Partikeldurchmessers	. 55
	6.4 Inne	re und äußere Schleieroberfläche	. 56
	6.4.1	Einfluss der Drehzahl	. 56
	6.4.2	Einfluss des Füllungsgrades	. 57
	6.4.3	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	. 59
	6.4.4	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	. 60
	6.4.5	Einfluss des Partikeldurchmessers	. 62
	6.5 Füllv	vinkel	. 63
	6.5.1	Einfluss der Drehzahl	. 63
	6.5.2	Einfluss des Füllungsgrades	. 64
	6.5.3	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	. 65
	6.5.4	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	. 66
	6.5.5	Einfluss des Partikeldurchmessers	. 67
	6.6 Hydi	aulische Querschnittsfläche	. 68
	6.6.1	Einfluss der Drehzahl	. 69
	6.6.2	Einfluss des Füllungsgrades	. 70
	6.6.3	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	. 71
	6.6.4	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	. 73
	6.6.5	Einfluss des Partikeldurchmessers	. 75
7	Experim	entelle Analyse des Wärmeübergangs	. 77
	7.1 Expe	erimentelles Design	. 77
	7.2 Vers	uchsdurchführung	. 81
	7.3 Durc	hgeführte Versuche	. 81
	7.4 Vers	uchsauswertung	. 82
	7.4.1	Temperaturverläufe	. 83
	7.4.2	Kontaktwärmeübergang	. 86
	7.4.3	Konvektiver Wärmeübergang am Partikelschleier	. 94
8	Ergebnis	sse der Wärmeübergangsversuche	. 98
	8.1 Tem	peraturverläufe	. 98
	8.1.1	Einfluss der Drehzahl	102
	8.1.2	Einfluss des Füllungsgrades	103
	8.1.3	Einfluss des Volumenstromes	104
	8.1.4	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	106
	8.1.5	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	107
	8.1.6	Einfluss des Partikeldurchmessers	108

8.	1.7	Einfluss der Schüttdichte	109
8.2	Wär	meströme	110
8.3	Kon	taktwärmeübergangskoeffizienten	112
8.3	3.1	Einfluss der Drehzahl	113
8.3	3.2	Einfluss des Füllungsgrades	116
8.3	3.3	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	118
8.3	3.4	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	126
8.3	3.5	Einfluss des Partikeldurchmessers	133
8.3	3.6	Einfluss der Schüttdichte	137
8.4	Kon	vektiver Wärmeübergangskoeffizient	139
8.4	4.1	Einfluss der Drehzahl	140
8.4	4.2	Einfluss des Füllungsgrades	144
8.4	4.3	Einfluss des Volumenstromes	145
8.4	4.4	Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses	149
8.4	4.5	Einfluss der Hubschaufel-Anzahl	152
8.4	4.6	Einfluss des Partikeldurchmessers	155
8.4	4.7	Einfluss der Schüttdichte	159
о D:	almate	Elemente Methodo	164
9 DI	SKrete		
9.1	Des	chreibung des Stolsvolgangs	
9.2	DES 0 1		
9.4	2.1 ว.ว	Bestimmung der Tongontialkraft	
9.4	2.2 		
9.5	2 1		
9 0.4	3.1	Haftreihunge- und Gleitreihungskoeffizienten	
9 Q 4	3.2 3.3	Rollreibungskoeffizient	
9.	5.5		
10 Si	mulati	ion der Schüttgutbewegung für die zu Projektbeginn vorliegenden Exp	erimenten
der FS	1		168
10.1	Vor	gehen und Vereinfachungen für die Simulation	168
10.2	Übe	rprüfung der Simulation	170
10	).2.1	Schüttwinkel in einer Schaufel	171
10	).2.2	Massenstrom aus einer Schaufel	171
10.3	Sen	sitivitätsuntersuchungen zum Feststofftransport	172
10	).3.1	Schüttwinkel in einer Schaufel	172
10	).3.2	Massenstrom aus einer Hubschaufel	174
11 Ei	nfluss	der Drehrohrparameter auf den simulierten Wärmeübergang	177
11.1	Einf	luss der Drehrohrparameter auf die Schüttgutbewegung	177
11	.1.1	Anzahl der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand	177
11	.1.2	Geschwindigkeit an der Schüttbettoberfläche	178

11.1.3	Mischgüte	182
11.2 Mod	dellierung des Wärmetransports im Partikel	185
11.3 Eint	luss der Drehrohrparameter auf den indirekten Wärmeübergang	188
11.3.1	Wärmeleitung im Punktkontakt zwischen zwei Partikeln	188
11.3.2	Vergleich der Temperaturverläufe aus Simulation und Experiment	190
11.3.3	Sensitivität des zeitlichen Temperaturverlaufs	195
11.3.4	Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett	197
11.3.5	Wärmeübergangskoeffizient	198
11.3.6	Homogenität der Temperaturverteilung	202
11.3.7	Dimensionslose Temperatur	203
11.4 Eint	luss der Drehrohrparameter auf die Wärmeübertragung über die	freie
Schüttbetto	berfläche bei Erwärmung des Schüttgutes	205
11.4.1	Vergleich von Experiment und Simulation	206
11.4.2	Zeitlicher Temperaturverlauf	207
11.4.3	Wärmestrom zwischen Fluid und Schüttbett	208
11.4.4	Vergleich von Kontaktwärmeleitung und konvektivem Wärmeübergang	209
11.5 Eint	luss der Drehrohrparameter auf die Wärmeübertragung über die	freie
Schüttbetto	berfläche bei Abkühlung des Schüttgutes	210
11.5.1	Vergleich von Experiment und Simulation	210
44 5 0	Zaitlicher Tomporaturverlauf	217
11.5.2		
11.5.2 11.5.3	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett	218
11.5.2 11.5.3 11.5.4	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung	218 220
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur	218 220 222
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur	218 220 222
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 12 Simulat	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation	218 220 222 der 224
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 12 Simulat Hubschaufel	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation eigenschaften	218 220 222 der 224
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> Hubschaufel 12.1 Sim 12.1 1	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung   Dimensionslose Temperatur   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   ulation der Schüttgutbewegung	218 220 222 der 224 224 224
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation eigenschaften ulation der Schüttgutbewegung Mischgüte	218 220 222 <b>der</b> 224 224 224
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung   Dimensionslose Temperatur   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   ulation der Schüttgutbewegung   Mischgüte   zeitlicher Temperaturverlauf.	218 220 222 der 224 224 224 225 225
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2	Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung.   Dimensionslose Temperatur.   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   nulation der Schüttgutbewegung.   Mischgüte   ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung   Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett	218 220 222 der 224 224 224 225 225 226
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3	Zeitlicher Temperaturverhauf	218 220 222 der 224 224 224 225 225 226 227
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4	Värmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation eigenschaften nulation der Schüttgutbewegung Mischgüte zeitlicher Temperaturverlauf Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett	218 220 222 der 224 224 224 225 225 226 227 229
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5	Värmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett Homogenität der Temperaturverteilung Dimensionslose Temperatur ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation eigenschaften nulation der Schüttgutbewegung Mischgüte ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung Zeitlicher Temperaturverlauf Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett Homogenität der Schüttbetttemperatur Dimensionslose Temperatur	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 225 223
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5 12.3 Sim	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung   Dimensionslose Temperatur   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   ulation der Schüttgutbewegung   ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung   Zeitlicher Temperaturverlauf   Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Dimensionslose Temperatur   Joinensionslose Temperatur	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 229 231 233
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5 12.3 Sim 12.3.1	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung.   Dimensionslose Temperatur.   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften.   ulation der Schüttgutbewegung.   Mischgüte   ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung   Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Dimensionslose Temperatur.   Dimensionslose Temperatur.   Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Ulation des Wärmeübergangs zwischen Freiem Schüttbett und Gasphase   Ulation des Wärmeübergangs zwischen freiem Schüttbett und Gasphase	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 223 233 233
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5 12.3 Sim 12.3.1 12.3.2	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung.   Dimensionslose Temperatur   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   ulation der Schüttgutbewegung   Mischgüte   ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung   Zeitlicher Temperaturverlauf   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Dimensionslose Temperatur   Dimensionslose Temperatur   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Ulation des Wärmeübergangs zwischen Freiem Schüttbett und Gasphase   Zeitlicher Temperaturverlauf   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Partikel und Gasphase	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 223 233 233 234
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5 12.3 Sim 12.3.1 12.3.2 12.3.3	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 229 221 233 233 234 235
11.5.2 11.5.3 11.5.4 11.5.5 <b>12 Simulat</b> <b>Hubschaufel</b> 12.1 Sim 12.1.1 12.2 Sim 12.2.1 12.2.2 12.2.3 12.2.4 12.2.5 12.3 Sim 12.3.1 12.3.2 12.3.3 12.3.4	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett   Homogenität der Temperaturverteilung.   Dimensionslose Temperatur.   ion von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation   eigenschaften   ulation der Schüttgutbewegung.   Mischgüte   ulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung   Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett   Dimensionslose Temperatur.   ulation des Wärmeübergangs zwischen freiem Schüttbett und Gasphase   Zeitlicher Temperaturverlauf.   Wärmeübergangskoeffizient zwischen Partikel und Gasphase   Dimensionslose Temperatur.   ulation des Wärmeübergangs zwischen freiem Schüttbett und Gasphase   Dimensionslose Temperatur.   Dimensionslose Temperatur.   Uation des Wärmeübergangs zwischen Partikel und Gasphase   Dimensionslose Temperatur.	218 220 222 der 224 224 224 225 225 225 225 225 225 223 233 233 233 235 235 236

14	Sim	nulation des Wärmeübergangs bei bi- und polydispersen Schüttungen	239
1	4.1	Stofftransport bei bi-dispersen Schüttungen	239
	14.1	1.1 Segregationseffekte	239
1	4.2	Wärmetransport bei bi-dispersen Schüttungen	
	14.2	2.1 Zeitlicher Temperaturverlauf	
	14.2	2.2 Thermische Durchmischung	
15	Zus	sammenfassung und Ausblick	247
16	Lite	eraturangaben	249
17	Pub	blikationen, Vorträge und Abschlussarbeiten aus dem Projekt	257
1	7.1	Publikationen	
1	7.2	Vorträge	258
1	7.3	Abschlussarbeiten	

# Abbildungsverzeichnis

ABBILDU	ng 1: Versuche zur transversalen Schüttgutbewegung (a-c Variation der Drehzahl / e-f Variation von
H	ubschaufel-Längenverhältnis und –Anzahl)
ABBILDU	NG 2: QUERSCHNITT EINES DREHROHRES MIT HUBSCHAUFELEINBAUTEN
ABBILDU	NG 3: WINKELVERHÄLTNISSE IM DREHROHR MIT L-FÖRMIGEN HUBSCHAUFELN. Ω: WINKELGESCHWINDIGKEIT, Γ:
КІІ	netischer Schüttwinkel, a: Breite der Hubschaufel in °, b: Winkel zwischen den Hubschaufel-Enden, r <sub>h</sub> :
RA	adialer Abstand des Hubschaufel-Rückens vom Trommelzentrum, R <sub>hs</sub> : radialer Abstand der Hubschaufel-
Sp	pitze vom Trommelzentrum, h <sub>f</sub> : Fallhöhe, e: Füllwinkel, Θ <sub>a</sub> : dynamischer Schüttwinkel
ABBILDU	ng 4: Vergleich gemessener und berechneter zeitlicher Temperaturverläufe an der Wand und an zwei
Po	ositionen in der Schüttung
ABBILDU	NG 5: APPARATIVER AUFBAU DER VERSUCHSANLAGE: A) GESAMTÜBERSICHT, B) DETAILANSICHT DER DREHTROMMEL. DARIN
DA	ARGESTELLT: 1: KAMERA MIT STATIV, 2: VIDEOLEUCHTE MIT STATIV, 3: LICHTZELT, 4: DREHTROMMEL, 5: HUBSCHAUFEL, 6:
Eι	lektromotor, 7: Frequenzumrichter, 8: Gestell
ABBILDU	ng 6: Drehtrommel mit optimalem Füllungsgrad. Die Entladung der Hubschaufel beginnt bei einer
Н	UBSCHAUFEL-POSITION VON 0 ° (9-UHR-POSITION)
ABBILDU	ng 7: Bestimmung des optimalen Füllungsgrades nach Karali et al. [89]
ABBILDU	ng 8: Exemplarische Darstellung der Messung des Hubschaufelfüllungsgrades $F_{H,1}(\Delta_1)$ UND DER POSITION
D	ER HUBSCHAUFELSPITZE $ extsf{\Delta}_1$ für die Hubschaufel Nummer 1 mit ImageJ, Festlegung des
М	ABSTABES FÜR DIE UMRECHNUNG VON GEMESSENEN PIXELN IN MM <sup>2</sup>
ABBILDU	NG 9: FALLHÖHE IN ABHÄNGIGKEIT DER POSITION DER HUBSCHAUFELSPITZE
ABBILDU	NG 10: FALLZEIT IN ABHÄNGIGKEIT DER POSITION DER HUBSCHAUFELSPITZE
ABBILDU	NG 11: PARTIKELANZAHL IN DER HUBSCHAUFEL IN ABHÄNGIGKEIT DER POSITION DER HUBSCHAUFELSPITZE
ABBILDU	NG 12: Partikelanzahl in der Luftphase aus einer Hubschaufel in Abhängigkeit der Position der
Н	UBSCHAUFELSPITZE
ABBILDU	NG 13: ABSTAND ZWISCHEN DEN HUBSCHAUFELN UND ZU BERÜCKSICHTIGENDE AKTIVE HUBSCHAUFELN IM BEISPIELFALL. 35
ABBILDU	NG 14: GESAMTE PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DER POSITION DER ERSTEN HUBSCHAUFELSPITZE
U	ND MITTELWERT DER PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE (GEPUNKTET)
ABBILDU	NG 15: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER INNEREN UND ÄUßEREN SCHLEIEROBERFLÄCHE. DIE ÄUßERE SCHLEIEROBERFLÄCHE
w	vird in die Annahmen einer Platte (PL) sowie einer Platte mit Kugeln an der Oberfläche (KO) unterschieden. 37
ABBILDU	NG 16: EXEMPLARISCHE DARSTELLUNG DER MESSUNG DES FÜLLWINKELS ALS SUMME EINZELNER SEGMENTWINKEL
ABBILDU	ng 17: Exemplarische Darstellung der Bestimmung der hydraulischen Querschnittsfläche. a) Maximale
НУ	ydraulische Querschnittsfläche (Strömung zwischen den Hubschaufeln vernachlässigbar). b) Hydraulische
Q	uerschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-Durchströmung. c)
H	ydraulische Querschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-
U	MSTRÖMUNG
ABBILDU	NG 18: HUBSCHAUFELFÜLLUNGSGRAD IN ABHÄNGIGKEIT DER DREHZAHL
Abbildur	ng 19: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit des Füllungsgrades

Abbildung 20: Bei der Bewertung des Hubschaufelfüllungsgrades zu beachtende Aspekte für verschiedene	
Hubschaufel-Längenverhältnisse. Dargestellt sind exemplarisch die Momente des Austritts der Hubschaufel	
aus dem Schüttbett (a,c) sowie des finalen Abwurfs (b,d) für die Hubschaufel-Längenverhältnisse 1 (a,b) und	
1,5 (с,р)	7
Abbildung 21: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für Glaskugeln bei	
KONSTANTER HUBSCHAUFELANZAHL. DARSTELLUNG FÜR VERSCHIEDENE PARTIKELDURCHMESSER (A,D; B,E; C,F),	
Füllungsgrade (a,b; d,e) sowie Drehzahlen (b,c; e,f) [MW ± SD].	9
Abbildung 22: Unvollständige Entladung der Hubschaufeln (gelb) sowie stark variierender initialer	
Hubschaufelfüllungsgrad (rot) bei hoher Drehzahl sowie großem Hubschaufel-Längenverhältnis	0
ABBILDUNG 23: HUBSCHAUFELFÜLLUNGSGRAD IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS.	1
ABBILDUNG 24: PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DER DREHZAHL.	2
ABBILDUNG 25: PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DES FÜLLUNGSGRADES.	3
ABBILDUNG 26: PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DES HUBSCHAUFEL-LÄNGENVERHÄLTNISSES	4
ABBILDUNG 27: PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DER HUBSCHAUFEL-ANZAHL	5
ABBILDUNG 28: PARTIKELANZAHL IN DER LUFTPHASE (LOGARITHMISCH SKALIERT) IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS. 50	6
ABBILDUNG 29: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
der Drehzahl	7
ABBILDUNG 30: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
des Füllungsgrades	8
ABBILDUNG 31: INNERE SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT DES FÜLLUNGSGRADES.	8
ABBILDUNG 32: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl.	9
ABBILDUNG 33: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades.	D
ABBILDUNG 34: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl	1
ABBILDUNG 35: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades	2
ABBILDUNG 36: INNERE UND ÄUßERE (PL - PLATTENOBERFLÄCHE, KO - KUGELOBERFLÄCHE) SCHLEIEROBERFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT	
des Partikeldurchmessers	3
ABBILDUNG 37: FÜLLWINKEL IN ABHÄNGIGKEIT DER DREHZAHL	4
ABBILDUNG 38: FÜLLWINKEL IN ABHÄNGIGKEIT DES FÜLLUNGSGRADES	5
Abbildung 39: Füllwinkel in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades	
UND DER DREHZAHL	6
Abbildung 40: Füllwinkel in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und der	
Dreнzahl	7
ABBILDUNG 41: FÜLLWINKEL IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS	8

Abbildung 42: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit der Drehzahl für durch- und umströmte
Partikelschleier
Abbildung 43: Anteil des Partikelschleiers, der bei hohen Drehzahlen auf den Rücken der davor liegenden
Hubschaufel fällt und nicht zur hydraulischen Querschnittsfläche zählt
Abbildung 44: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Füllungsgrades für durch- und umströmte
Partikelschleier
Abbildung 45: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für durch-
UND UMSTRÖMTE PARTIKELSCHLEIER BEI VARIATION DER DREHZAHL.
Abbildung 46: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für durch-
und umströmte Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades.
ABBILDUNG 47: HYDRAULISCHE QUERSCHNITTSFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT DER HUBSCHAUFEL-ANZAHL FÜR DURCH- UND UMSTRÖMTE
Partikelschleier bei Variation der Drehzahl74
ABBILDUNG 48: HYDRAULISCHE QUERSCHNITTSFLÄCHE IN ABHÄNGIGKEIT DER HUBSCHAUFEL-ANZAHL FÜR DURCH- UND UMSTRÖMTE
Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades75
Abbildung 49: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers für durch- und
UMSTRÖMTE PARTIKELSCHLEIER
Abbildung 50: Einfluss des Partikeldurchmessers auf die Schleier-Querschnittsfläche. Aufbrechen des
Partikelschleiers bei 0,2 mm Quarzsand-Partikeln
Abbildung 51: Schematischer Aufbau des Versuchsdrehrohrofens
Abbildung 52: Hubschaufeln mit variierendem Hubschaufel-Längenverhältnis (Verhältnis der tangentialen (L <sub>2</sub> ) zur
RADIALEN HUBSCHAUFELLÄNGE (L1))
Abbildung 53: Messhubschaufel mit Präzisionsröhrchen, die die 0,5 mm Typ-K Thermoelemente führen
Abbildung 54: Schematische Darstellung der Axialen und Radialen Messpositionen
Abbildung 55: Darstellung der axialen und radialen Messpositionen an der Messhubschaufel. A) Axiale
Messpositionen, b) Radiale Messpositionen in der Gasphase, c) Radiale Messpositionen in der Hubschaufel 80
ABBILDUNG 56: EXEMPLARISCHE DARSTELLUNG EINER TEXT-DATEI MIT ALLEN AUFGEZEICHNETEN MESSDATEN
Abbildung 57: Exemplarische Darstellung der Temperatur-Zeit-Verläufe für alle drei Axial-Positionen und die Heiz-
UND KÜHLPHASE EINES VERSUCHS
Abbildung 58: Exemplarische Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit der Axial-Position für einen Zeitpunkt (60
MIN) WÄHREND DER ABKÜHLPHASE
Abbildung 59: Exemplarische Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit der Umfangsposition für einen Zeitpunkt
(30 min) während der Abkühlphase
Abbildung 60: Wärmestrom durch Strahlung und zur Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen
Abbildung 61: Wärmestrom durch Konvektion an der Schüttbettoberfläche und zur Berechnung benötigte Flächen
UND TEMPERATUREN
Abbildung 62: Wärmestrom durch Konvektion an den fallenden Partikelschleiern in der Aufheizphase und zur
Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen
ABBILDUNG 63: EINFLUSS DES VERLUSTWÄRMESTROMS AUF DIE BILANZIERUNG DER SCHÜTTBETT-ENTHALPIE

Abbildung 64: Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang und zur Berechnung benötigte Flächen und	
Temperaturen	92
Abbildung 65: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Zeit und daraus gebildeter Mittelwert	94
ABBILDUNG 66: KONVEKTIVE WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENTEN AM PARTIKELSCHLEIER IN ABHÄNGIGKEIT DER ZEIT UND DARAUS	
GEBILDETE MITTELWERTE	97
ABBILDUNG 67: EXEMPLARISCHES TEMPERATUR-ZEIT-PROFIL FÜR DIE AUFHEIZ- UND DIE ABKÜHLPHASE	98
ABBILDUNG 68: TEMPERATUR-ZEIT-PROFIL BEI HOHEM FÜLLUNGSGRAD UND HOHEM KÜHL-VOLUMENSTROM. LINKS: DARSTELLUN	G
FÜR GESAMTE ABKÜHLUNG. RECHTS: DARSTELLUNG FÜR SECHS MINUTEN WÄHREND DER ABKÜHLPHASE	99
ABBILDUNG 69: TEMPERATUR IN ABHÄNGIGKEIT DER UMFANGSPOSITION. DEFINITION VON DREI UMFANGSREGIONEN, JE NACHDEN	۱,
wo sich das Thermoelement im Hubschaufelzentrum befindet: Hubschaufel-Schüttung (HS-Schüttung),	
Gasphase, Schüttbett	00
Abbildung 70: Exemplarisches axiales Temperatur-Profil nach 20 Minuten während der Aufheiz- bzw. der	
Авкühlphase	01
ABBILDUNG 71: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
der Abkühlphase in Abhängigkeit der Drehzahl 1	03
ABBILDUNG 72: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
der Abkühlphase in Abhängigkeit des Füllungsgrades 1	04
ABBILDUNG 73: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
der Abkühlphase in Abhängigkeit des Volumenstromes 1	05
Abbildung 74: Gemessene Gasgeschwindigkeit am Eintritt des Ofenrohres. Bei eingestellten 1500 m <sup>3</sup> /h werden	
durchschnittlich 800 m <sup>3</sup> /h realisiert1	06
ABBILDUNG 75: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
DER ABKÜHLPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DES HUBSCHAUFEL-LÄNGENVERHÄLTNISSES.	07
ABBILDUNG 76: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
DER ABKÜHLPHASE IN ABHÄNGIGKEIT DER HUBSCHAUFEL-ANZAHL 1	08
ABBILDUNG 77: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
der Abkühlphase in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers1	09
ABBILDUNG 78: TEMPERATURGRADIENTEN VON OFENWAND, SCHÜTTUNG UND GAS ZU UNTERSCHIEDLICHEN ZEITPUNKTEN WÄHRE	ND
der Abkühlphase in Abhängigkeit der Schüttdichte 1	10
ABBILDUNG 79: EXEMPLARISCHE DARSTELLUNG VON BERECHNETEN WÄRMESTRÖMEN WÄHREND DER AUFHEIZPHASE	11
Abbildung 80: Exemplarische Darstellung von Berechneten Wärmeströmen während der Abkühlphase 1	12
ABBILDUNG 81: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES KONTAKTWÄRMEÜBERGANGS BEI DER ANALYSE DER BETRIEBSPARAMETER MIT	
ZWEIFACHEM MANTEL	14
Abbildung 82: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl.	15
Abbildung 83: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Drehzahl1	15
Abbildung 84: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Füllungsgrades	16
Abbildung 85: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Füllungsgrades1	17

Abbildung 86: Veranschaulichung des unterschiedlichen Bewegungsverhaltens der Partikel bei Variation des
Füllungsgrades
Abbildung 87: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei
Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad119
Abbildung 88: Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der
Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad
Abbildung 89: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei
Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad121
Abbildung 90: Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der
Drehzahl und konstantem Füllungsgrad
Abbildung 91: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei
Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm
Abbildung 92: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des
Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm
Abbildung 93: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei
Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm 125
Abbildung 94: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des
Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm
Abbildung 95: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der
Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad
Abbildung 96: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und
JEWEILS OPTIMALEM FÜLLUNGSGRAD
Abbildung 97: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der
Drehzahl und konstantem Füllungsgrad
Abbildung 98: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und
KONSTANTEM FÜLLUNGSGRAD
Abbildung 99: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des
Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm
Abbildung 100: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades
UND KONSTANTER DREHZAHL 2 RPM
Abbildung 101: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des
Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm
Abbildung 102: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades
UND KONSTANTER DREHZAHL 8 RPM
Abbildung 103: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation der
Drehzahl
ABBILDUNG 104: KONTAKTWÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS BEI VARIATION DER DREHZAHL 134

Abbildung 105: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des
Füllungsgrades und einer Drehzahl von 2 rpm
ABBILDUNG 106: KONTAKTWÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS BEI VARIATION DES FÜLLUNGSGRADES
UND EINER DREHZAHL VON 2 RPM
Abbildung 107: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des
Füllungsgrades und einer Drehzahl von 8 rpm
ABBILDUNG 108: KONTAKTWÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES PARTIKELDURCHMESSERS BEI VARIATION DES FÜLLUNGSGRADES
UND EINER DREHZAHL VON 8 RPM
Abbildung 109: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Schüttdichte (Blähton, Glas, Stahl
1.4301)
ABBILDUNG 110: KONTAKTWÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER SCHÜTTDICHTE (BLÄHTON, GLAS, STAHL 1.4301)
ABBILDUNG 111: AXIALE ABSTÄNDE (Z250, Z500, Z750) DER DREI AXIALEN MESSPOSITIONEN ZUR VORDERSEITE DES OFENS
Abbildung 112: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterbeladener
Drehtrommel (F <sub>D</sub> = 10 %)
ABBILDUNG 113: KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER DREHZAHL BEI UNTERBELADENER DREHTROMMEL (F <sub>D</sub> = 10
%)
Abbildung 114: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl bei überbeladener
DREHTROMMEL (F <sub>D</sub> = 20 %)
ABBILDUNG 115: KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER DREHZAHL BEI ÜBERBELADENER DREHTROMMEL (F <sub>D</sub> = 20
%)
ABBILDUNG 116: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT IN ABHÄNGIGKEIT DES FÜLLUNGSGRADES
ABBILDUNG 117: KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES FÜLLUNGSGRADES
Abbildung 118: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 2 rpm und 20 %
Füllungsgrad
ABBILDUNG 119: KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES VOLUMENSTROMES BEI 2 RPM UND 20 % FÜLLUNGSGRAD.
ABBILDUNG 120: GESCHWINDIGKEITEN IM DREHROHR VON GAS, FALLENDEN PARTIKELN SOWIE DARAUS RESULTIERENDE
Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel. Darstellung des Bereichs, in dem Partikelaustrag
STATTFINDET UND DIE GAS- UND RELATIVGESCHWINDIGKEITEN ABNEHMEN.
Abbildung 121: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 4 rpm und 30 %
Füllungsgrad
ABBILDUNG 122: KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES VOLUMENSTROMES BEI 4 RPM UND 30 % FÜLLUNGSGRAD.
ABBILDUNG 123: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES
Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl
Abbildung 124: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des
Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades.

ABBILDUNG 125: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES	
Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Volumenstromes.	. 152
ABBILDUNG 126: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER	
Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl	. 153
Abbildung 127: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der	
Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades	. 154
ABBILDUNG 128: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER	
Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Volumenstromes	. 155
ABBILDUNG 129: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES	
Partikeldurchmessers bei Variation der Drehzahl	. 156
ABBILDUNG 130: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DES	
Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades	. 157
ABBILDUNG 131: MODELLVORSTELLUNG DER EINTEILUNG DES PARTIKELSCHLEIERS IN ZWEI TEILE: UMSTRÖMTE PLATTE (OBEN) SC	OWIE
durchströmter Schleier und damit überströmte Einzelkugeln (unten)	. 158
ABBILDUNG 132: ANGEPASSTES MODELL AUS DEN EINZELMODELLEN DER ÜBERSTRÖMTEN KUGEL UND DER ÜBERSTRÖMTEN PLAT	TTE
IM ABGLEICH MIT DEN MESSWERTEN DES KONVEKTIVEN WÄRMESTROMS/K. ANGEGEBEN SIND DIE ANTEILE DER MODELLE	Ξ
KUGEL (K) UND PLATTE (P) ZU DENEN SIE IN DAS ANGEPASSTE MODELL EINGEHEN	. 159
ABBILDUNG 133: KONVEKTIVER WÄRMEÜBERGANGSKOEFFIZIENT UND KONVEKTIVER WÄRMESTROM/K IN ABHÄNGIGKEIT DER	
Schüttdichte (Blähton, Glas, Stahl 1.4301)	. 160
ABBILDUNG 134: ABBILDUNG DES STOßVORGANGS ZWEIER PARTIKEL IN LEATDEM	. 162
ABBILDUNG 135: FEDER-DÄMPFER-MODELL ZUR BESTIMMUNG DER NORMALKRAFT.	. 164
Abbildung 136: Feder-Dämpfer-Modell zur Bestimmung der Tangentialkraft.	. 165
Abbildung 137: Darstellung der Höhen für die Berechnung der Stoßzahl.	. 166
ABBILDUNG 138: GEOMETRISCHE VERHÄLTNISSE IM QUERSCHNITT EINES BESCHAUFELTEN DREHROHRES.	. 169
Abbildung 139: Vereinfachungen der DEM-Simulation: Abbildung nur einer Schaufel	. 170
ABBILDUNG 140: VEREINFACHUNGEN DER DEM-SIMULATION: ROTATION DES GRAVITATIONSVEKTORS	. 170
ABBILDUNG 141: VERGLEICH DES SCHÜTTWINKELS IN EINER SCHAUFEL AUS SIMULATION UND EXPERIMENT	. 171
ABBILDUNG 142: VERGLEICH DES MASSENSTROMS AUS EINER SCHAUFEL AUS SIMULATION UND EXPERIMENT	. 172
Abbildung 143: Schüttwinkel in einer Schaufel bei verschiedenen Drehzahlen	. 173
Abbildung 144: Schüttwinkel in einer Schaufel bei verschiedenen Hubschaufel-Längenverhältnissen	. 174
ABBILDUNG 145: MASSENSTROM AUS EINER SCHAUFEL BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN.	. 175
ABBILDUNG 146: MASSENSTROM AUS EINER SCHAUFEL BEI VERSCHIEDENEN HUBSCHAUFEL-LÄNGENVERHÄLTNISSEN	. 176
ABBILDUNG 147: ANTEIL DER PARTIKEL MIT KONTAKT ZUR DREHROHRWAND BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN.	. 178
ABBILDUNG 148: DURCHSCHNITTLICHE PARTIKELGESCHWINDIGKEIT BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN.	. 179
Abbildung 149: Durchschnittliche Partikelgeschwindigkeit bei verschiedenen Drehzahlen und Füllungsgraden	. 179
ABBILDUNG 150: BEISPIELHAFTE DARSTELLUNG VON PARTIKELGESCHWINDIGKEITEN IM DREHROHR.	. 180
Abbildung 151: Verteilung der Partikelgeschwindigkeiten	. 180
ABBILDUNG 152: EXEMPLARISCHE DARSTELLUNG VON PARTIKELBAHN UND PARTIKELGESCHWINDIGKEIT.	. 181

Abbildung 153: zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit eines Partikels.	182
Abbildung 154: Gegenüberstellung der Partikelverteilung im Start- und im gemischten Zustand.	183
Abbildung 155: Optische Gegenüberstellung der Mischungszustände.	183
Abbildung 156: zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei verschiedenen Drehzahlen.	184
Abbildung 157: zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei verschiedenen Füllungsgraden	185
Abbildung 158: Modellierungsansätze für die Temperaturverteilung im Partikel.	186
Abbildung 159: zeitliche Temperaturentwicklung in einem würfelförmigen Partikel	187
Abbildung 160: Vergleich des zeitlichen Temperaturverlaufs bei verschiedenen Modellansätzen.	187
ABBILDUNG 161: WÄRMESTRÖME IM INDIREKT BEHEIZTEN DREHROHR. GW, EFF: STRAHLUNG/KONVEKTION - FREIE WAND, G	GS,EFF:
STRAHLUNG/KONVEKTION - FREIE BETTOBERFLÄCHE, GS,KONV: KONVEKTION FREIFALLENDE PARTIKEL, WS,KONT: LEIT	UNG
Wand – bedeckte Bettoberfläche	188
Abbildung 162: Abmessungen zur Bestimmung der Wärmeleitung zwischen zwei Partikeln	189
Abbildung 163: Zeitlicher Verlauf der Partikeltemperaturen	191
Abbildung 164: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen von Schüttbett, Gas- und Wand	192
Abbildung 165: Vergleich der Schüttbetttemperaturen aus Simulation und Experiment	192
ABBILDUNG 166: VERSUCHSSTAND ZUR INDIREKTEN BEHEIZUNG AN FORSCHUNGSSTELLE 2.	193
Abbildung 167: gemessene zeitliche Temperaturverläufe an verschiedenen Messstellen	194
Abbildung 168: Vergleich der zeitlichen Temperaturverläufe von Simulation und Experiment an den	
THERMOELEMENTEN 1 UND 5	195
Abbildung 169: Zeitlicher Verlauf der Mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.	196
Abbildung 170: Zeitlicher Verlauf der Mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Füllgraden	197
Abbildung 171: Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms bei verschiedenen Drehzahlen	198
Abbildung 172: Wärmeübergangskoeffizient der Wärmeleitung bei verschiedenen Drehzahlen und Beheizungs	ARTEN.
	200
Abbildung 173: Wärmeübergangskoeffizient der Wärmeleitung bei verschiedenen Füllungsgraden.	202
Abbildung 174: Zeitlicher Verlauf der Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschied	DENEN
Drehzahlen	203
ABBILDUNG 175: ZEITLICHER VERLAUF DER DIMENSIONSLOSEN TEMPERATUR BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN.	204
Abbildung 176: Zeitlicher Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei verschiedenen Füllungsgraden.	205
Abbildung 177: Temperaturen der Partikel zu unterschiedlichen Zeitpunkten.	206
Abbildung 178: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur für Simulation und Experiment	207
Abbildung 179: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.	208
ABBILDUNG 180: ZEITLICHER VERLAUF DES WÄRMESTROMS FLUID-SCHÜTTBETT BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN	209
Abbildung 181: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei Kontaktwärmeleitung und Konvek	TION.
	210
Abbildung 182: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur aus Experiment und Simulation	211
Abbildung 183: Vereinfachte Darstellung der Partikelschüttung in CFD.	212
ABBILDUNG 184: KOPPLUNG VON DEM- UND CFD-SIMULATION	212

ABBILDUNG 185: GESCHWINDIGKEITSPROFIL DER GASPHASE (D=300MM).	213
Abbildung 186: Übertragung der Partikeldaten eines Segments auf den gesamten Drehrohrofen	213
Abbildung 187: Schematische Darstellung der Partikelbezeichnung.	214
Abbildung 188: Abmessungen des Drehrohres für den Testfall.	215
Abbildung 189: Temperaturen der Gasphase im Zeitraum 0,5-60 s.	216
Abbildung 190: Wärmeströme im Zeitraum 0,5-60 s	216
Abbildung 191: Zeitlicher Temperaturverlauf bei verschiedenen Drehzahlen	217
Abbildung 192: Zeitlicher Temperaturverlauf bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten der Gasphase	218
Abbildung 193: Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Drehzahlen	219
Abbildung 194: Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Gasgeschwindigkeiten	220
Abbildung 195: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen	221
Abbildung 196: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen und	
GASGESCHWINDIGKEITEN.	222
Abbildung 197: Zeitlicher Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei verschiedenen Drehzahlen.	223
Abbildung 198: Zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis	225
Abbildung 199: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichem Hubschaufel-	
Längenverhältnis	226
Abbildung 200: Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlichem	
Hubschaufel-Längenverhältnis	227
Abbildung 201: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlicher	
HUBSCHAUFELANZAHL UND DREHZAHL	228
Abbildung 202: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlichem Hubschaufel-	-
Längenverhältnis (hier entspricht $l_1/l_2$ der bisherigen Definition $l_2/l_1$ ) und Variation der Drehzahl	229
Abbildung 203: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanz	ZAHL.
	230
Abbildung 204: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichem Hubschaufel-	
Längenverhältnis (hier entspricht $L_1/L_2$ der bisherigen Definition $L_2/L_1$ ).	231
ABBILDUNG 205: DIMENSIONSLOSE TEMPERATUR BEI UNTERSCHIEDLICHER HUBSCHAUFELANZAHL.	232
ABBILDUNG 206: DIMENSIONSLOSE TEMPERATUR BEI UNTERSCHIEDLICHEM HUBSCHAUFEL-LÄNGENVERHÄLTNIS (HIER ENTSPRICH	T
$L_1/L_2$ der bisherigen Definition $L_2/L_1$ )	233
Abbildung 207: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichen Drehzahlen.	234
Abbildung 208: Wärmeübergangskoeffizient bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.	235
Abbildung 209: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanz	ZAHL.
	236
Abbildung 210: Dimensionslose Temperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.	237
Abbildung 211: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Drehrohrwand und Schüttbett bei unterschiedlicher	
Drehzahl und Hubschaufelanzahl sowie verschiedenen Partikelmaterialien.	238

ABBILDUNG 212: GEGENÜBERSTELLUNG DER KUGELKOMPOSITIONEN IN DER MITTE UND AN DER IN X-RICHTUNG LIEGENDEN WA	ND
einer Drehrohrschüttung bei einem Schüttungsverhältnis 50/50 und einer Drehzahl von 2 rpm	. 240
Abbildung 213: Einfluss der Drehzahl auf Segregationseffekte.	. 241
ABBILDUNG 214: EINFLUSS DES SCHÜTTUNGSVERHÄLTNISSES AUF SEGREGATIONSEFFEKTE.	. 241
Abbildung 215: Zeitlicher Temperaturverlauf bei verschiedenen Schüttgutverhältnissen.	. 242
ABBILDUNG 216: MITTLERE SCHÜTTBETTTEMPERATUR BEI VERSCHIEDENEN PARTIKELDURCHMESSERN	. 243
ABBILDUNG 217: ZEITLICHER VERLAUF DER STANDARDABWEICHUNG DER MITTLEREN SCHÜTTBETTTEMPERATUR BEI VERSCHIEDEN	IEN
Schüttgutverhältnissen	. 244
Abbildung 218: Partikeltemperaturen der Schüttungsverhältnisse 75/25, 50/50, 25/75 bei einer Drehzahl von	
8 RPM	. 245
ABBILDUNG 219: PARTIKELTEMPERATUREN EINER 50/50 – SCHÜTTUNG BEI DEN DREHZAHLEN 2, 4 UND 8 RPM	. 246

### Tabellenverzeichnis

TABELLE 1: KAMERAEIGENSCHAFTEN UND EINSTELLUNGEN BEI DER VIDEOAUFNAHME	24
TABELLE 2: EIGENSCHAFTEN DES VERSUCHSMATERIALS BEZÜGLICH DER PARTIKELBEWEGUNG.	27
TABELLE 3: GEOMETRISCHE ABMESSUNGEN DER DREHTROMMEL UND ANALYSIERTE PARAMETER.	28
TABELLE 4: EXPERIMENTELL BESTIMMTE UND NACH KARALI ET AL. [89] BERECHNETE OPTIMALE FÜLLUNGSGRADE IN [%]	42
TABELLE 5: ÜBERSICHT ÜBER DIE DURCHGEFÜHRTEN WÄRMEÜBERGANGS-VERSUCHE.	82
TABELLE 6: WERTE DER STOßZAHL BEI VERSCHIEDENEN MATERIALPAARUNGEN	166
TABELLE 7: WERTE DER HAFT- UND GLEITREIBUNGSKOEFFIZIENTEN BEI VERSCHIEDENEN MATERIALPAARUNGEN.	167
TABELLE 8: WERTE DES ROLLREIBUNGSKOEFFIZIENTEN BEI VERSCHIEDENEN MATERIALPAARUNGEN.	167
TABELLE 9: VORGEGEBENE PARAMETER FÜR DIE SIMULATION MITHILFE GEKOPPELTER DEM.	215

# Symbolverzeichnis

Latein. Symbol	Bedeutung	Einheit
A <sub>b</sub>	Oberfläche der Schüttung, die den hydraulischen Querschnitt verringert	m²
A <sub>C</sub>	Schleieroberfläche	m²
A <sub>c,a,K0</sub>	Äußere Schleieroberfläche unter Annahme von Partikeln an der Oberfläche	m²
$A_{c,a,PL}$	Äußere Schleieroberfläche unter Annahme einer Platte	m <sup>2</sup>
A <sub>c,i</sub>	Innere Schleieroberfläche	m <sup>2</sup>
A <sub>G</sub>	Freiliegende Oberfläche	m <sup>2</sup>
A <sub>GS</sub>	Freie Schüttbett-Oberfläche	m <sup>2</sup>
$A_{GS,c}$	Wärmeübergangsfläche zwischen Gas und Schleier	m <sup>2</sup>
$A_{hydr,durch}$	Hydraulische Querschnittsfläche bei durchströmten Schleiern	m²
A <sub>hydr,max</sub>	Maximale hydraulische Querschnittsfläche	m²
A <sub>hydr,um</sub>	Hydraulische Querschnittsfläche bei umströmten Schleiern	m²
$A_{Kont}$	Kontaktwärmeübergangsfläche	m²
A <sub>P</sub>	Oberfläche eines Partikels	m²
$A_{WG}$	Freie Ofenwand-Oberfläche	m <sup>2</sup>
A <sub>WS</sub>	Mit Schüttung bedeckte Ofenwand-Oberfläche	m <sup>2</sup>
C <sub>p,b</sub>	Spezifische Wärmekapazität der Schüttung	J/kgK
C <sub>p,Luft</sub>	Spezifische Wärmekapazität der Luft	J/kgK
D	Durchmesser	m
$D_{hydr}$	Hydraulischer Durchmesser	m
D <sub>hydr,max</sub>	Maximaler hydraulischer Durchmesser	m
$\mathbf{D}_{\mathrm{Rohr}}$	Durchmesser des Drehrohres	m
D <sub>T</sub>	Durchmesser der Drehtrommel	m
d <sub>p</sub>	Partikeldurchmesser	m
$E_{hm}$	Harmonischer Mittelwert des Elastizitätsmoduls	Pa
e	Stoßzahl	-
$\vec{F}_n$	Normal wirkender Kraftvektor	N
$\vec{F}_{n,diss.}$	Dissipativer Teil des normal wirkenden Kraftvektors	Ν
$\vec{F}_{n,el.}$	Elastischer Teil des normal wirkenden Kraftvektors	Ν
$\vec{F}_t$	Tangential wirkender Kraftvektor	Ν

$\mathbf{f}_{D}$	Füllungsgrad	-
f <sub>D,opt</sub>	Optimaler Füllungsgrad	-
$f_{\mathrm{H,i}}$	Hubschaufelfüllungsgrad der i-ten Hubschaufel	-
Fr	Froude-Zahl	-
g	Erdbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$H_{\text{FUF}}$	Füllungsgrad der ersten aktiven Hubschaufel	-
H <sub>i</sub>	Füllung der Hubschaufel <i>i</i>	m <sup>3</sup>
H <sub>s</sub>	Enthalpie des Feststoffs	J
h <sub>0</sub> , h <sub>1</sub>	Partikelhöhen zur Berechnung der Stoßzahl	m
$\bar{h}_{c}$	Mittlere Schleierhöhe	m
$\mathbf{h}_{\mathrm{F}}$	Fallhöhe der Partikel	m
J	Trägheitsmoment	kg∙m²
$\mathbf{k}_{\mathrm{G}}$	Harmonischer Mittelwert der Wärmeleitfähigkeiten	W/mK
$\mathbf{k}_{\mathrm{n}}$	Federsteifigkeit in Normalenrichtung	kg/s <sup>2</sup>
ks	Wärmeleitfähigkeit des Feststoffs	W/mK
$\vec{k}_t$	Federsteifigkeit in tangentialer Richtung	kg/s <sup>2</sup>
L	Länge bzw. Tiefe	m
L <sub>C</sub>	Tiefe des Schleiers	m
$L_{\text{Heiz}}$	Länge des beheizten Bereichs	m
$L_q$	Breite der quer angeströmten Schüttbett-Oberfläche	m
$L_{Rohr}$	Länge des Drehrohres	m
L <sub>T</sub>	Tiefe der Drehtrommel	m
$l_{G}$	Mittlerer Abstand zwischen den Partikelflächen	m
$l_1$	Radiale Hubschaufellänge	m
$l_1/R_T$	Verhältnis radiale Hubschaufellänge und Drehtrommel-Radius	-
l <sub>2</sub>	Tangentiale Hubschaufellänge	m
$l_2/l_1$	Hubschaufel-Längenverhältnis	-
М	Masse	kg
m <sub>b</sub>	Masse der Schüttung	kg
m <sub>d3</sub>	Masse der Partikel mit 3 mm Durchmesser	kg
m <sub>d5</sub>	Masse der Partikel mit 5 mm Durchmesser	kg
Nu	Nusselt-Zahl	-
Nu <sub>d</sub>	Nusselt-Zahl, die über den Durchmesser definiert wird	-

Nu <sub>d</sub>	Nusselt-Zahl, die über den axialen Abstand definiert wird	-
n	Drehzahl	s <sup>-1</sup>
n	Anzahl der Stichproben	-
n	Normalenvektor	-
n <sub>F</sub>	Hubschaufelanzahl	-
n <sub>F,a</sub>	Anzahl aktiver Hubschaufeln	-
n <sub>P,KO</sub>	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche gesamt	-
n <sub>P,KO,h</sub>	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche entlang der Schleierhöhe	-
$n_{P,KO,L}$	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche entlang der Schleiertiefe	-
$\overline{n}_{P,Luft}$	Mittlere Anzahl der Partikel in der Luftphase	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}_{GS,b}$	Wärmestrom zwischen Gas und Feststoff an der freien Schüttbettoberfläche	W
$\dot{Q}_{GS,c}$	Wärmestrom zwischen Gas und Feststoff an den fallenden Partikelschleiern	W
$\dot{Q}_{GS,eff}$	Wärmestrom durch Strahlung und Konvektion an der freien Schüttbettoberfläche	W
<b>Q</b> <sub>GS,konv</sub>	Wärmestrom zwischen Gas und Partikelschleier	W
$\dot{Q}_{GW,eff}$	Wärmestrom durch Strahlung und Konvektion zwischen Gas und freier Ofenwand	W
$\dot{Q}_{Heiz}$	Heizwärmestrom	W
$\dot{Q}_{P_1 \rightarrow P_2}$	Wärmestrom zwischen zwei Partikeln	W
$\dot{Q}_{Verlust}$	Verlustwärmestrom	W
Q <sub>Verlust,stat</sub>	Verlustwärmestrom im stationären Zustand	W
$\dot{Q}_{WS,kont}$	Wärmestrom durch Leitung von der Ofenwand auf die bedeckende Schüttung	W
$\dot{Q}_{WS,\epsilon}$	Wärmestrom von Wand auf Feststoff durch Strahlung	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda}$	Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda,stat}$	Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung im stationären Zustand	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}$	Vorläufiger Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung ohne Berücksichtigung des Verlustwärmestroms	W
R	Radius	m
R <sub>C</sub>	Wärmeleitwiderstand zwischen zwei Partikeln	K/W
R <sub>G</sub>	Wärmeleitwiderstand zwischen Partikel und Fluid	K/W
$\vec{R}_i$	Rollwiderstandsmomentenvektor	m <sup>3</sup>

R <sub>T</sub>	Radius der Drehtrommel	m
Re	Reynolds-Zahl	-
Red	Reynolds-Zahl, die mit dem Durchmesser berechnet wird	-
Rez	Reynolds-Zahl, die mit dem axialen Abstand berechnet wird	-
r	Partikelradius	m
ř	Ortvektor des Körperschwerpunktes eines Partikels	m
r <sub>C</sub>	Kontaktradius der kreisförmigen Kontaktfläche	m
r <sub>H</sub>	Radialer Abstand des Hubschaufel-Rückens vom Trommelzentrum	m
r <sub>hm</sub>	Harmonischer Mittelwert der Kontaktradien	m
$r_{\text{HS}}$	radialer Abstand der Hubschaufel-Spitze vom Trommelzentrum	m
$s_{K}^{2}$	Varianz der Komponente K	-
T <sub>d</sub>	Dimensionslose Temperatur	-
T <sub>G</sub>	Temperatur des Gases/der Luft	°C
T <sub>i</sub>	Temperatur im Ofen an der <i>i-ten</i> Position	°C
$\Delta T_{m,G}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Partikel und Gas	K
$\Delta T_{m,W}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Partikel und Wand	К
Ts	Temperatur des Feststoffs	°C
T <sub>S,stat</sub>	Temperatur des Feststoffs im stationären Zustand	°C
Tu	Temperatur der Umgebung	°C
$T_W$	Temperatur der Ofenwand	°C
T <sub>W,stat</sub>	Temperatur der Ofenwand im stationären Zustand	°C
T <sub>0</sub>	Anfangstemperatur	°C
t	Zeit	S
$t_{\text{Ges}}$	Gesamte Versuchsdauer	S
t <sub>Heiz</sub>	Dauer der Heizung	s
$t_{K\ddot{u}hl}$	Dauer der Kühlung	S
tu	Dauer einer Umdrehung	S
V	Volumenstrom	m³/s
$V_{b}$	Volumen der Schüttung	m <sup>3</sup>
$V_{\mathrm{T}}$	Volumen der Drehtrommel	m <sup>3</sup>
$\vec{v}$	Geschwindigkeitsvektor	m/s
$\vec{v}_n$	Relative Normalengeschwindigkeit der Stoßpartner	m/s
$\vec{v}_t$	Relative Geschwindigkeit der Stoßpartner in tangentialer Richtung	m/s

V <sub>Gas</sub>	Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Ofenrohr	m/s
VF	Fallgeschwindigkeit der Partikel	m/s
V <sub>Rel</sub>	Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel	m/s
V <sub>Roll</sub>	Rollgeschwindigkeit der Partikel an der Schüttbett-Oberfläche	m/s
x <sub>K,i</sub>	Anteil der Komponente Kin der Probe i	-
Z	Axiale Position im Ofenrohr	m
$\mathbf{Z}_{\mathrm{Heiz}}$	Axiale Position im beheizten Bereich des Ofenrohres	m

Griech. Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Breite der Hubschaufel	0
$\alpha_{GS,b}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der freien Schüttbett- Oberfläche	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{GS,c}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{GS,c,i}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Durchströmung	W/m <sup>2</sup> K
$lpha_{ ext{GS}, ext{c}, ext{a}, ext{KO}}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Umströmung und Kugeloberfläche	W/m <sup>2</sup> K
$lpha_{GS,c,a,PL}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Umströmung und Platte	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{Konv}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	W/m²K
$\alpha_{Kont}$	Kontaktwärmeübergangskoeffizient	W/m²K
$lpha_{Kont,an}$	Angepasster Kontaktwärmeübergangskoeffizient, modifiziert nach dem Modell von Li et al.	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{Kont,Li}$	Kontaktwärmeübergangskoeffizient nach dem Modell von Li et al.	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{Pen}$	Wärmeübergangs-/Penetrationskoeffizient durch das Schüttbett	W/m <sup>2</sup> K
$\alpha_{WS}$	Wärmeübergangskoeffizient von der Ofenwand auf die erste Partikelschicht	W/m <sup>2</sup> K
α <sub>ws,λ</sub>	Kontaktwärmeübergangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> K
$lpha_{WS,\lambda,vorl}$	Vorläufiger Kontaktwärmeübergangskoeffizient ohne Berücksichtigung des Verlustwärmestroms	W/m <sup>2</sup> K
β	Winkel zwischen den Hubschaufel-Enden	0
γ	Kinetischer Schüttwinkel	0
γ	Harmonischer Mittelwert der Querkontraktionszahl	-
$\gamma_n$	Dämpfungskoeffizient in Normalenrichtung	kg/s
$\gamma_t$	Dämpfungskoeffizient in tangentialer Richtung	kg/s
δ	Umfangsposition/Abwurfwinkel der Hubschaufel	o
δ	Überlappung	m
$\delta_{\rm L}$	Finaler Abwurfwinkel der Hubschaufel	o
8	Füllwinkel	rad
8	Porosität der Schüttung	-
ε <sub>WS</sub>	Emissionsgrad von Ofenwand und Feststoff	-
Θ	Dynamischer Schüttwinkel	0
$\theta_n$	Segregationsindex, Entmischungsgrad	-
$\lambda_b$	Wärmeleitfähigkeit der Schüttung	W/mK

Wärmeleitfähigkeit der Luft	W/mK
Gleitreibungskoeffizient	-
Haftreibungskoeffizient	-
Sollanteil der Komponente K	-
Rollreibungskoeffizient	-
Kinematische Viskosität der Luft	m²/s
Auslenkung der Feder	m
Dichte der Schüttung	kg/m³
Dichte der Luft	kg/m <sup>3</sup>
Stefan-Boltzmann-Konstante	$W/m^2K^4$
Füllwinkel	0
Verdrehung um den Schwerpunkt	m <sup>2</sup>
Gasfilmdicke	-
Winkelgeschwindigkeit	rad/s
Drallvektor	rad/s
	Wärmeleitfähigkeit der Luft Gleitreibungskoeffizient Haftreibungskoeffizient Sollanteil der Komponente <i>K</i> Rollreibungskoeffizient Kinematische Viskosität der Luft Auslenkung der Feder Dichte der Schüttung Dichte der Schüttung Stefan-Boltzmann-Konstante Füllwinkel Verdrehung um den Schwerpunkt Gasfilmdicke Winkelgeschwindigkeit Drallvektor

Abkürzung	Bedeutung
CFD	Computational Fluid Dynamics
D	Drehrohrofen
DEM	Diskrete Elemente Methode
F	Flight ("Hubschaufel")
FEM	Finite Elemente Methode
FS1	Forschungsstelle 1
FS2	Forschungsstelle 2
FUF	First Unloading Flight (erste aktive Hubschaufel)
fd	Füllungsgrad
HS	Hubschaufel
Leat-DEM	An der FS2 entwickelter DEM-Code
LUF	Last Unloading Flight (letzte aktive Hubschaufel)
К	Kugel
КО	Kugeloberfläche
MW	Mittelwert
Р	Platte
PL	Platte/Plattenoberfläche
SD	Standardabweichung
Т	Drehtrommel

# Abkürzungsverzeichnis

### 1 Management Report

In this project, the transverse particle motion and the heat transfer in flighted rotary drums are researched. The experimental investigations are performed at the Otto von Guericke University Magdeburg, while simulations are done at the Ruhr-University Bochum.

In the first part of the experimental investigation, the transverse particle motion inside a flighted rotary drum with an inner diameter of 500 mm and a length of 150 mm is analyzed. The parameters rotational speed, filling degree, flight length ratio, number of flights, particle diameter and bulk density are varied. The particle motion is captured with a video camera. Single frames extracted from the videos provide insight into the relevant heat transfer areas.

The heat transfer experiments are performed in an indirectly heated flighted rotary kiln with an inner tube diameter of 500 mm and a tube length of 1.76 m. The experiments are done in batch operation without kiln tube inclination. The drum is filled with granular material and both ends of the drum are enclosed with grids to avoid particle discharge. The whole system is heated to an upper reference temperature. The temperatures of the drum wall, the granular material and the gas phase are continuously measured at different axial, radial and circumferential positions. With the help of the temperatures and the previously measures heat transfer areas, energy balances are solved.

During the heating phase, the contact heat transfer is calculated. The contact heat transfer coefficient is calculated and compared with literature models. Good agreement between the experimental data and the model from Li et al. is found. The contact heat transfer coefficient can be increased by increasing the rotational speed, the filling degree, the flight length ratio and the bulk density. Decreasing the particle diameter also increases the contact heat transfer coefficient, while it is nearly independent on the number of installed flights.

The main aim of this project is to obtain convective heat transfer coefficients at the particle curtains, which are discharged from the flights. These coefficients are obtained during the cooling phase. Three different approaches are used and compared with literature models. Good agreement between the measured data and the model of overflowed spheres is found. Increasing the rotational speed decreases

the convective heat transfer coefficient, when the drum is at an under-loaded state, while it is nearly constant at an over-loaded state. Increasing the filling degree has a positive effect on the convective heat transfer coefficient, while it just slightly increases with the air flow rate. Increasing the flight length ratio, the number of installed flights and the particle diameter decreases the convective heat transfer coefficient. A higher bulk density shows a positive effect on the convective heat transfer coefficient.

Due to the fact, that some of the above mentioned parameters also affect the heat transfer areas, the overall transferred heat might still increase, although the heat transfer coefficient decreases. This is especially the case for the flight design parameters (flight length ratio, number of flights), where an increase of each of the parameters decreases the convective heat transfer coefficient, but the overall transferred heat per kelvin temperature difference is significantly increased.

At the Ruhr-University Bochum the effects of the bulk microstructure on heat transfer in a rotary kiln with lifting blades were numerically investigated using the Discrete Element Method (DEM). For this purpose, experimental studies performed at the University of Magdeburg (Research Institute 1) were compared with corresponding simulations. The numerical procedure used allows the description of the bulk material movement and the heat transfer processes within the solid bed. Since the rotary kiln investigated was operated in a non-conveying mode, the simulation domain could be limited to a small segment (length of 50 mm) to reduce the computational costs.

As a first step, the transversal particle material movement was investigated by comparing existing experiments performed at the Otto von Guericke University of Magdeburg with numerical simulations. The angle of repose in the blades and the mass flow leaving the blades were used to characterize and compare the two investigations. Generally, a good agreement of the experimental and numerical results was achieved. In addition, it was shown that the angle of repose and the blade mass flow increase with increasing rotational speed.

In a next step, the influence of the rotary kiln parameters on the heat transfer was analysed. For that purpose an indirectly heated rotary kiln was simulated. It could be observed that an increase of the rotational speed and a reduction of the filling degree increases the heat transfer between the rotary kiln wall and the particle bed. The temporal evolution of the experimental and numerical bed temperatures were in good agreement. In contrast, a comparison of the temperature during a direct cooling

process initially showed differences between simulated and experimentally determined values. These differences could be corrected by an additional description of the gas phase within the rotary kiln using a coupled DEM-CFD approach. With this extended simulation tool the locally varying gas flow properties could be taken into account. It was found that, in addition to an increasing rotational speed, an increase in the gas velocity also contributes to an improved heat flux between the gas phase and the bulk material.

Subsequently, the lift blade properties were varied in order to investigate their influence on convective (gas) and contact (kiln wall) heat transfer. It was found that a rising number of lifting blades and the geometry of the lifting blades are associated with an improvement in heat transfer, both in indirect and direct heating or cooling.

Furthermore, the effects of the bulk material itself on the heat transfer mechanisms were investigated. For this purpose, the rotary kiln was filled with steel beads instead of glass beads, resulting in an increase of the heat transfer coefficient.

To complete the parameter study, heat transfer mechanisms within bi-disperse bulk material were investigated. For this reason, glass spheres with a diameter of 3 and 5 mm were added in different mass ratios to the rotary kiln. It became clear that a larger number of small particles contributes to a higher overall heating rate and a more homogeneous mixing. The results of these simulations were compared with our own experiments at Ruhr-University Bochum. Here, too, a good agreement was found.

The Discrete Element Method (DEM) and the coupled DEM-CFD approach turned out as a reliable tool to simulate combined mechanical and thermal processes in a rotary kiln with flights by varying the operating conditions.

### 2 Einleitung

Drehrohre sind in vielen Branchen eingesetzte verfahrenstechnische Apparate zur thermochemischen Behandlung von feinen und granularen Schüttgütern. Sie sind durch eine kontinuierliche Drehung um die Rohrachse, eine Neigung zur Horizontalen und eine dadurch induzierte axiale Schüttgutbewegung gekennzeichnet und werden in der Regel von einem Verbrennungsgas im Gegenstrom zum Schüttgut passiert. Je nach zu behandelndem Material sowie abhängig von den Anforderungen des durchzuführenden Prozesses können Drehrohre hinsichtlich der Prozesstemperaturen in verschiedene Sektionen untergliedert werden. Im Hochtemperaturbereich des Drehrohres wird die Wärme überwiegend durch Strahlung übertragen. Im Einlauf des Schüttgutes sind die Temperaturen niedriger und damit die Strahlung deutlich geringer. Hier wird jedoch oftmals viel Wärme benötigt, wenn z. B. das Material getrocknet werden muss. Zur Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangs werden daher im Einlaufbereich Schaufeln eingesetzt, die das Schüttgut anheben und dann kontinuierlich abwerfen. Bei höheren Temperaturen können Schaufeln auf Grund von Festigkeitsproblemen nicht mehr eingesetzt werden. Mit Abbildung 1 wird das Bewegungsverhalten näher erläutert. Die Fotos sind an einer eigenen Versuchsanlage aufgenommen worden. In der oberen Reihe der Fotos ist bei gleichbleibender Geometrie die Drehzahl erhöht worden. Bei zu niedriger Drehzahl wird das Schüttgut nur in dünnen Schleiern abgeworfen und bei zu hoher Drehzahl vornehmlich im rechten Querschnitt abgeworfen, was übrigens zu einer hohen mechanischen Belastung der Schaufeln führt. Es existiert für die Schaufelgeometrie also nur eine Drehzahl, bei der das Schüttgut gleichmäßig über den Querschnitt verteilt abgeworfen wird (Abbildung 1 b). In der unteren Reihe ist bei gleicher Drehzahl die Anzahl und Geometrie der Schaufeln variiert worden. Man erkennt, dass sich nun im rechten Teil des Querschnitts eine Querströmung ausbildet, die das Schüttgut aufwirbelt. Diese Verwirbelung des Schüttguts könnte zwar den Wärmeübergang verbessern, führt jedoch dazu, dass mit der axialen Strömung feines Material mitgerissen und somit ausgetragen wird. Dieses Material muss dann aufwändig im Filter abgeschieden werden, was eine Hauptproblematik beschaufelter Drehrohre ist.



Abbildung 1: Versuche zur transversalen Schüttgutbewegung (a-c Variation der Drehzahl / e-f Variation von Hubschaufel-Längenverhältnis und –Anzahl).

In Abbildung 2 sind beispielhaft die Querschnitte zweier handelsüblicher Drehrohre mit Schaufeleinbauten gezeigt. Man erkennt, dass über dem Umfang die Schaufeln sehr dicht angeordnet sind. Schaufeln werden rein empirisch ausgelegt, unter dem Motto: viel hilft viel. Die eigene Erfahrung zeigt jedoch, dass viele Schaufeln die Staubwirkung sehr fördern, wie in Abbildung 1 ersichtlich ist. Wie die Schaufelanordnung den Wärmeübergang beeinflusst, ist nicht bekannt. Zum einen ist der Mechanismus des Wärmeübergangs sehr komplex und zum anderen ist eine Vielzahl von Parametern maßgebend. Zur Beschreibung des Mechanismus des Wärmübergangs müssen sowohl die wirksame Strömungsgeschwindigkeit als auch die effektive Wärmeübergangsfläche bekannt sein. Es besteht eine axiale Strömungskomponente durch das entgegengesetzt zum Schüttgut geführte Verbrennungsgas. Durch das herabfallende Schüttgut wird noch eine zusätzliche Relativgeschwindigkeit quer zur Hauptströmung erzeugt, die von der Fallhöhe abhängt. Weiterhin ist nicht bekannt, ob die äußere Oberfläche der Schleier maßgebend ist, oder ob die Partikel derart dispergiert sind, dass auch eine Umströmung der Partikel wirksam ist.



Abbildung 2: Querschnitt eines Drehrohres mit Hubschaufeleinbauten.

Diese Vorgänge werden von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst:

- die Drehrohrparameter Durchmesser, Länge und Neigungswinkel,
- die Hubschaufelparameter Anzahl, Anordnung und Form,
- die Betriebsparameter Schüttgutdurchsatz, Drehzahl und Gasdurchsatz
- die Materialparameter wie Korngröße, Korngrößenverteilung, Fließfähigkeit, Schüttwinkel, Dichte, spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit.

Da die Wechselwirkungen dieser Prozessparameter nicht bekannt und nur sehr schwer messbar sind, sind die Auslegung der Drehrohre und die Optimierung der Prozesse auch heute noch stark empirisch geprägt.

Basierend auf Kräftebilanzen und geometrischen Beziehungen wurde vom Antragsteller eine makroskopische Beschreibung des transversalen Bewegungsverhaltens rieselfähigen Schüttguts in Drehrohren mit L-förmigen Schaufeln im Rahmen einer Dissertation entwickelt [1]. Damit kann die Materialbewegung für feines, als Kontinuum anzusehendes Material quantitativ hinreichend sicher beschrieben werden. Im Gegensatz dazu stehen zur Beschreibung des Wärmeübergangs zwischen Schüttgut und Gasphase lediglich einige wenige empirische Modelle zur Verfügung. Diese sind in Abhängigkeit der verwendeten Versuchsanlage und eingesetzten Materialien mit verschiedenen Korrelationsvariablen versehen, so dass allgemeingültige Aussagen hinsichtlich der Drehrohrdimensionierung nur begrenzt möglich sind. Insbesondere der Wärmeübergangsmechanismus und die wärmeübertragende Fläche sind nicht bekannt. Daher ist ein Scale-Up auf Industriemaßstab (bis Faktor 10 bei 6 m Durchmesser) nicht möglich.

Ziel des vorliegenden Projektes ist es, den Partikelabwurf und die dadurch beeinflusste Gasströmung mit einer partikelbasierten Simulationsmethode (CFD/DEM) aufzulösen, experimentell zu validieren und makroskopische Modelle für die Wärmeübertragung herzuleiten.

Der breite, branchenübergreifende Einsatz beschaufelter Drehrohre hat, auf Basis der bis dato nahezu rein empirischen Entwicklung, eine Vielzahl von konstruktiven Lösungen zur Wärmebehandlung unterschiedlichster Materialien hervorgebracht, die häufig im Wettbewerb untereinander und mit anderen Herstellungsverfahren stehen. Auf neuartige Produkte und neuartige Anwendungen von Drehrohren, die im Zuge der fortschreitenden Entwicklung auftreten, kann auf dieser Grundlage nur sehr schwer bzw. nur mit großem experimentellem Aufwand reagiert werden. Gleichzeitig steigen die Anforderungen an die Qualität der marktgängigen Produkte, insbesondere an die Homogenität des hergestellten Materials, an die Flexibilität der Anlagen und Anlagenauslegung (zur zeitnahen Reaktion auf Marktveränderungen und Absatzschwankungen) und an die Effizienz des Energie- und Stoffeinsatzes.

Auf Basis der genauen Kenntnis des Wärmeübergangs können Drehrohre schneller und sicherer ausgelegt werden. Dies spart Kosten, insbesondere in Phasen der Angebotserstellung und gestattet es Sicherheitszuschläge, insbesondere bei der Länge der Rohre, zu verringern. Dadurch können die Preise bzw. Investitionskosten gesenkt werden, was ein internationaler Wettbewerbsvorteil ist.

Vorhandene Drehrohranlagen können gezielter optimiert und genauer an spezifische Produkteigenschaften angepasst werden. So kann die Produktgualität auf Basis bekannter, partikelaufgelöster Temperatur-Zeitverläufe gesteigert werden. Bei Absatzschwankungen kann der Prozess besser geregelt werden, was zu einer besseren Gleichmäßigkeit der Produktqualität, zur Verkleinerung von Ausschussmengen und damit zu verbesserter Ressourceneffizienz führt. Schließlich können durch Kenntnis und Bilanzierung der bisher nicht zu trennenden unterschiedlichen Stoff- und Energieströme im Drehrohr neuartige Konzepte zur Energieeinsparung und zur internen Energierückführung entwickelt werden (z. B. durch verkürzte Drehrohrlänge), was nicht nur zur Senkung der Betriebskosten führt, sondern auch den volkswirtschaftlichen Zielen eines nachhaltigen Wirtschaftens entgegenkommt.

Vor diesem Hintergrund ist der größte Teil der deutschen Unternehmen, die Drehrohranlagen bauen, insbesondere der KMU, in dem projektbegleitenden Ausschuss vertreten. Diese Anlagenbauer sind jeweils auf verschiedene Produkte spezialisiert, wie beispielsweise Zement, Metallstäube oder Mineralien und stehen im internationalen Wettbewerb. Da nach Projektende das Wärmetransportverhalten verschiedener Schüttgüter und die Auswirkung der Schaufeln auf die Wärmeübertragung im Detail bekannt sein werden, und die Erkenntnisse in das makroskopische Auslegungsvorgehen einfließen, können die Anlagenbauer ihre Drehrohre künftig auch für andere Materialien anbieten, Optimierungen vornehmen und sich somit neue Geschäftsfelder erschließen. Bisher ist man auf empirische Erfahrungen angewiesen, so dass für neue Schüttgüter erst aufwändige Untersuchungen an halbtechnischen Drehrohren durchgeführt werden müssen. Ohne dieses kostenintensive und risikoreiche Vorgehen werden die deutschen Unternehmen mit den hier zu erarbeitenden Ergebnissen international wettbewerbsfähiger sein.

Den im Projektausschuss vertretenen Engineering-Unternehmen bieten die entwickelten und erweiterten makroskopischen Modellgesetze die Möglichkeit einer verbesserten, zielgerichteten Beratung von Drehrohrbetreibern und Herstellen.

### 3 Stand der Forschung

Der axiale und transversale Materialtransport in Drehrohren ohne Einbauten können mit Hilfe makroskopischer Modellgesetze quantitativ beschrieben werden, wenn die materialspezifischen Eigenschaften und die daraus resultierenden Eingangsparameter bekannt sind [2, 3]. Diese hängen in der Regel nicht nur von den Stoffdaten, sondern auch von den Betriebsbedingungen ab (z. B. dynamischer Schüttwinkel, Drehzahl, Füllungsgrad und temperaturabhängigen Reibungsbeiwerten). Die makroskopischen Ansätze können um den Wärmeübergang in die Drehrohrschüttung und den mit der Bewegung des Feststoffs verbundenen Wärmetransport erweitert werden, so dass eine stationäre, phänomenologisch korrekte Beschreibung entwickelt werden kann [4 bis 6]. Implizit enthalten ist darin immer eine Kontinuums-Annahme, die voraussetzt, dass es sich bei den betrachteten Größen um stetige Funktionen handelt.

Im Gegensatz zu den Kontinuums-Beschreibungen können diskrete Ansätze, wie die die auf Diskrete Element Methode (DEM), detaillierten zeitaufgelösten Einzelpartikelbetrachtungen in bewegten Schüttungen basiert, die Vorgänge bis auf Skalen unterhalb der Partikelabmessungen abbilden (z. B. Temperaturverteilung im Partikel, zeitaufgelöste Partikelbahnen, Häufigkeitsverteilungen von Größen wie Verweilzeit oder Geschwindigkeit). Dabei kann der gesamte Bereich vom gering beladenen Gas bis hin zur dichten, mechanisch bewegten Schüttung mit einem einheitlichen Ansatz behandelt werden. Allerdings wächst der Simulationsaufwand in der Regel überproportional mit der Zahl der betrachteten Partikel, was die direkte Anwendung zur Anlagenauslegung auf absehbare Zeit noch sehr stark einschränkt.

#### 3.1 Transversale Materialbewegung

Die Wirkung von Einbauten in Drehrohren auf die Bewegung des Schüttguts wird maßgeblich von der Anzahl, Größe und Form der Hubschaufeln bestimmt [7 bis 12]. Nach Baker [13] sind L-förmige Hubschaufeln für rieselfähige Schüttgüter am besten geeignet, da hiermit große Fallhöhen und gleichmäßige Partikelverteilungen erreicht werden. In Abbildung 3 sind die geometrischen Verhältnisse in einem solchen Drehrohrquerschnitt schematisch dargestellt. Anhand der dargestellten geometrischen Verhältnisse sowie der von Betriebszustand und Material abhängigen

dynamischen und kinetischen Schüttwinkel kann die Materialbewegung beschrieben werden. Unter einem Winkel von  $\delta = 0^{\circ}$  tritt die Hubschaufel aus dem Feststoffbett aus und transportiert die mitgenommene Schüttung aufwärts. Während der Drehung des Rohres rieseln die Partikel von der Hubschaufel und fallen in den freien Gasraum, bis sich die Hubschaufel unter einem Winkel von  $\delta = \delta_L$  vollständig entleert hat. Zur Quantifizierung der wärme- und stoffübertragenden Austauschfläche, die durch den Rieselschleier gebildet wird, sind Aussagen zur Entleerungscharakteristik der Hubschaufeln erforderlich, die auf Grundlage des Ansatzes von Schofield und Glikin [14] berechnet werden können. Mit Hilfe des kinetischen Schüttwinkels lässt sich damit die auf der Hubschaufel befindliche Schüttgutmasse (Hold-Up) in Abhängigkeit vom Entleerungswinkel  $\delta$  beschreiben. Der Abriesel-Massenstrom resultiert somit aus der zeitlichen Änderung des Hubschaufelfüllungsgrades, für dessen Berechnung die drei in Abbildung 3 dargestellten Bereiche (I, II, III) des Umfangswinkels  $\delta$  zu unterscheiden sind.



Abbildung 3: Winkelverhältnisse im Drehrohr mit L-förmigen Hubschaufeln. ω: Winkelgeschwindigkeit, γ: kinetischer Schüttwinkel, α: Breite der Hubschaufel in °, β: Winkel zwischen den Hubschaufel-Enden, r<sub>H</sub>: radialer Abstand des Hubschaufel-Rückens vom Trommelzentrum, r<sub>HS</sub>: radialer Abstand der Hubschaufel-Spitze vom Trommelzentrum, h<sub>F</sub>: Fallhöhe, ε: Füllwinkel, Θ<sub>A</sub>: dynamischer Schüttwinkel

Um die wärme- und stoffaustauschenden Oberflächen der Schleier zu bestimmen, werden die Bewegungsbahnen und die Fallzeit der abrieselnden Partikel aus den Kräftebilanzen für den reibungsbehafteten Fall ermittelt [15 bis 17]. Unter der Annahme, dass alle Partikel Kugelform besitzen und diese von den heißen Gasen gleichmäßig umspült werden [18 bis 20], lässt sich die Übertragungsfläche aus der
gesamten, von den Hubschaufeln abrieselnden Schüttgutmasse berechnen. Diese Modelle wurden von der Forschungsstelle 1 (FS1) erweitert, in dem auch die Trägheitskräfte mitberücksichtigt wurden [17]. Dadurch lässt sich die Entleerungscharakteristik insbesondere der letzten Schaufeln genauer beschreiben, wodurch eine bessere Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen erzielt werden konnte. Es wurden umfangreiche eigene Experimente mit zwei Versuchstrommeln mit 500 mm und 1000 mm Durchmesser durchgeführt, um ein Scale-Up zu erreichen [1, 12, 17, 21 bis 24]. Die Abhängigkeiten des Schüttgutverhaltens von den Parametern radiale Hubschaufelhöhe  $(I_1)$ , tangentiale Hubschaufelbreite  $(I_2)$ , Anzahl Hubschaufeln, Drehzahl, Füllungsgrad, Schüttgutfeuchte an und Drehrohrdurchmesser wurden hierbei untersucht. Als Versuchsmaterialien wurden Quarzsand, Glaskugeln und Kalkstein mit verschiedenen Körnungen verwendet. Eine exemplarische Darstellung ausgewählter Versuchsreihen ist Abbildung 1 zu entnehmen.

Diskrete partikelbasierte Simulation, die ausgehend von einer individuellen Betrachtung hinreichend großer Partikelkollektive simultan die Bewegung und thermische Interaktion in Schüttgütern berechnen können, haben sich in den letzten Jahren etabliert. Diese Diskrete Element Methoden (DEM) werden zunehmend eingesetzt, um die mechanischen, thermischen und stofflichen Transportvorgänge in bewegten Schüttungen abzubilden oder auf mikroskopischer, innerund intrapartikulärer Ebene zu analysieren. Die Abbildungsgüte der Misch- und Transportvorgänge **DEM-Simulationen** bei mechanisch von induzierter Schüttgutbewegung wurde im Kontext von Rostfeuerungen von Sudbrock et al. [25] durchgeführt. Bereits von Arntz et al. [26] wurde die Mischung kugelförmiger Partikel mittels DEM in einem Drehrohr untersucht. Allerdings konnten nur bis zu 8000 Partikel betrachtet werden. Chandratilleke et al. [27] untersuchten die Wechselwirkung einer linear bewegten Schaufel mit einem granularen Medium und verglichen diese mit experimentellen Untersuchungen. Zhou et al. [28] untersuchten die Mikrodynamik der Schüttgutbewegung in einem vertikal angeordneten beschaufelten Mischer. Die Mischung in einem horizontal angeordneten Rohrmischer mit einer Pflugscharschaufel wurde von Cleary [29] simuliert und mit experimentellen Untersuchungen verglichen. Die von Schaufeln abrieselnden Strähnen haben Wechselwirkungen mit der Gasphase, die sind mit Vorgängen bei der pneumatischen Dichtstromförderung vergleichbar sind, wie sie bei Sturm et al. [30] mittels DEM

untersucht wurden. Höhner et al. [31] weisen den Effekt der Partikelgeometrie auf die Bewegung von nicht kugelförmigen Partikeln in Drehrohren mittels DEM nach und validieren die Ergebnisse anhand eigener Experimente. Die experimentelle Untersuchung ganzer Parameterbereiche und der Vergleich dieser Ergebnisse mit korrespondierenden Simulationen wurden in dem vorausgegangenen Projekt (IGF-17133) für Drehrohre ohne Einbauten durchgeführt. Erst nach solchen Untersuchungen ist, wie das laufende Projekt gezeigt hat, eine hinreichend genaue, prädiktive Verwendung derartiger Simulationen (Komossa et al. [32]) möglich.

#### 3.2 Wärmeübertragung

Für industrielle Drehrohre mit Hubschaufeln existieren erst relativ wenig empirische Untersuchungen zum Wärmeübergang. Dabei werden nur volumetrische Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von Korrelationsvariablen formuliert. Für ein beschaufeltes Drehrohr mit Sekundärmaterialeinlass wurden von Le Guen et al. [33] Korrelationen vorgestellt sowie von Si et al. [34] für einen als Drehrohr ausgebildeten Aschekühler mit Einbauten. Blumberg [35] hat seine eigenen experimentellen Ergebnisse mit Untersuchungen von Langrish et al. [20], Friedman und Marshall [36] und Saeman und Mitchell [37] verglichen. In diesen Untersuchungen weisen die Messwerte große Abweichungen zu den Korrelationen auf. Für ein hinreichendes Scale-Up auf den Industriemaßstab sind die bisherigen Modelle somit nur bedingt einsetzbar.

Erste Arbeiten zur numerischen Beschreibung der Wärmeübertragung mittels DEM stammen von Vargas und McCarthy [38, 39], die ein zweidimensionales DEM-Modell um die Wärmeübertragung erweiterten. Der Vergleich mit Experimenten als auch mit Ergebnissen einer Kontinuumsbetrachtung zeigte deutlich die Vorteile der DEM. Die Wärmeübertragung ist durch das anisotrope Verhalten auf Partikelskalen geprägt, was durch Kontinuumsansätze nur mit stark vereinfachenden Modellvorstellungen beschrieben werden kann. Die thermische Kopplung mit einem die bewegte Schüttung durchströmenden Fluid erfordert eine Beschreibung des mit der Fluidbewegung verknüpften Wärmetransports. Die wird durch einen mit der Partikelsimulation gekoppelten strömungsmechanischen Code realisiert (CFD/DEM Kopplung). Für durchströmte Silos und geringfügig bewegte Schüttungen sind die theoretischen Grundlagen für eine umfassende Modellbildung u. a. in Zhu et al. [40]

beschrieben, entsprechende Konzepte wurden in der CFD/DEM Kopplung der Forschungsstelle 2 (FS2) für reagierende Systeme bereits mehrfach eingesetzt (Simsek et al. [41, 42]).

Die Anwendung der mit CFD gekoppelten DEM für Drehrohre mit Schaufeln ist den Antragstellern aus der Literatur derzeit nicht bekannt, die benötigten Werkzeuge und Modellkomponenten wurden aber im vorausgegangenen Projekt (IGF-17133) bereits für den Betriebszustand des "rolling mode" entwickelt.

#### 3.2.1 Kontaktwärmeübergang

Zum Kontaktwärmeübergang in Drehrohren gibt es zahlreiche Literatur. Schlünder [43] untersuchte 1971 den Wärmeübergang zwischen Kugeln und einer sich bewegenden Wand. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt dabei mit abnehmender Kontaktzeit. 1981 zeigte Schlünder [44], dass beim Wärmeübergang zwischen einer Heizfläche und einer Partikelschüttung zwei Wärmeübergangswiderstände auftreten. Der erste Widerstand tritt beim Kontaktpunkt von der Wand und der ersten Partikelschicht auf. Der zweite ist der Wärme-Eindringwidestand, der beim Wärmedurchgang durch die Schüttung auftritt. 1984 postulierten Schlünder und Mollekopf [45], dass sich der Kontaktwärmeübergangskoeffizient ausschließlich mit Hilfe von physikalischen Eigenschaften des Schüttgutes sowie des Gases und der Kontaktzeit berechnen lässt. Die Studie zeigt, dass kein innerer Einzelpartikel-Widerstand berücksichtigt werden muss und der Kontaktwärmeübergangskoeffizient ohne empirische Untersuchungen berechnet werden kann. Vosteen [46] hat diese Aussage 1984 relativiert. Er schreibt, dass die theoretischen Modelle gute Annäherungen an den reellen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermöglichen, von empirische Untersuchungen zur exakten Auslegung entsprechenden Kontaktapparaten jedoch unumgänglich sind. Besonders der Einfluss der Drehzahl wird von der individuellen Apparategeometrie beeinflusst, da nicht jede Apparate-Umdrehung eine "thermisch voll wirksame" Umdrehung bedeutet. 1987 untersuchte Lybaert [47] den Kontaktwärmeübergang in Drehrohren und den Einfluss von Partikeldurchmesser, Drehzahl, Füllungsgrad sowie Drehrohrdurchmesser. Er ermittelte höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei geringerem Partikeldurchmesser sowie bei höherer Drehzahl. Für den Füllungsgrad und den Drehrohrdurchmesser konnte kein signifikanter Einfluss nachgewiesen werden.

Vargas et al. [38, 39] modellierten 2001 sowie 2002 die Wärmeleitung in Schüttbetten mittels zweidimensionaler DEM und zeigen qualitative Übereinstimmung mit empirischen Daten.

Dhanjal et al. [48] haben 2004 das Auftreten von radialen Temperaturgradienten im Schüttbett mit Sand unterschiedlicher Partikelgrößenverteilung untersucht. Dazu wurde die Schüttbetttemperatur an verschiedenen radialen Positionen während des Aufheizens gemessen. Die Vermutung, dass Segregationseffekte die radialen Temperaturgradienten beeinflussen, konnte nicht bestätigt werden. Vielmehr zeigt sich, dass eine unzureichende Schüttbettdurchmischung ursächlich für die radialen Temperaturgradienten ist. Die thermische Leitfähigkeit der aktiven Schicht konnte durch eine verbesserte Durchmischung um den Faktor fünf erhöht werden. Trotzdem konnten durch die Verbesserte Durchmischung in der aktiven Schicht die radialen Temperaturgradienten im Schüttbett nicht aufgehoben werden. Zudem wird gezeigt, dass feinere Partikel eine geringere Temperatur aufweisen, da sie sich im Kern der passiven Schicht der Schüttung ansammeln.

Li et al. [49] stellten 2005 ein eindimensionales, axiales Kontaktwärmeübergangsmodell vor. Darin ist der Ansatz von Schlünder und Mollekopf [45] zur Beschreibung des Widerstands durch die erste Partikelschicht enthalten. Der Penetrationswiderstand wurde aus vorhandenen Modellen zur Wärmeleitung in Wirbelschichten sowie festen Schüttungen entwickelt. Das Modell ist experimentell mit Sand- und Soda-Schüttungen validiert worden. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Modell- und Messwerten.

Sonavane [50] und Specht [51] analysierten neben Sand ebenfalls Kupfer-Partikel. Das radiale Temperaturprofil der jeweiligen Schüttung wurde gemessen. Mit Hilfe einer mittleren Schüttbett-Temperatur wurden Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermittelt. Diese betragen 100-350 W/m<sup>2</sup>K für Sand respektive 300-500 W/m<sup>2</sup>K für Kupfer-Partikel. Mit steigender höhere Drehzahl werden Kontaktwärmeübergangskoeffizienten erzielt. Dies ist in Übereinstimmung mit den Modellen von Schlünder [44, 45] sowie Li et al. [49], in denen der Kontaktwärmeübergangskoeffizient bei geringeren Kontaktzeiten höhere Werte annimmt. 2009 entwickelten Sonavane und Specht [52] ein FEM Modell, um die Temperatur der Drehrohrwand abzubilden. Damit wurde gezeigt, dass die umfangspositionsbedingten Fluktuationen der Wandtemperatur mit steigender

Drehzahl abnehmen und unabhängig vom Drehrohrdurchmesser sind. Das Modell ist in guter Übereinstimmung mit gemessenen Werten.

Figueroa et al. [53] stellten 2010 ein DEM-Modell vor, mit dem der Zusammenhang zwischen Durchmischungs-Rate und Kontaktwärmeübergang analysiert wurde. Sie weisen nach, dass eine Erhöhung der Durchmischungs-Rate auch negative Auswirkung auf den Wärmeübergang im Schüttbett haben kann. Dies gilt insbesondere für Partikel mit geringer Wärmeleitfähigkeit, bei denen eine gewisse Kontaktzeit für den Wärmeübergang benötigt wird. Ist die Durchmischungs-Rate zu hoch, wird die Kontaktzeit verringert und der Wärmeübergang verschlechtert. Als ausschlaggebendes Kriterium haben sie die Péclet-Zahl genannt. Eine hohe Péclet-Zahl deutet auf thermisch schnell durchmischte Schüttbetten hin, in denen die Wärmeleitung zwischen den Partikeln den Wärmeübergang dominiert. In diesen Fällen wirkt sich eine geringe Drehzahl - und damit eine geringe Durchmischungs-Rate – positiv auf den Wärmeübergang aus. Bei geringen Péclet-Zahlen hingegen ist die Wärmeleitung zwischen den Partikeln so gut, dass sie von höheren Durchmischungs-Raten nicht beeinflusst wird. Höhere Drehzahlen wirken sich dann positiv auf den Wärmeübergang aus. Liu und Specht [54] haben 2010 eine Messapparatur vorgestellt, mit der radiale, axiale und umfangsbezogene Temperaturprofile gemessen werden können. Es zeigen sich von der radialen Position abhängige Temperaturen. Die Umfangsposition hat einen vernachlässigbaren Einfluss.

Herz et al. [4] stellten 2012 mehrere analytische Modelle zur Berechnung des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten gegenüber. Dabei werden erhebliche quantitative Unterschiede festgestellt. Ein Vergleich mit eigenen empirischen Daten zeigt gute Übereinstimmung mit den Modellen von Wes et al. [55], Schlünder und Mollekopf [45] sowie Li et al. [49]. In einer weiterführenden Studie analysierten Herz et al. [5] den Einfluss von Drehzahl, Füllungsgrad, Partikeldurchmesser sowie thermo-physikalischen Eigenschaften der Partikel. Mit steigender Drehzahl, geringerem Füllungsgrad sowie kleineren Partikeldurchmessern werden höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten erreicht. Die gemessen Werte werden mit Modellen aus der Literatur verglichen. Die Modelle von Wes et al. [55], Tscheng und Watkinson [56] sowie Schlünder und Mollekopf [45] weichen stark von den Messwerten ab. Das Modell von Li et al. [49] hingegen kann die gemessenen Verläufe sehr gut abbilden. Dies wurde in nachführenden Studien von Nafsun [57],

Nafsun et al. [58, 59] sowie Herz et al. [6] bestätigt, wofür zunächst die Temperaturverteilung im Schüttbett untersucht wurde [60, 61]. Anschließend wurde die Abhängigkeit der thermischen Schüttbett-Durchmischung von Betriebsparametern von Nafsun et al. [62] untersucht. Hohe Drehzahlen haben eine schnellere thermische Durchmischung zur Folge. Ein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades ist nur bei geringen Drehzahlen ersichtlich. Dann wirkt sich ein geringerer Füllungsgrad positiv auf die thermische Durchmischung aus. Bei hohen Drehzahlen ist kein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades ersichtlich.

al. [63] entwickelten ein DEM Modell, mit dem sie den Emady et Kontaktwärmeübergang simulieren. Bei Erhöhung der Drehzahl von 1 auf 5 rpm wird der Kontaktwärmeübergangskoeffizient erhöht. Bei größeren Drehzahlen sinkt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient ab. Eine Erklärung für diesen Verlauf konnten die Autoren nicht geben. Das DEM Modell von Zhang et al. [64] stimmt eher mit den bisher beschriebenen Parameter-Abhängigkeiten überein. Mit steigender Drehzahl und sinkendem Füllungsgrad werden höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten berechnet.

Bongo Njeng et al. [65] haben 2018 den Kontaktwärmeübergang im beschaufelten Drehrohr untersucht. Die gemessenen Werte liegen zwischen 100 und 300 W/m<sup>2</sup>K und sind abhängig von der Hubschaufel-Geometrie. Jedoch ist kein allgemeingültiger Trend ersichtlich. Xie et al. [66, 67] haben verschiedene Parameter-Einflüsse auf den Kontaktwärmeübergang im beschaufelten Drehrohr mittels DEM untersucht. Sie ermitteln mit der Drehzahl ansteigende Kontaktwärmeübergangskoeffizienten. Eine Steigerung der Hubschaufelanzahl wirkt sich negativ auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten aus. ebenso wie eine Erhöhung der Hubschaufel-Länge sowie -Breite. Mit radialen Hubschaufeln ist der Kontaktwärmeübergang besser als mit bogenförmigen Hubschaufeln. Die ermittelten Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sind jedoch mit Werten zwischen 1,7 und 11 W/m<sup>2</sup>K für Stahlkugeln sehr gering.

#### 3.2.2 Konvektiver Wärmeübergang am Partikelschleier

Zur Konvektion im Drehrohr existiert ebenfalls zahlreiche Literatur. Dabei wird meist die Konvektion an der Schüttbett-Oberfläche thematisiert. Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier hingegen ist empirisch sowie analytisch/numerisch wenig erforscht.

Gnielinski [68, 69] veröffentlichte 1975 Nussselt-Korrelationen, mit denen der konvektive Wärmeübergang an überströmten Platten und Kugeln (lamniarer bis turbulenter Bereich) sowie durchströmten Rohren (Übergangs- und turbulenter Bereich) berechnet werden kann. 1995 wurde von Gnielinski [70] eine überarbeitete Gleichung zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung in durchströmten Rohren vorgestellt.

Hsiau und Hunt [71] untersuchten 1993 den Einfluss der Schüttbettdurchmischung auf den Wärmeübergang mittels theoretischer Gastheorie. Sie nahmen an, dass sich die Partikel in der Schüttung bewegen wie Moleküle im Gas. Mit Hilfe der entwickelten Analytik wurden effektive thermische Leitfähigkeiten im Schüttbett berechnet und anschließend mit empirischen Daten verglichen. Dabei zeigten sich quantitativ große Unterschiede. Begründet wurden die Unterschiede durch die Annahmen von gleichmäßigen Partikel-Interaktionen sowie eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Schüttbett. Zudem lassen sich die lokale Schüttgut- und Schüttbettdichte schwer ermitteln, wodurch diese als konstant angenommen werden mussten. Boateng [72] postulierte 1998, dass die kinetische Gastheorie dann Anwendung finden kann, wenn eine entsprechend hohe Drehzahl vorliegt. Die Partikeldiffusion verbessert dann den gesamten Wärmeübergang im Schüttbett.

Ein von Boateng und Barr [73] 1996 vorgestelltes Modell ermöglicht die Berechnung konvektiven Wärmeübergangs der auf des von Gasphase die freie Schüttbettoberfläche. Darin wird die zweidimensionale transversale Partikelbewegung an eine eindimensionalen Pfropfenströmung gekoppelt, womit sich dreidimensionale Temperaturprofile des Schüttbetts berechnen lassen. Das Modell hat experimentell gemessene Temperaturprofile sehr gut abgebildet. Unter der Annahme von ideal durchmischtem Schüttbett zeigten Boateng und Barr, dass bei hohen Drehzahlen isotherme Temperaturprofile auftreten. Dies war ein erster Hinweis auf die 1998 postulierte Übertragung der kinetischen Gastheorie auf das Schüttbett in Drehrohren.

Die empirische Beschreibung der Konvektion am Partikelschleier erweist sich als besonders komplex. Es muss die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel bekannt sein. Die Fallgeschwindigkeit der Partikel ist positionsabhängig, kann jedoch unter der Annahme eines freien Falls berechnet werden. Trotzdem unterliegt diese Geschwindigkeit Ungenauigkeiten, da die Fallgeschwindigkeit der Partikel im

Schleier größer ist als beim Fall des Einzelpartikels [74, 75]. Das Gas strömt in axialer Richtung mit bekannter mittlerer Geschwindigkeit durch das Drehrohr. Bereits in Drehrohren ohne Einbauten zeigen sich jedoch asymmetrische Strömungsprofile im Querschnitt [76]. In Drehrohren mit Hubschaufeln beeinflussen sich zusätzlich die Gasströmung und die fallenden Partikelschleier [16, 77]. Die fallenden Partikelschleier verdrängen das Gas, wodurch eine horizontale sowie nach oben gerichtete Gasbewegung und Turbulenzen [75] hervorgerufen werden. Zudem entstehen horizontale Fluktuationen durch die sich ändernden Positionen der Partikelschleier. Zur Beschreibung der Relativgeschwindigkeit müssen daher Annahmen getroffen werden.

Neben der Relativgeschwindigkeit muss auch die Kontaktfläche zwischen Partikel und Gas bekannt sein. Wird davon ausgegangen, dass alle Partikel gleichermaßen mit dem Gas im Wärmeaustausch stehen, ergibt sich die Kontaktfläche als Summe der Partikeloberflächen in der Luftphase. Wird angenommen, dass die Partikelschleier umströmt werden, liegen überströmte Platten vor [16], deren Oberflächen sich aus der Höhe und der Tiefe der Partikelschleier ergeben.

Evripidis und Schlünder [15] haben eine konstante Gasgeschwindigkeit im Querschnitt und einzeln überströmte Partikel angenommen. Die getroffenen wurden Annahmen nach Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten durch einen Korrekturfaktor berücksichtigt. Konkrete Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten werden jedoch nicht präsentiert. Evripidis [78] und Blumberg [35] zeigten, dass der konvektive Wärmeübergang bei Annahme von umströmten Einzelkugeln nahezu unabhängig von der Drehzahl ist. Nach Baker [16] müssten jedoch nicht die Einzelpartikel, sondern der Schleier als Platte betrachtet werden. Für diese Annahme stellt Blumberg [35] eine Approximation zwischen Messwerten aus der Literatur und eigenen Messwerten auf. Die Approximation kann die Messwerte gut abbilden. Wardjiman und Rhodes [79] analysierten 2009 den Wärmeübergang an einem einzelnen fallenden Partikelschleier, der von Gas um- bzw. durchströmt wird. Mit Hilfe der Messergebnisse konnte ein Modell entwickelt werden, das die Partikeltemperatur gut wiedergibt. Die Gastemperatur hingegen wird nur unzureichend berechnet. Als Ursache wird die Annahme von gleichmäßiger Gasströmung genannt, die jedoch nicht vorliegt. Eine ähnliche Studie stellten Afshar und Sheehan [80 bis 82] vor. Sie untersuchten ebenfalls den Wärmeübergang an

einem einzelnen Partikelschleier und entwickelten im Anschluss ein CFD Modell zur Berechnung der mittleren Schleiertemperatur. Das Modell kann die Messungen mit kleinen Partikeln ( $d_p = 0.29$  mm) gut abbilden. Bei größeren Partikeln ( $d_p = 0.4$  mm) treten jedoch große Diskrepanzen zwischen den gemessenen und modellierten Temperaturen auf. Die Autoren begründen die Diskrepanz durch die Annahme von einheitlicher Partikelgröße, obwohl eine breite Partikelgrößenverteilung bei den großen Partikeln vorliegt. 2017 stellten Afshar und Sheehan [83] eine Infrarotbasierte Messtechnik vor, mit der das Temperaturprofil von heißen Partikelschleiern, die durch kühle Luft fallen, dargestellt werden kann. Die dargestellten Ergebnisse lassen vermuten, dass die Porosität des Schleiers einen erheblichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat. Durch Verringerung des Partikelmassenstroms sowie Erhöhung der initialen Schleier-Breite wird der Wärmeübergang verbessert. Quantitative Aussagen zur Beeinflussung des Wärmeübergangs werden jedoch nicht getroffen. In einer nachfolgenden Studie nutzen Afshar und Sheehan [84] die Infrarot-Bilder, um ein CFD Modell aufzustellen. Mit Hilfe des CFD Modells kann die Schleierdichte sowie die Schleierbreite mit hinnehmbaren Einschränkungen berechnet werden. Scherer et al. [85] veröffentlichten 2016 ein gekoppeltes DEM-CFD Modell, um die Trocknung von Holzschnitzeln in beschaufelten Drehrohren zu simulieren. Die Simulation zeigt, dass die Trocknung - und damit der Wärmeübergang – verbessert wird, wenn die Hubschaufeln die Partikel gleichmäßig über den Querschnitt verteilen. Dies ist bei L-förmigen Hubschaufeln der Fall. Die Autoren schreiben jedoch auch, dass eine experimentelle Validierung der Simulationsergebnisse notwendig ist. Le Guen et al. [86] entwickelten ein vereinfachtes Modell zur Berechnung der Konvektion zwischen Gas und fallenden Partikeln, was zusammengefasst als Suspension betrachtet wurde. Mit Hilfe des Modells soll die optimale Ofenrohrlänge bestimmt werden können. Das Modell beinhaltet jedoch zahlreiche Vereinfachungen und ist bisher nicht experimentell validiert worden.

#### 3.3 Ziele und Ergebnisse des vorausgegangenen Projekts

Das Ziel des vorausgegangenen AiF Vorhabens IGF-17133 war es, eine vorhandene makroskopische Beschreibung der Wärmetransportvorgänge in Drehrohren um eine Detailbeschreibung der Vorgänge innerhalb des bewegten Schüttbetts zu erweitern.

Die mechanischen Schüttguteigenschaften und von der Materialbewegung abhängigen, messtechnisch aber nicht zu erfassenden Wärmeströme durch die Oberflächen des Schüttgutvolumens sowie der Wärmetransport aufgrund der transversalen Schüttgutbewegung, waren dafür zu bestimmen. Als Werkzeug, um Einblick in die Details der Vorgänge zu erlangen, dienten DEM-Simulationen, deren zunächst für eine breite Palette von System-, Gültigkeit Materialund Betriebsparametern durch den Vergleich mit experimentellen Untersuchungen nachgewiesen werden musste.



Abbildung 4: Vergleich gemessener und berechneter zeitlicher Temperaturverläufe an der Wand und an zwei Positionen in der Schüttung.

Wie im Zwischenbericht nachzulesen ist, konnte eine sehr gute Vorhersagegüte des verwendeten Codes für den Betriebszustand des "rolling mode" erreicht werden. Auf dieser Grundlage wurden im zweiten Schritt die mit der Feststoffbewegung verknüpften Wärmetransportvorgänge in der bewegten Schüttung ermittelt und ebenfalls anhand von Messungen überprüft. Abbildung 4 zeigt exemplarisch die gute Übereinstimmung zeitlicher Temperaturverläufe (links) und visualisiert für einen Zeitpunkt (rechts) die in den makroskopischen Modellen benötigte Ausdehnung der passiven kalten Zone im Kern der bewegten Schüttung. Die zeitliche Veränderung der Ausdehnung dieser Zone (die einer transformierten axialen Position in einem fördernden Drehrohr entspricht) und ihre Wirkung auf den effektiven Wärmetransport, werden derzeit in die vorhandene makroskopische Beschreibung integriert.

#### 3.4 Zusammenfassung zum Stand der Forschung

- In Vorarbeiten der beiden Forschungsstellen wurde das Bewegungsverhalten und der Wärmetransport in der bewegten Schüttung von Drehrohren ohne Einbauten erfolgreich untersucht.
- Es existiert ein gut validiertes makroskopisches Modell zur Beschreibung der transversalen Bewegungsmodi im beschaufelten Drehrohr.
- Es bestehen jedoch keine allgemeingültigen Modelle, die den Wärmeübergang im beschaufelten Drehrohr zwischen Schüttung und Gasphase hinreichend beschreiben.
- Für eine realistische Modellierung der Erwärmung einer Drehrohrschüttung müssen die Transport-, Mischungs- und Segregationsvorgänge auf Mikrostrukturbasis genauer beschrieben werden.

## 4 Projektziel

Zusammenarbeit beider Forschungsstellen soll die Grundlage für ein In makroskopisches Modell zur Beschreibung des transversalen Wärmeübergangs an die Schüttung von Drehrohren mit Hubschaufeleinbauten geschaffen werden. Hierfür soll ein bereits existierendes makroskopisches Modell zum Bewegungsverhalten granularer Medien erweitert werden. Erstmalig werden experimentelle Messungen durchgeführt und mit entsprechenden DEM-Simulationen abgeglichen. Um dieses Ziel zu erreichen, arbeiten das Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (FS1) und der Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik der Ruhr-Universität Bochum (FS2) zusammen. Die FS1 führt die experimentellen Untersuchungen an einem Drehrohrsegment und die FS2 die numerischen Untersuchungen mittels DEM durch. Aufgrund ihrer technischen Bedeutung werden die vorgesehenen Untersuchungen auf L-förmige Hubschaufeln beschränkt.

Um Gesetzmäßigkeiten für diese Modellerweiterungen herleiten zu können, werden detaillierte Temperatur-Verweilzeit Verläufe der einzelnen Partikel benötigt. Diese lassen sich wegen der schlechten Zugänglichkeit realer Industriedrehrohre nicht allein messtechnisch ermitteln. Daher werden partikelbasierte Modellierungsansätze wie die DEM zur Erweiterung der Datengrundlage und Interpretation der makroskopisch zeitgemittelt messbaren Größen herangezogen, da sie einen Einblick in die mikroskopischen Vorgänge innerhalb der Schüttung gewähren. Insbesondere die Verknüpfung mit einem strömungsmechanischen Berechnungsprogramm (DEM/CFD) erlaubt dann die Beschreibung des Wärmeübergangsmechanismus. Damit wird ein Scale-Up der Versuchsergebnisse auf Industrieöfen ermöglicht.

# 5 Experimentelle Analyse der transversalen Partikelbewegung

## 5.1 Versuchsaufbau

Kern des apparativen Aufbaus ist eine im Batch-Betrieb gefahrene Drehtrommel mit einem Durchmesser von 500 mm sowie einer Tiefe von 150 mm. Die Drehtrommel ist waagerecht zum Boden ausgerichtet, um axiale Partikelbewegungen zu verhindern. Die Vorderseite der Drehtrommel ist mit einer Glasscheibe abgedichtet, die durch einen Metallring an die Drehtrommel gedrückt wird. Auf der inneren Mantelfläche sind Hubschaufeln angebracht. Sie bestehen aus zwei rechteckigen Flächen, die rechtwinklig zueinander angeordnet sind und im Profil eine L-Form aufweisen. Es wird zwischen der radialen (I<sub>1</sub>) und der tangentialen (I<sub>2</sub>) Kantenlänge der Hubschaufel unterschieden (s. Abbildung 5 b). Die radiale Kantenlänge wird in der vorliegenden Studie auf einen konstanten Wert von  $I_1 = 50$  mm festgelegt. Das Verhältnis von tangentialer zu radialer Kantenlänge ist ein wichtiger Einflussparameter auf die Verteilung der Partikel in der Drehtrommel. Dieses Hubschaufel-Längenverhältnis  $I_2/I_1$  wird durch die Änderung der tangentialen Kantenlänge  $I_2$  variiert ( $I_2/I_1 = 0.375$  / 0,75 / 1 / 1,5 / 2). Um die Hubschaufeln in der Auswertung individuell analysieren zu können, ist am äußeren Metallring, der die Glasscheibe fixiert, eine Nummerierung für jede Hubschaufel angebracht. Ein weiterer Einflussparameter ist die Anzahl der installierten Hubschaufeln n<sub>F</sub>. In dieser Studie wurden Versuche mit n<sub>F</sub> = 6/9/12/18 durchgeführt. Alle oben aufgeführten Parameter sind in

Tabelle 3 zusammengefasst. Die Drehtrommel wird von einem Elektromotor angetrieben, wobei die Drehung im Uhrzeigersinn erfolgt. Die Anzahl der Umdrehungen pro Minute n ist über einen Frequenzumrichter regelbar. Der untersuchte Drehzahlbereich liegt zwischen n = 0,1 rpm und n = 10 rpm.

Die Drehtrommel befindet sich in einem guaderförmigen weißen Lichtzelt aus Stoff mit den äußeren Abmaßen 2 m x 2 m x 2 m. In die vordere Seitenfläche des Lichtzelts ist eine 75 cm breite Schneise eingearbeitet, sodass die Drehtrommel von der Vorderseite vollständig zu sehen ist. Außerhalb des Lichtzelts sind zwei dimmbare Videoleuchten der Firma Menik aufgestellt - eine rechts und die andere links von der Drehtrommel. In jeder der Videoleuchten befindet sich ein 800 W Halogenstab mit einer Farbtemperatur von 3200 K. Sie sind beide auf das Zentrum der Drehtrommel ausgerichtet und strahlen durch das Lichtzelt, sodass die Drehtrommel ausschließlich diffus belichtet wird. Dadurch werden eine gleichmäßigere Ausleuchtung und weniger Spiegelungen an der Glasscheibe der Drehtrommel erreicht. Für die Videoaufnahme wird eine Systemkamera der Firma Panasonic verwendet (Modell: DMC-G70 LUMIX G DSLM Wechselobjektivkamera). Die Kameraeigenschaften sowie die Einstellungen an der Kamera bei der Videoaufnahme können Tabelle 1 entnommen werden. Die Kameraeinstellungen dass der Kontrast Partikeln werden SO vorgenommen, zwischen und Versuchsapparatur optimiert wird. Die Kamera wird auf einem Stativ mit der Mittelachse der Drehtrommel und horizontal zum Boden ausgerichtet. Die Linse fokussiert den Mittelpunkt der Drehtrommel. Der Abstand zwischen Linse und Drehtrommel beträgt 3 m. Hinter der Kamera sind mattschwarze Planen angebracht, um Spiegelungen und Reflexionen an der Glasscheibe der Drehtrommel zu vermeiden. Der apparative Aufbau ist in Abbildung 5 dargestellt.

Eigenschaft	Einstellung
Kameratyp	Panasonic DMC-G70 LUMIX G DSLM Wechselobjektivkamera
Objektiv	Panasonic H-FS045200 LUMIX G VARIO 45–200mm /
	F4.0–5.6 / O.I.S. Telezoom Objektiv
Brennweite	45 mm
Blende	Blendenautomatik
Verschlusszeit	1/800 Sekunde
ISO-Empfindlichkeit	6400

Grauwert	Filter Monochrom
Luminanzlevel	0–255
Video-Auflösung	4K2K-Format, 3830 x 2160 Pixel
Bildrate	24 Bilder pro Sekunde
Glanzlicht/Schatten	+2/-2 (erhöht Hell-Dunkel-Kontrast)
Belichtungsausgleich	+ 2 2/3
Fokus	Autofokus AFS/AFF



Abbildung 5: Apparativer Aufbau der Versuchsanlage: a) Gesamtübersicht, b) Detailansicht der Drehtrommel. Darin dargestellt: 1: Kamera mit Stativ, 2: Videoleuchte mit Stativ, 3: Lichtzelt, 4: Drehtrommel, 5: Hubschaufel, 6: Elektromotor, 7: Frequenzumrichter, 8: Gestell.

#### 5.2 Versuchsdurchführung

In der vorliegenden Studie werden als Versuchsmaterialien drei Partikelkollektive Glaskugeln unterschiedlichen Partikeldurchmessers d<sub>p</sub> sowie Stahl- und Blähtonkugeln herangezogen.

Tabelle 2 zeigt die Eigenschaften der analysierten Materialien bezüglich der Partikelbewegung. Die Schüttdichte  $\rho_b$  wird im Labor bestimmt. Dazu wird ein definiertes Volumen der Schüttung auf einer Feinwaage gewogen. Der Quotient aus ermittelter Masse und definiertem Schüttvolumen ergibt die Schüttdichte. Die Werte für den dynamischen Schüttwinkel  $\Theta_A$  werden im Video der Partikelbewegung gemessen, bzw. aus [1] entnommen. Die Porosität  $\varepsilon$  ist der prozentuale Anteil der Luft in der Partikelschüttung. Die angegebenen Werte wurden nach der experimentellen Bestimmung der Schüttdichte berechnet.

Zu Beginn des Versuches wird die Drehtrommel mit einem definierten Volumen der Partikelschüttung über eine verschraubbare Öffnung im Mantel gefüllt. Das Verhältnis von dem Volumen der Partikelschüttung zum Gesamtvolumen der Drehtrommel wird als Füllungsgrad der Drehtrommel f<sub>D</sub> bezeichnet. Die untersuchten Füllungsgrade betragen 10, 20 und 30%. Zudem werden die jeweils optimalen Füllungsgrade untersucht. Das benötigte Volumen der Partikelschüttung wird über die Schüttdichte in eine Masse umgerechnet. Diese lässt sich schneller und exakter bestimmen als das Volumen. Nach dem Einstellen der Drehzahl am Frequenzumrichter wird die Drehtrommel in eine Drehbewegung im Uhrzeigersinn versetzt. Die Videoleuchten werden angeschaltet, wobei der Dimmer vollständig aufgedreht wird, um die maximale und für alle Versuche konstante Leistung zu erzielen. Wenn eine gleichmäßige Verteilung des Schüttgutes in der Drehtrommel und insbesondere in den Hubschaufeln erreicht wurde, kann die Videoaufnahme gestartet werden. Dabei immer mindestens eine vollständige Umdrehung der wird Drehtrommel aufgezeichnet. Die Versuche werden bei Raumtemperatur und unter Atmosphärendruck durchgeführt.

Tabelle 3 gibt einen Überblick über alle in dieser Studie untersuchten Parameter.

Material	d <sub>p</sub> [mm]	ρ <sub>ь</sub> [kg/m3]	ε [%]	Θ <sub>A</sub> [°]
Glas	0,7	1513	40,3	28
Glas	2	1539	40,6	25,7
Glas	4	1531	40,8	26,6
Blähton	2			
Stahl	2			

Tabelle 2: Eigenschaften des Versuchsmaterials bezüglich der Partikelbewegung.

Parameter	Wert						
Durchmesser der Drehtrommel $D_T$	500 mm						
Tiefe der Drehtrommel $L_T$	150 mm						
Verhältnis $I_1/R_T$	0,2						
Hubschaufel-Längenverhältnis I <sub>2</sub> /I <sub>1</sub>	0,375; 0,75; 1; 1,5; 2						
Anzahl Hubschaufeln n <sub>F</sub>	6, 9, 12, 18						
Füllungsgrad f <sub>D</sub>	10, 20 %, 30 %, optimaler						
	Füllungsgrad						
Drehzahl n	1 – 8 rpm						

Tabelle 3: Geometrische Abmessungen der Drehtrommel und analysierte Parameter.

## 5.3 Versuchsauswertung

Motivation für die Analyse der transversalen Partikelbewegung ist die Bestimmung der Wärmeübergangsflächen. Der Kontaktwärmeübergang findet dort statt, wo Partikel und Ofenwand im Kontakt stehen. Dafür muss der Füllwinkel bekannt sein. Die Konvektion an der Schüttbettoberfläche lässt sich im Drehrohrofen durch eine Rohrströmung annähern. Als charakteristische Länge wird der hydraulische Durchmesser benötigt. Dieser hängt von der Schüttbetthöhe ab. Es muss daher die hydraulische Querschnittsfläche gemessen werden. Zur Bilanzierung der Konvektion an den Partikelschleiern werden die innere und die äußere Schleieroberfläche benötigt.

Bei der Auswertung der Versuche werden Einzelbilder der Videos (Frames) analysiert. Diese Einzelbilder werden mit einem Matlab-Code automatisch ausgelesen und in einem externen Ordner abgespeichert. Dazu wird die Video-Datei in Matlab eingelesen. Abhängig von der Drehzahl der Drehtrommel wird angegeben, jedes wievielte Einzelbild von Matlab abgespeichert werden soll. Pro Video werden 60 Bilder mit einem konstanten Abstand von 6° Drehwinkel extrahiert. Diese bilden einen vollständigen Umlauf der Drehtrommel ab. Die weitere Analyse der Bilder erfolgt mit dem Bildverarbeitungsprogramm ImageJ. Die Bilder werden hinsichtlich der folgenden Variablen ausgewertet:

- Optimaler Füllungsgrad
- Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze
- Partikelanzahl in der Luftphase
- Innere und äußere Schleieroberfläche
- Füllwinkel

• Hydraulische Querschnittsfläche

## 5.3.1 Optimaler Füllungsgrad

Der optimale Füllungsgrad ist so definiert, dass die Entladung jeder einzelnen Hubschaufel an der 9-Uhr-Position (0°) beginnt (s. Abbildung 6). Um den optimalen Füllungsgrad experimentell zu bestimmen, wird der Füllungsgrad in der rotierenden Drehtrommel langsam erhöht, bis die Entladung der Hubschaufeln exakt bei 0° beginnt. Anschließend wird von dem zu diesem Zeitpunkt in der Drehtrommel enthaltenen Material die Masse bestimmt. Über die Masse der Schüttung  $m_b$  und die Schüttdichte  $\rho_b$  lässt sich das Schüttvolumen bestimmen. Der optimale Füllungsgrad  $f_{D,opt}$  ist der Quotient aus Schüttvolumen  $V_b$  und Trommelvolumen  $V_T$ .

$$f_{D,opt} = \frac{\frac{m_b}{\rho_b}}{V_T} = \frac{V_b}{V_T} \tag{1}$$



Abbildung 6: Drehtrommel mit optimalem Füllungsgrad. Die Entladung der Hubschaufel beginnt bei einer Hubschaufel-Position von 0 ° (9-Uhr-Position).

Neben der Messung gibt es mathematische Modelle zur Berechnung des optimalen Füllungsgrades [87, 88]. Ein Modell haben Karali et al. [89] aufgestellt. Demnach lässt sich der optimale Füllungsgrad berechnen, wenn die einzelnen Füllungsgrade  $H_i$  von der ersten (FUF) bis zur letzten (LUF) Hubschaufel bekannt sind.  $R_T$  ist der Radius der Drehtrommel.

$$f_{D,opt} = \frac{1,38 \cdot \left(2 \cdot \sum_{FUF}^{LUF} H_{i}\right) - H_{FUF}}{\pi \cdot R_{T}^{2}}$$
(2)

Die Füllungsgrade der Hubschaufeln H<sub>i</sub> lassen sich aus einem Video einer überbeladenen Drehtrommel auslesen [90 bis 92] (s. Abbildung 7).



Abbildung 7: Bestimmung des optimalen Füllungsgrades nach Karali et al. [89].

## 5.3.2 Hubschaufelfüllungsgrad

Zur Ermittlung des Hubschaufelfüllungsgrades wird in ImageJ die Fläche, die die Partikelschüttung in der Hubschaufel einnimmt, mit einem Polygon markiert. Die Messung liefert die Anzahl der im Polygon eingeschlossenen Pixel. Um die Anzahl der Pixel in eine einheitenbehaftete Fläche umrechnen zu können, muss in ImageJ ein Maßstab festgelegt werden. Dazu wird der Durchmesser der Drehtrommel mit einer Linie markiert und anschließend festgelegt, dass die Länge der Linie 500 mm entsprechen soll. Die so ermittelte Fläche wird auf die gesamte, frei verfügbare Fläche der Drehtrommel bezogen, sodass der Hubschaufelfüllungsgrad ein relativer Wert ist. Zudem ist er ebenfalls eine Funktion der Hubschaufelposition. Deswegen wird jeweils die Position der Hubschaufelspitze erfasst. Es werden Bilder von mindestens drei verschiedenen Hubschaufeln von der 9-Uhr-Position in der Drehtrommel bis zur vollständigen Entleerung analysiert. Abbildung 8 zeigt beispielhaft die Messung des Hubschaufelfüllungsgrades in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze.



Abbildung 8: Exemplarische Darstellung der Messung des Hubschaufelfüllungsgrades  $f_{H,1}(\delta_1)$ und der Position der Hubschaufelspitze  $\delta_1$  für die Hubschaufel Nummer 1 mit ImageJ, Festlegung des Maßstabes für die Umrechnung von gemessenen Pixeln in mm<sup>2</sup>.

#### 5.3.3 Partikelanzahl in der Luftphase

Die Partikelanzahl in der Luftphase lässt sich aus der Änderung des Hubschaufelfüllungsgrades bestimmen. Dazu muss zunächst die Fallhöhe der Partikel in Abhängigkeit der Hubschaufelposition bestimmt werden. Der Verlauf der Fallhöhe in Abhängigkeit der Hubschaufelposition ist für einen Beispielfall (orange) in Abbildung 9 gezeigt. Im Beispiel ist die Hubschaufel nach 124° vollständig entleert, weshalb die orange Kurve an dieser Position aufhört. Die blaue Kurve zeigt den grundsätzlichen Verlauf der Fallhöhe für eine optimal beladene Drehtrommel, sodass kein Schüttbett die Fallhöhe verringert. Bei einem höheren Füllungsgrad würde die Fallhöhe um die Höhe des Schüttbettes an der jeweiligen Position der Hubschaufel verringert werden.



Abbildung 9: Fallhöhe in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze.

Aus der Fallhöhe kann – unter Annahme eines freien Falls – die Fallzeit in Abhängigkeit der Hubschaufelposition bestimmt werden. Dies ist in Abbildung 10 dargestellt. Die orange Kurve zeigt erneut den Beispielfall, die blaue Kurve den generellen Verlauf der Fallzeit für eine optimal beladene Drehtrommel.



Abbildung 10: Fallzeit in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze.

Der Hubschaufelfüllungsgrad wird in eine Partikelanzahl in der Hubschaufel umgerechnet. Dafür werden die Packungsdichte der Schüttung und das Volumen

des Einzelpartikels benötigt. Die Partikelanzahl in Abhängigkeit der Hubschaufelposition ist in Abbildung 11 für den Beispielfall gezeigt. Hier ist zu sehen, dass die Hubschaufel nach 124° vollständig entladen ist.



Abbildung 11: Partikelanzahl in der Hubschaufel in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze.

Die Änderung der Partikelanzahl in der Hubschaufel wird durch das Abwerfen von Partikeln verursacht. Im Intervall von 0° - 50 ° verringert sich die Partikelanzahl in der Hubschaufel um ungefähr 2000 Partikel. Von diesen 2000 Partikeln sind bereits einige auf den Boden der Drehtrommel gefallen, während sich der andere Teil noch in der Luftphase befindet. Um nur die Partikel in der Luftphase zu bestimmen, muss das gewählte Intervall kleiner sein. Es muss genau so groß gewählt werden, um wie viel Grad sich die Hubschaufel in der aktuellen Fallzeit weiterbewegt. Bei der Position 100° beträgt die Fallhöhe in etwa 0,45 m und die Fallzeit 0,3 s. In der Fallzeit von 0,3 verändert sich die Hubschaufelposition in Abhängigkeit S \_ der Winkelgeschwindigkeit und damit der Drehzahl - um

$$Winkel = \omega \cdot 0.3 \, s = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot 0.3 \, s \tag{3}$$

Für n = 2 rpm ergibt sich ein Winkel von  $3,6^{\circ}$ :

$$Winkel = \omega \cdot 0.3 \ s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2}{60 \left(\frac{s}{min}\right) min} \cdot 0.3 \ s = 3.6^{\circ}$$

$$\tag{4}$$

Um die Anzahl der Partikel in der Luftphase bei 100° zu bestimmen, müssen demnach aus Abbildung 11 die Anzahl der Partikel in der Hubschaufel bei 100° und bei 100° - 3,6° = 96,4° ausgelesen werden. Die Differenz entspricht der Anzahl der Partikel, die aus der Hubschaufel gefallen und noch nicht auf dem Boden der Drehtrommel gelandet ist, also der Anzahl der Partikel in der Luftphase. Diese Anzahl der Partikel, die aus einer Hubschaufel in die Luftphase übergeht, ist in Abbildung 12 in Abhängigkeit der Hubschaufelposition gezeigt.



Abbildung 12: Partikelanzahl in der Luftphase aus einer Hubschaufel in Abhängigkeit der Position der Hubschaufelspitze.

Da in der Regel mehr als ein Partikelschleier in der Drehtrommel vorhanden ist, müssen mehrere Partikelanzahlen bestimmt werden. Dazu wird zunächst die Partikelanzahl bei der Position 0° bestimmt. Bei n<sub>F</sub> (z. B. 12) installierten Hubschaufeln ist in 360°/n<sub>F</sub> (im Beispiel 360°/12 = 30°) die nächste Hubschaufel und damit der nächste Partikelschleier. An dieser Position wird ebenfalls die Anzahl der Partikel im Schleier berechnet. Das wird fortgeführt, bis alle aktiven Hubschaufeln (Hubschaufeln, die Partikel abwerfen) berücksichtigt wurden – also im Beispiel bei 0°, 30°, 60°, 90° und 120°. Die Positionen 150° und 180° müssen nicht berücksichtigt werden, da die Hubschaufel an diesen Positionen bereits vollständig entleert ist (s. Abbildung 13).



Abbildung 13: Abstand zwischen den Hubschaufeln und zu berücksichtigende aktive Hubschaufeln im Beispielfall.

Die Summe aller Partikel in den einzelnen Schleiern ergibt die Anzahl der Partikel in der Luftphase – für den Fall, dass sich die erste Hubschaufel bei 0° befindet.

Demnach muss das beschriebene Verfahren wiederholt werden für alle möglichen Positionen der ersten Hubschaufel. Diese befinden sich im Intervall von 0° bis 360°/n<sub>F</sub> (im Beispiel zwischen 0° und 30°). Aus allen ermittelten Partikelanzahlen in der Luftphase wird ein Mittelwert gebildet. Abbildung 14 zeigt die gesamte Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit der Position der ersten aktiven Hubschaufel.



Abbildung 14: Gesamte Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit der Position der ersten Hubschaufelspitze und Mittelwert der Partikelanzahl in der Luftphase (gepunktet).

5.3.4 Innere und äußere Schleieroberfläche

Die innere Schleieroberfläche  $A_c$  ergibt sich aus der Multiplikation der mittleren Anzahl der Partikel in der Luftphase  $\bar{n}_{P,Luft}$  und der Oberfläche des Einzelpartikels  $A_P$ .

$$A_c = \bar{n}_{P,Luft} \cdot A_P = \bar{n}_{P,Luft} \cdot \pi \cdot d_p^2 \tag{5}$$

Die äußere Schleieroberfläche wird unterschieden in die Annahmen einer glatten Schleieroberfläche (Platte - PL) und Schleier mit Kugeln an der Oberfläche (Kugeloberfläche - KO), wie in Abbildung 15 dargestellt.



Abbildung 15: Schematische Darstellung der inneren und äußeren Schleieroberfläche. Die äußere Schleieroberfläche wird in die Annahmen einer Platte (PL) sowie einer Platte mit Kugeln an der Oberfläche (KO) unterschieden.

Die äußere Schleieroberfläche eines Partikelschleiers mit Annahme der glatten Oberfläche  $A_{c,a,PL}$  ergibt sich aus der Multiplikation der mittleren Höhe  $\bar{h}_c$  und der Tiefe  $L_c$  des Schleiers (entspricht der Tiefe der Drehtrommel). Da der Schleier zwei Seitenflächen hat, muss die berechnete Fläche mit 2 multipliziert werden. Die Summe über alle aktiven Hubschaufeln  $n_{F,a}$  (entspricht der Anzahl der Partikelschleier) ergibt die gesamte äußere Schleieroberfläche

$$A_{c,a,PL} = \sum_{1}^{n_{F,a}} 2 \cdot \bar{h}_c \cdot L_c = \sum_{1}^{n_{F,a}} 2 \cdot \bar{h}_c \cdot L_T$$
(6)

Bei der Berechnung der inneren Schleieroberfläche wurde die mittlere Partikelanzahl verwendet, da die Partikelanzahl von der Position der Hubschaufel abhängt. Ebenso hängt die Höhe des Schleiers von der Position der Hubschaufel ab, weshalb auch bei der äußeren Schleieroberfläche mit einem Mittelwert gerechnet werden muss.

Für die Berechnung der äußeren Schleieroberfläche  $A_{c,a,KO}$  unter Annahme von Kugeln an der Oberfläche, die alle im Kontakt zueinanderstehen, muss die Anzahl der Kugeln an der Oberfläche  $n_{P,KO}$  bekannt sein. Dafür wird die mittlere Höhe des

Schleiers durch den Partikeldurchmesser dividiert. Durch Aufsummieren aller Schleierhöhen folgt die Anzahl der Partikel, die übereinanderliegen  $n_{P,KO,h}$ 

$$n_{P,KO,h} = \sum_{1}^{n_{F,a}} \frac{\overline{h}_c}{d_p}.$$
(7)

Außerdem muss die Anzahl der Partikel entlang der Tiefe des Schleiers  $n_{P,KO,L}$  bekannt sein. Diese berechnet sich aus der Division der Schleiertiefe mit dem Partikeldurchmesser.

$$n_{P,KO,L} = \frac{L_c}{d_p} = \frac{L_T}{d_p} \tag{8}$$

Die Gesamtzahl der Partikel an der Schleieroberfläche folgt aus der Multiplikation der Partikelanzahlen in y- (entlang der Höhe) und in z-Richtung (entlang der Tiefe).

$$n_{P,KO} = n_{P,KO,h} \cdot n_{P,KO,L} \tag{9}$$

Eine Hälfte der Kugeloberfläche befindet sich an der Schleieraußenseite, die andere an der Schleierinnenseite. Für die Berechnung der äußeren Schleieroberfläche unter Annahme einer Kugeloberfläche wird demnach nur die halbe Kugeloberfläche einbezogen.

$$A_{c,a,KO} = n_{P,KO} \cdot \frac{A_p}{2} = n_{P,KO} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{2}$$
(10)

#### 5.3.5 Füllwinkel

Im Fall einer unbeschaufelten Drehtrommel ist der Füllwinkel das Kreissegment, in dem die Partikelschüttung im Kontakt mit der Trommelwand steht. Werden Hubschaufeln eingesetzt, gibt es mehrere voneinander separierte Partikelschüttungen, die im Kontakt mit der Trommelwand sind. Der Füllwinkel ergibt sich in diesem Fall aus der Summe aller Segmentwinkel, wie Abbildung 16 zeigt.



Abbildung 16: Exemplarische Darstellung der Messung des Füllwinkels als Summe einzelner Segmentwinkel.

## 5.3.6 Hydraulische Querschnittsfläche

Als hydraulische Querschnittsfläche wird im Drehrohr die Fläche bezeichnet, die von einem axialen Gasstrom durchströmt wird. In den Versuchen hat sich gezeigt, dass der Bereich zwischen den Hubschaufeln wenig durchströmt ist. Der Widerstand für den Gasstrom erhöht sich dabei mit steigender Drehzahl sowie mit steigendem Hubschaufellängenverhältnis. Unter der Annahme, dass der Bereich zwischen den Hubschaufeln nicht durchströmt befindet sich wird, die hydraulische Querschnittsfläche im Inneren der Drehtrommel zwischen den Hubschaufelrücken (s. Abbildung 17 a). Diese maximale hydraulische Querschnittsfläche A<sub>hydr,max</sub> ergibt sich aus

$$A_{hydr,max} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{hydr,max}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_T - 2 \cdot l_1)^2$$
(11)

Es werden im Folgenden zwei Arten der Gasströmung unterschieden:

- Das Gas durchströmt die Partikelschleier und jedes Einzelpartikel kommt in Kontakt mit dem Gas.
- 2. Das Gas umströmt die Partikelschleier und nur die Partikel auf der Außenseite des Schleiers kommen in Kontakt mit dem Gas.

Ist der Füllungsgrad höher als der optimale Füllungsgrad, befindet sich ein Schüttbett auf den Hubschaufelrücken. Dieses Schüttbett liegt innerhalb des maximalen hydraulischen Querschnitts. Der Widerstand für den axialen Gasstrom durch das Schüttbett ist zu groß, weshalb dadurch der hydraulische Querschnitt verringert wird. Dies ist in Abbildung 17 b dargestellt. Um die hydraulische Querschnittsfläche  $A_{hydr,durch}$  zu berechnen, muss im Fall der Durchströmung lediglich die Fläche des Schüttbetts  $A_h$  bekannt sein.

$$A_{hydr,durch} = A_{hydr,max} - A_b \tag{12}$$

Im Fall der Umströmung der Partikelschleier (Abbildung 17 c) muss zur Berechnung der hydraulischen Querschnittsfläche  $A_{hydr,um}$  zusätzlich die von den Partikelschleiern eingenommene Fläche berücksichtigt werden.

$$A_{hydr,um} = A_{hydr,max} - A_b - A_c \tag{13}$$

Für einige dimensionslose Analysen wird der hydraulische Durchmesser benötigt. Dafür wird angenommen, dass die hydraulische Querschnittsfläche eine Kreisform aufweist. Damit ergibt sich der hydraulische Durchmesser aus

$$D_{hydr} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{hydr}}{\pi}} \tag{14}$$



Abbildung 17: Exemplarische Darstellung der Bestimmung der hydraulischen Querschnittsfläche. a) Maximale hydraulische Querschnittsfläche (Strömung zwischen den Hubschaufeln vernachlässigbar). b) Hydraulische Querschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-Durchströmung. c) Hydraulische Querschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-Umströmung.

# 6 Ergebnisse zur transversalen Partikelbewegung

#### 6.1 Optimaler Füllungsgrad

Die experimentell bestimmten sowie die nach Karali et al. [89] berechneten optimalen Füllungsgrade sind in Tabelle 4 angegeben. Mit Zunahme der Drehzahl (n), der Hubschaufel-Anzahl (n<sub>F</sub>) sowie des Hubschaufel-Längenverhältnisses (I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>) nehmen die optimalen Füllungsgrade zu. Dabei zeigen sich - mit Ausnahme des größten Hubschaufel-Längenverhältnisses von 2 – nur geringfügige Unterschiede zwischen den jeweiligen Werten. Ein weiterer größerer Unterschied zwischen den Werten besteht beim Hubschaufel-Längenverhältnis 1,5 bei 12 Hubschaufeln und einer Drehzahl von 8 rpm. Diese Unterschiede sind auf das Be- und Entladungsverhalten großer Hubschaufeln bei hohen Drehzahlen zurückzuführen. Der Füllungsgrad muss bei den großen Hubschaufel-Längenverhältnissen signifikant vergrößert werden, um eine Entladung der Hubschaufeln bei 0° zu erzielen. Der dann sehr hohe Füllungsgrad hat ein hohes Schüttbett zur Folge. Ein Schüttbett ist bei kleineren Hubschaufel-Längenverhältnissen beim optimalen Füllungsgrad nicht, oder nur gering ausgeprägt, aufgetreten. Um die Vergleichbarkeit zu gewähren, wurden die optimalen Füllungsgrade einheitlich nach Karali et al. [89] berechnet. In den nachfolgenden Kapiteln ist mit dem optimalen Füllungsgrad immer der nach Karali et al. [89] berechnete Füllungsgrad aufgeführt.

Opt. Füllungsgrade [%] experimentell bestimmt						Opt. Füllungsgrade [%] berechnet nach Karali et al.							
				I2/I1							l2/l1		
n <sub>F</sub>	n [rpm]	0.375	0.750	1.000	1.500	2.000	n <sub>F</sub>	n [rpm]	0.375	0.750	1.000	1.500	2.000
6	2	2.5	3.9	5.1	6.8	14.0	6	2	2.3	4.3	5.3	6.9	8.4
6	8	2.9	4.7	6.2	8.1	14.0	6	8	2.7	4.6	5.6	7.7	8.2
9	2	3.3	5.6	7.3	10.7	18.3	9	2	3.0	5.6	7.6	11.5	14.4
9	8	4.0	7.0	8.9	12.3	28.5	9	8	3.6	6.8	8.9	13.0	16.2
12	2	4.3	7.6	9.9	14.8	22.3	12	2	4.0	7.6	10.7	14.3	18.6
12	8	5.4	9.2	11.3	18.2	22.3	12	8	5.2	9.0	11.3	15.9	15.7
18	2	6.2	11.1	14.5			18	2	5.3	10.7	14.8		
18	8	8.1	13.4	16.9			18	8	7.3	13.0	18.0		

Tabelle 4: Experimentell bestimmte und nach Karali et al. [89] berechnete optimaleFüllungsgrade in [%].

#### 6.2 Hubschaufelfüllungsgrad

Der Hubschaufelfüllungsgrad ist eine entscheidende Größe bei der Bestimmung der Partikeloberfläche in der Luftphase. Ein hoher Hubschaufelfüllungsgrad beim Austritt der Hubschaufel aus dem Schüttbett und bei der Position  $\delta = 0^{\circ}$  (initialer Hubschaufelfüllungsgrad) bedeutet, dass eine große Menge Partikel in die Luftphase übertragen werden kann. Die Änderung des Hubschaufelfüllungsgrades entspricht der sogenannten Abwurfrate der Hubschaufel. Ein großer Gradient im Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades geht mit einem hohen Partikel-Massenstrom von der Hubschaufel in die Luftphase einher. Dadurch wird die für die Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Fläche erhöht. Zudem ist eine homogene Distribution der Partikel in der Luftphase entscheidend für die Qualität des Prozesses. Dies wird durch einen konstanten Gradienten im Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades angezeigt. Nach Sunkara [1] hat außerdem der finale Abwurfwinkel, also die Position der Hubschaufel, bei der das letzte Partikel in die Luftphase übergeht, einen maßgeblichen Einfluss auf die Qualität der Produkte aus Drehrohrofenprozessen. Ein hoher finaler Abwurfwinkel bedeutet (in der Regel) eine Verteilung der Partikelschleier über einen weiteren Bereich in der Drehtrommel. Es wird exemplarisch gezeigt, dass dieser Zusammenhang nicht generalisiert werden kann, da die horizontale Verteilung der Schleier vom Hubschaufel-Längenverhältnis beeinflusst wird (s. Kapitel 4.3.1). Die in den folgenden Kapiteln dargestellten Diagramme beinhalten jeweils Mittelwerte (MW) sowie die zugehörige Standardabweichung (SD) des Hubschaufelfüllungsgrades von drei ausgewerteten Hubschaufeln.

## 6.2.1 Einfluss der Drehzahl

Abbildung 18 zeigt den Einfluss der Drehzahl auf den Hubschaufelfüllungsgrad. Es ist erkennbar, dass die Drehzahl sowohl bei 2 mm- (a) als auch bei 4 mm-Glaskugeln (b) bis zu einem Winkel von 90° keinen signifikanten Einfluss auf den Hubschaufelfüllungsgrad hat. Es zeichnet sich jedoch die Tendenz ab, dass eine höhere Drehzahl einen größeren initialen Hubschaufelfüllungsgrad bedingt. Hierfür sind möglicherweise intensivere Zentrifugal- und Trägheitskräfte in der aktiven Schicht der Hubschaufelschüttung bei hoher Drehzahl verantwortlich. Bei Abwurfwinkeln über 90° flacht die Kurve bei niedriger Drehzahl (orange) schneller ab

als bei hoher Drehzahl (blau). Zudem steigt der finale Abwurfwinkel mit steigender Drehzahl.



Abbildung 18: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl.

#### 6.2.2 Einfluss des Füllungsgrades

Der Einfluss des Füllungsgrades auf den Hubschaufelfüllungsgrad ist in Abbildung 19 für zwei verschiedene Hubschaufel-Längenverhältnisse dargestellt. Bei beiden Hubschaufelkonfigurationen befindet sich die Drehtrommel mit 10 % Füllungsgrad (orange) in einem unterbeladenen Zustand. Das ist daran erkennbar, dass die orangen Kurven für  $I_2/I_1 = 1$  (Kreis-Symbol) bis zu einer Position der Hubschaufelspitze von  $\delta = 30^{\circ}$  auf einem konstanten Niveau unterhalb der Werte bei  $f_D = 20$  % (blau) verlaufen. Bei einem höheren Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 (Dreieck-Symbol) ist das Abknicken der Kurve bei einem Abwurfwinkel zwischen 100 und 110° erkennbar. Nach diesem Abknicken zeigt sich in beiden dargestellten Grafiken kein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades.



Abbildung 19: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

#### 6.2.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

In Abbildung 20 sind die im 6.1 diskutierten Aspekte grafisch dargestellt. Es wird die Beladung (a,c) sowie die finale Entladung (b,d) der Hubschaufeln bei zwei verschiedenen Drehtrommelkonfigurationen (a,b:  $I_2/I_1 = 1$ ; c,d:  $I_2/I_1 = 1$ ,5) verdeutlicht. Den Abbildungen a) und c) ist zu entnehmen, dass die Position der Hubschaufelspitze beim Austritt aus dem Schüttbett für beide Hubschaufel-Längenverhältnisse ähnliche Werte annimmt. Bei beiden Konfigurationen tritt zu diesem Zeitpunkt, auf Grund des überbeladenen Zustands der Drehtrommel, bereits die Entladung von Partikeln aus der Hubschaufel auf. Diese gehen jedoch erst ab einem Winkel von  $\delta = 0^{\circ}$  in die Luftphase über, da sie bei kleineren Winkeln über den Hubschaufelrücken rutschen. Der Hubschaufelfüllungsgrad beim Austritt aus dem Schüttbett nimmt bei höherem Hubschaufel-Längenverhältnis größere Werte an, was in den geometrischen Abmessungen der Hubschaufel begründet ist. Folglich können mehr Partikel in die Luftphase gebracht werden. Aus diesem Grund liegt bei  $I_2/I_1 = 1.5$ gleichzeitig ein höheres Potential für die Partikeloberfläche in der Luftphase vor. In den Abbildungen b) und d) ist der finale Abwurfwinkel (rot) angegeben. Im Falle des höheren Hubschaufel-Längenverhältnisses nimmt dieser einen höheren Wert an (s. Sunkara [1]). Unter der Voraussetzung, dass die Partikel in der Luftphase nicht abgelenkt werden, resultiert eine breitere horizontale Verteilung der Schleier innerhalb der Drehtrommel. In der betrachteten Konfiguration kommt es jedoch zu einer Ablenkung des Partikelschleiers bei  $I_2/I_1 = 1,5$  (d). Die Partikel, die die Hubschaufel verlassen, fallen auf die Rückseite der davor installierten Hubschaufel. Dabei wird die Fallrichtung der Partikel im Schleier verändert. Dies führt dazu, dass die Schleier bei  $I_2/I_1 = 1,5$  über 66 % des Drehtrommeldurchmessers verteilt sind. Bei einem geringeren Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 verteilen sich die Schleier über 75 % des Drehtrommeldurchmessers. Zudem ist im Vergleich der Abbildungen auf der linken Seite (a,b) mit denen auf der rechten Seite (c,d) zu erkennen, dass bei einem kleineren Hubschaufel-Längenverhältnis eine homogenere Partikeldistribution in der Luftphase vorliegt. Die Breite der einzelnen Partikelschleier weist bei  $I_2/I_1 = 1,5$ eine höhere Disparität auf.


Abbildung 20: Bei der Bewertung des Hubschaufelfüllungsgrades zu beachtende Aspekte für verschiedene Hubschaufel-Längenverhältnisse. Dargestellt sind exemplarisch die Momente des Austritts der Hubschaufel aus dem Schüttbett (a,c) sowie des finalen Abwurfs (b,d) für die Hubschaufel-Längenverhältnisse 1 (a,b) und 1,5 (c,d).

In Abbildung 21 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Hubschaufelfüllungsgrad dargestellt. Nach Karali et al. [89] beträgt der optimale Füllungsgrad für Glaskugeln bei  $l_2/l_1 = 0,375 4,5 - 5,8 \%$  und bei  $l_2/l_1 = 0,75 8,1 - 10,1 \%$ . Daraus folgt für beide Hubschaufel-Längenverhältnisse bei einem Füllungsgrad von 10 %, dass die Hubschaufeln vollständig gefüllt sind. Bei Verwendung von Hubschaufeln mit einem höheren Hubschaufel-Längenverhältnis als 0,75 befindet sich die Drehtrommel in einem unterbeladenen Zustand. In diesem Zustand sind die Hubschaufeln initial nicht komplett gefüllt. Dies spiegelt sich im Verlauf der Kurven in den Diagrammen a) und d) wider. Die blaue ( $l_2/l_1 = 0,375$ )

sowie die rote ( $I_2/I_1 = 0.75$ ) Kurve weisen bereits bei der Position  $\delta = 0^\circ$  einen negativen Gradienten auf. Für höhere Hubschaufel-Längenverhältnisse nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad zunächst konstante Werte an. Bei  $I_2/I_1 = 1$  (orange) beginnt die Entladung der Hubschaufeln bei einem Abwurfwinkel zwischen 20 und 30°. Dies ist am abknickenden Kurvenverlauf erkennbar. Mit höheren Hubschaufel-Längenverhältnissen verschiebt sich dieser Punkt zu höheren Abwurfwinkeln:  $\delta = 100 - 110^{\circ}$  für  $l_2/l_1 = 1.5$  (grün) und  $\delta = 120^{\circ}$  für  $l_2/l_1 = 2$  (schwarz). In den anderen vier Diagrammen (b,c,e,f;  $f_D = 20\%$ ) ist ersichtlich, dass eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses zu einer Verschiebung der Kurven führt. Bei gleicher Position der Hubschaufelspitze nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad bei höherem I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub> größere Werte an. Damit steigt das Potential der Partikeloberfläche in der Luftphase. Eine homogene Distribution der Partikel in der Luftphase ist für die Hubschaufel-Längenverhältnisse  $I_2/I_1 = 0.75$  sowie  $I_2/I_1 = 1$  am annähernd linearen Kurvenverlauf erkennbar. Bei einem kleineren Hubschaufel-Längenverhältnis von I2/I1 = 0,375 flacht die Kurve bei Abwurfwinkeln zwischen 70 und 90° ab. In dieser Konfiguration werden in der rechten Hälfte der Drehtrommel weniger Partikel in die Luftphase übertragen. Bei den Hubschaufel-Längenverhältnissen von 1,5 und 2 liegt im Vergleich dazu ein inverses Verhalten vor. Die Abnahme des Hubschaufelfüllungsgrades beträgt bis zu einem Winkel von  $\delta = 90^{\circ} 25 \%$  (l<sub>2</sub>/l<sub>1</sub> = 1,5) respektive 12 % ( $I_2/I_1 = 2$ ,  $d_p = 2$  mm) der Gesamtabnahme. Daraus resultiert ein großer Partikelmassenstrom in der Luftphase in der rechten Hälfte der Drehtrommel  $(\delta > 90^{\circ})$ . Des Weiteren lässt sich in allen sechs Diagrammen erkennen, dass die finalen Abwurfwinkel ( $\delta$  bei f<sub>H,i</sub> = 0) mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ansteigen. In Abbildung f) zeigt sich das inhomogene Verhalten großer Partikel bei hohen Drehzahlen und einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 2. Die Hubschaufeln werden nicht homogen gefüllt, was anhand der hohen Standardabweichungen bis  $\delta = 120^{\circ}$  erkennbar ist. Zudem kann ein finaler Abwurfwinkel nicht definiert werden. Dies liegt an der unvollständigen Entladung der Hubschaufeln, was in Abbildung 22 exemplarisch dargestellt ist. Dass sich das Entladungsverhalten auch zwischen den Hubschaufeln unterscheidet, ist den hohen Standardabweichungen ab  $\delta = 120^{\circ}$  zu entnehmen. Die Kurvenverläufe stimmen qualitativ mit den von Sunkara et al. [24] beschriebenen Verläufen des mathematischen Modells überein.



Abbildung 21: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für Glaskugeln bei konstanter Hubschaufelanzahl. Darstellung für verschiedene Partikeldurchmesser (a,d; b,e; c,f), Füllungsgrade (a,b; d,e) sowie Drehzahlen (b,c; e,f) [MW ± SD].



Abbildung 22: Unvollständige Entladung der Hubschaufeln (gelb) sowie stark variierender initialer Hubschaufelfüllungsgrad (rot) bei hoher Drehzahl sowie großem Hubschaufel-Längenverhältnis.

## 6.2.4 Einfluss des Partikeldurchmessers

Abbildung 23 veranschaulicht den Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Hubschaufelfüllungsgrad. Bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 (Dreieck-Symbol) zeigt sich in allen drei Diagrammen kein signifikanter Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Hubschaufelfüllungsgrad. Gleichwohl beträgt der finale Abwurfwinkel bei diesem Hubschaufel-Längenverhältnis für 2 mm-Glaskugeln (orange) 140–150° und für 4 mm-Glaskugeln (blau) 135–140°. Folglich kommt es bei Glaskugeln größeren Partikeldurchmessers früher zur finalen Entladung der Hubschaufel. Nach Verringerung des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf  $l_2/l_1 = 1$  (Kreis-Symbol) zeigt sich ein tendenzieller Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades. Demnach nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad bei größeren Partikeldurchmessern höhere Werte an. Der Trend ist bis zu Abwurfwinkeln im Intervall  $\delta = 100 - 120^\circ$  erkennbar.



Abbildung 23: Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers.

## 6.3 Partikelanzahl in der Luftphase

#### 6.3.1 Einfluss der Drehzahl

In Abbildung 24 ist die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit der Drehzahl gezeigt. Dabei ist ein linearer Zusammenhang zu sehen. Mit steigender Drehzahl nimm die Anzahl der Partikel in der Luftphase von 500 bei 1 rpm auf ca. 4000 bei 8 rpm zu. Die Partikelanzahl in der Luftphase ändert sich demnach direkt proportional mit der Drehzahl. Das liegt im Abwurfverhalten von Partikeln aus der Hubschaufel begründet. Der Abwurf von Partikeln erfolgt lawinenartig. Mit steigender Drehzahl

nimmt die Frequenz der Lawinenabwürfe zu. Damit steigt auch die Anzahl abgeworfener Partikel.



Abbildung 24: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit der Drehzahl.

# 6.3.2 Einfluss des Füllungsgrades

Abbildung 25 zeigt die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit des Füllungsgrades. Es ist zu erkennen, dass die Partikelanzahl von 10 zu 20 % Füllungsgrad leicht zunimmt. Beim Füllungsgrad von 10 % liegt die Drehtrommel in der dargestellten Konfiguration in einem unterbeladenen Zustand vor (optimaler Füllungsgrad 10,7 %). Die Hubschaufel ist initial nicht vollständig beladen, weshalb nicht die maximal mögliche Partikelanzahl in die Luftphase übergeht. Bei 20 % Füllungsgrad ist die Hubschaufel initial vollständig beladen. Es gehen daher mehr Partikel in die Luftphase über als im Fall des unterbeladenen Zustands. Bei einer weiteren Erhöhung des Füllungsgrades von 20 auf 30 % nimmt die Partikelanzahl ab. Da sich die initiale Beladung der Hubschaufeln zwischen 20 und 30 % Füllungsgrad nicht unterscheidet, wird die Anzahl der Partikel in der Luftphase lediglich durch die Fallhöhe beeinflusst. Die Fallhöhe ist im Fall von 30 % Füllungsgrad geringer, da ein höheres Schüttbett vorliegt.



Abbildung 25: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

## 6.3.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Abbildung 26 stellt den Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Partikelanzahl in der Luftphase dar. Darin zeigt sich – mit einigen Ausnahmen – eine Partikelanzahl der zunehmende in Luftphase, wenn das Hubschaufel-Längenverhältnis größer wird. Im Fall von 2 rpm (graue und blaue Kurve) ist dieser Zusammenhang zu sehen. Der Grund ist, dass größere Hubschaufeln mehr Partikel aufnehmen und somit auch mehr Partikel in die Luftphase bringen können. Jedoch weisen beide Kurven bei Hubschaufel-Längenverhältnissen bis 1 einen deutlicheren Anstieg auf als bei größeren Hubschaufel-Längenverhältnissen. Wird die Drehzahl auf 8 rpm erhöht (gelbe und orange Kurve), zeigt sich zunächst ein ähnlicher Trend: bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 bewirkt eine Steigerung des Hubschaufel-Längenverhältnisses eine deutliche Zunahme der Partikelanzahl in der Luftphase. Wird das Hubschaufel-Längenverhältnis auf 2 erhöht, fallen beide Kurven stark ab. Bis zu diesem Hubschaufel-Längenverhältnis ist ein deutlicher Einfluss der Drehzahl zu erkennen: bei höherer Drehzahl werden mehr Partikel in der Luftphase gemessen. Beim größten untersuchten Hubschaufel-Längenverhältnis von 2 ist dieser Einfluss nicht mehr zu sehen. Eine Erhöhung der Drehzahl bewirkt keinen signifikanten Anstieg der Partikelanzahl in der Luftphase. Der Grund dafür ist die unvollständige Be- und Entladung der großen Hubschaufeln (s. Abbildung 22).



Abbildung 26: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses.

## 6.3.4 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Den Einfluss der Hubschaufel-Anzahl auf die Partikelanzahl in der Luftphase veranschaulicht Abbildung 27. Darin ist ein linearer Zusammenhang zwischen der Hubschaufelanzahl und der Partikelanzahl in der Luftphase zu sehen. Während bei sechs Hubschaufeln 500 bis 1500 Partikel in der Luftphase sind, wird die Anzahl bei einer Verdoppelung der Hubschaufel-Anzahl auf zwölf ebenfalls verdoppelt. Der Grund ist, dass gleichzeitig auch die Anzahl der aktiven Hubschaufeln – also Hubschaufeln, die Partikel abwerfen - linear zunimmt. Dadurch entstehen mehr Partikelschleier und die Anzahl der Partikel, die gleichzeitig in der Luftphase sind, nimmt zu. Voraussetzung dafür ist, dass die Anzahl der Hubschaufel nicht zu groß wird, wodurch der Abstand zwischen den Hubschaufeln verringert wird. Bei zu kleinem Abstand zwischen den Hubschaufeln wird das Be- und Entladungsverhalten beeinflusst, was sich negativ auf die Partikelanzahl in der Luftphase auswirken kann (s. Abbildung 22). Die zweite Voraussetzung ist, dass der Füllungsgrad nicht zu gering ist. Bei steigender Hubschaufel-Anzahl nimmt auch das von den Hubschaufeln insgesamt aufgenommene Material zu. Ist der Füllungsgrad zu gering, sind die Hubschaufeln initial nicht vollständig beladen und die Partikelanzahl in der Luftphase sinkt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 27 nicht zu sehen, da der jeweilige optimale Füllungsgrad mit der Anzahl der Hubschaufeln steigt. Auch bei 20 %

54

Füllungsgrad liegt die Drehtrommel in allen dargestellten Konfigurationen im überbeladenen Zustand vor, sodass die Hubschaufeln initial vollständig beladen sind.



Abbildung 27: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl.

## 6.3.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers ist in Abbildung 28 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Partikelanzahl mit steigendem Partikeldurchmesser exponentiell abnimmt. Unabhängig vom Partikeldurchmesser sollte immer in etwa das gleiche Schüttvolumen in der Luftphase sein. Das Schüttvolumen setzt sich aus dem Luft- und dem Partikelvolumen zusammen. In das Partikelvolumen geht der Partikeldurchmesser mit der dritten Potenz ein. Dieser Zusammenhang spiegelt sich in Abbildung 28 wider.



Abbildung 28: Partikelanzahl in der Luftphase (logarithmisch skaliert) in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers.

## 6.4 Innere und äußere Schleieroberfläche

Die innere Schleieroberfläche ergibt sich aus der Multiplikation der Partikelanzahl in der Luftphase mit der Partikeloberfläche. Bei der äußeren Schleieroberfläche wird angenommen, dass die Partikelschleier eine Porosität von 0 haben und damit als dichte Platten vorliegen. Unterschieden werden zwei Arten von Platten:

- 1. Platten mit glatter Oberfläche (Abkürzung PL)
- Platten mit Kugeln (in der Größe der jeweiligen Partikel) an der Oberfläche (Abkürzung KO)

Aufgrund der Annahme, dass die Porosität des Schleiers im Falle der Platte 0 ist, sind die äußeren Schleieroberflächen ab einem gewissen Partikeldurchmesser immer größer als die innere Schleieroberfläche. Zudem ist die äußere Schleieroberfläche die mit Kugeloberfläche stets größer als äußere Schleieroberfläche mit einer glatten Plattenoberfläche.

## 6.4.1 Einfluss der Drehzahl

Dies zeigt sich in Abbildung 29. Die innere Schleieroberfläche ist bei allen untersuchten Drehzahlen kleiner als die beiden äußeren Schleieroberflächen. Mit steigender Drehzahl nimmt die innere Schleieroberfläche jedoch stärker zu als die äußeren Schleieroberflächen. Die Kurven nähern sich bei zunehmender Drehzahl an.

Grund dafür ist, dass mit Erhöhung der Drehzahl die Partikelanzahl – und damit die innere Schleieroberfläche – linear ansteigt. Bei einer Verdoppelung der Drehzahl wird die Partikelanzahl in der Luftphase verdoppelt und damit auch die innere Schleieroberfläche um den Faktor zwei erhöht. Die äußere Form der Schleier ändert sich hingegen weniger stark mit der Drehzahl, weshalb die äußere Schleieroberfläche nur geringfügig mit der Drehzahl zunimmt.



Abbildung 29: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit der Drehzahl.

#### 6.4.2 Einfluss des Füllungsgrades

Abbildung 30 stellt den Einfluss des Füllungsgrades auf die Schleieroberfläche dar. Die äußeren Schleieroberflächen nehmen mit steigendem Füllungsgrad deutlich ab, da die Schüttbetthöhe zunimmt und damit die Fallhöhe der Partikel sinkt. Der Einfluss auf die innere Schleieroberfläche ist in Abbildung 30 kaum zu erkennen. Um den Einfluss des Füllungsgrades auf die innere Schleieroberfläche zu bewerten, ist dieselbe Kurve in Abbildung 31 mit einer anderen Achsenskalierung dargestellt. Dort ist zunächst eine Zu-, dann eine Abnahme der inneren Schleieroberfläche zu sehen. Bei 10 % Füllungsgrad liegt die Drehtrommel in einem unterbeladenen Zustand vor. Die Hubschaufel ist initial nicht vollständig beladen. Eine Erhöhung des Füllungsgrades sorgt für eine vollständige initiale Beladung, wodurch mehr Partikel in die Luftphase gelangen und die innere Schleieroberfläche ansteigt. Eine Änderung des Füllungsgrades von 20 % auf 30 % hat keinen Einfluss auf die initiale Beladung der Hubschaufeln. Die Anzahl der abgeworfenen Partikel ist konstant, jedoch ist die Verweildauer der Partikel in der Luftphase beim höheren Füllungsgrad geringer, da die Fallhöhe durch das größere Schüttbett verringert wird.



Abbildung 30: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit des Füllungsgrades.



Abbildung 31: Innere Schleieroberfläche in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

## 6.4.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Schleieroberfläche ist in Abbildung 32 dargestellt. Zusätzlich ist der Einfluss der Drehzahl bei verändertem Hubschaufel-Längenverhältnis gezeigt. Bei einer Drehzahl von 2 rpm nimmt die innere Schleieroberfläche mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zu. Dies gilt auch für die äußeren Schleieroberflächen - jedoch nur bis zum Hubschaufel-1,5. Eine weitere Erhöhung Längenverhältnis von des Hubschaufel-Längenverhältnisses führt zu einer Verringerung der äußeren Schleieroberfläche. Noch stärker ist dieser Einfluss bei der höheren Drehzahl von 8 rpm zu sehen. Bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 (innere Schleieroberfläche) bzw. 1,5 (äußere Schleieroberfläche) führt eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses zu einer größeren Schleieroberfläche. Anschließend fallen die Schleieroberflächen stark ab. Das liegt zum einen daran, dass bei großen Hubschaufel-Längenverhältnissen hohen Drehzahlen Beund und Entladungsprobleme der Hubschaufeln auftreten. Es werden insgesamt weniger Partikel in die Hubschaufel aufgenommen sowie in die Luftphase gebracht. Zum anderen entstehen die Partikelschleier bei hohen Drehzahlen und hohem Hubschaufel-Längenverhältnis erst bei hohen Abwurfwinkeln. Die Schleier haben eine geringere mittlere Fallhöhe und damit geringere äußere Schleieroberflächen.



Abbildung 32: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl.

In Abbildung 33 ist zusätzlich der Einfluss des Füllungsgrades dargestellt. Die eben beschriebene Abhängigkeit der Schleieroberfläche vom Hubschaufel-Längenverhältnis zeigt sich auch in dieser Abbildung.

Der dargestellte optimale Füllungsgrad beträgt 10,7 %. Eine Erhöhung des Füllungsgrades vom optimalen Füllungsgrad auf 20 % (überbeladener Zustand) hat keinen sichtbaren Einfluss auf die innere Schleieroberfläche, wie in Kapitel 6.4.2 erläutert wird.

Die äußeren Schleieroberflächen sinken hingegen mit steigendem Füllungsgrad, da die Schüttbetthöhe zu- und damit die Fallhöhe abnimmt.



Abbildung 33: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades.

#### 6.4.4 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Eine Erhöhung der Hubschaufel-Anzahl bewirkt eine Vergrößerung aller drei gemessenen Schleieroberflächen (s. Abbildung 34). Es ist ein linearer Zusammenhang zu sehen. Dieser liegt darin begründet, dass mit steigender Hubschaufel-Anzahl die Anzahl der aktiven Hubschaufeln – und damit die Anzahl der Schleier – linear zunimmt. Voraussetzung ist, dass bei Erhöhung der Hubschaufel-Anzahl trotzdem alle Hubschaufeln initial vollständig beladen sind. Das ist in

Abbildung 34 der Fall, da der optimale Füllungsgrad mit der Hubschaufel-Anzahl steigt.

Eine Erhöhung der Drehzahl führt in der dargestellten Konfiguration zu höheren inneren und äußeren Schleieroberflächen.



Abbildung 34: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl.

Auch in Abbildung 35 ist zu sehen, dass eine Erhöhung der Hubschaufel-Anzahl die Schleieroberflächen vergrößert. Zudem ist der Einfluss des Füllungsgrades gezeigt. Ein Füllungsgrad höherer bewirkt eine Verringerung der äußeren Schleieroberflächen. Einfluss Schleieroberfläche Der auf die innere ist vergleichsweise gering.



Abbildung 35: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades.

#### 6.4.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat auf die äußere Schleieroberfläche nur insofern einen Einfluss, dass der finale Abwurfwinkel variieren kann. Durch einen höheren finalen Abwurfwinkel wird die mittlere äußere Schleieroberfläche vergrößert. Der Einfluss ist jedoch relativ gering, wie in Abbildung 36 zu sehen ist. Die innere Schleieroberfläche hängt hingegen sehr stark vom Partikeldurchmesser ab. Bei gleichem abgeworfenen Schüttvolumen steigt die Partikelanzahl in der Luftphase mit sinkendem Partikeldurchmesser. Dadurch erhöht sich ebenfalls die innere Schleieroberfläche. Bei Partikeldurchmessern bis ungefähr 0,5 mm ist die innere Schleieroberfläche stets geringer als die äußeren Schleieroberflächen. Je kleiner der Durchmesser der Partikel wird, umso geringer wird auch der Abstand zwischen den Partikeln im Schleier. Die Porosität des Schleiers nimmt ab und der Schleier nähert sich der Annahme einer dichten Platte. Dies ist am Schnittpunkt der Kurven für die innere und die äußere Schleieroberfläche zu sehen.

Daraus lässt sich die Hypothese ableiten, dass bei kleinem Partikeldurchmesser die Verwendung der äußeren Schleieroberfläche bessere Ergebnisse in der Wärmebilanz liefert, da der Schleier vom Gas umströmt wird. Schleier mit großen Partikeln weisen eine hohe Porosität auf, sodass die Schleier eher vom Gas durchströmt werden. In diesem Fall wäre mit der inneren Schleieroberfläche zu rechnen.

62



Abbildung 36: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeloberfläche) Schleieroberfläche in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers.

## 6.5 Füllwinkel

Der Füllwinkel ist als Maß für die Kontaktfläche zwischen Drehtrommelwand und Partikeln zu sehen. Mit Hilfe des Füllwinkels lässt sich die Bogenlänge der Drehtrommelwand berechnen, die einen Partikelkontakt hat. Ein Füllwinkel von 180 ° bedeutet, dass 50 % der Drehtrommelwand im Kontakt mit Partikeln sind. Eine Erhöhung der Kontaktfläche wirkt sich unmittelbar auf den Kontaktwärmeübergang aus.

# 6.5.1 Einfluss der Drehzahl

Abbildung 37 zeigt den Einfluss der Drehzahl auf den Füllwinkel. Eine Erhöhung der Drehzahl führt zu einem höheren Füllwinkel und es stehen mehr Partikel im Kontakt mit der Wand. Der Hauptgrund dafür ist die Zunahme der Zentrifugalkraft mit steigender Drehzahl. Die Partikel werden zunehmend nach außen – zur Drehtrommelwand – gedrückt.



Abbildung 37: Füllwinkel in Abhängigkeit der Drehzahl.

## 6.5.2 Einfluss des Füllungsgrades

Der Füllwinkel steigt ebenfalls mit Zunahme des Füllungsgrades bei sonst gleichen Parametern (s. Abbildung 38). Je höher der Füllungsgrad ist, umso mehr Material befindet sich in der Drehtrommel und umso mehr Kontaktfläche zwischen Wand und Partikeln entsteht. Der Einfluss des Füllungsgrades nimmt jedoch bei höheren Füllungsgraden ab. Der Grund hierfür liegt darin, dass mit steigendem Füllungsgrad das Material über einen breiteren Querschnitt verteilt wird. Dadurch nimmt die Wand-Partikel-Kontaktfläche mit steigendem Füllungsgrad immer weniger zu. Dieser Trend würde bis zu einem Füllungsgrad von 50 % fortgeführt werden.



Abbildung 38: Füllwinkel in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

## 6.5.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Abbildung 39 zeigt den Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Füllwinkel. Bei einer Drehzahl von 2 rpm (grau und blau) steigt der Füllwinkel mit größer werdendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Wird die Drehzahl auf 8 rpm erhöht, steigt der Füllwinkel zunächst, nimmt jedoch bei großen Hubschaufel-Längenverhältnissen ab, was an der schlechteren Be- und Entladung der Hubschaufeln liegt. Zudem ist zu sehen, dass ein höherer Füllungsgrad einen höheren Füllwinkel bewirkt. Der Einfluss wird mit zunehmendem Hubschaufel-Längenverhältnis kleiner, da der optimale Füllungsgrad ansteigt und sich dem Wert von 20 % annähert.



Abbildung 39: Füllwinkel in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades und der Drehzahl.

## 6.5.4 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Mit mehr installierten Hubschaufeln wird ebenso ein höherer Füllwinkel erzielt, wie Abbildung 40 verdeutlicht. Je mehr Hubschaufeln verbaut sind, umso mehr Material wird aus dem Schüttbett gehoben und mit der Wand in Kontakt gebracht. Es ist außerdem zu sehen, dass eine höhere Drehzahl, ebenso wie ein höherer Füllungsgrad, eine Steigerung des Füllwinkels bedingt. Der Einfluss des Füllungsgrades wird in der dargestellten Grafik mit steigender Hubschaufel-Anzahl kleiner, da sich der optimale Füllungsgrad mit steigender Hubschaufel-Anzahl immer mehr dem Wert von 20 % annähert.



Abbildung 40: Füllwinkel in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und der Drehzahl.

## 6.5.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat keinen direkten Einfluss auf den Füllwinkel. Dass – wie in Abbildung 41 – ein Einfluss zu erkennen ist, liegt am leicht unterschiedlichen Bewegungsverhalten der Partikel. Die verwendeten 0,2 mm Partikel (Quarzsand) weisen eine bessere Haftreibung zur Wand auf. Daher türmt sich der Quarzsand etwas mehr auf als die anderen Partikelfraktionen. Das resultiert in einem höheren Füllwinkel bei sonst gleichen Parametern. Alle größeren untersuchten Partikel haben bessere Rolleigenschaften als der Quarzsand. Ein Auftürmen ist deshalb bei den 0,7 mm und 2 mm Partikeln kaum zu beobachten, weshalb geringere Füllwinkel gemessen werden. Die 4 mm Partikel weisen zwar ebenfalls gute Rolleigenschaften auf, jedoch haben sie (bei geringen Drehzahlen) einen höheren kinetischen Schüttwinkel als die kleinen Partikel. Deshalb ist der Füllwinkel bei 4 mm Partikel etwas höher im Vergleich zu den beiden nächstkleineren Partikelfraktionen.



Abbildung 41: Füllwinkel in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers.

#### 6.6 Hydraulische Querschnittsfläche

Die hydraulische Querschnittsfläche wird benötig, um die Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Drehrohr zu bestimmen. Messungen haben ergeben, dass im vorliegenden experimentellen Design ein vernachlässigbar geringer Anteil der Strömung durch die Lücken zwischen den Hubschaufeln strömt. Aus diesem Grund ist die maximale hydraulische Querschnittsfläche der innere Kreisausschnitt zwischen den Hubschaufeln (s. Abbildung 17). Nachfolgend werden zwei hydraulische Querschnitte unterschieden.

- 1. Durchströmung
- 2. Umströmung

Im Fall der Durchströmung wird davon ausgegangen, dass das Gas die Partikelschleier durchströmt. Hierbei wird die von den Partikelschleiern eingenommene Fläche zur hydraulischen Querschnittsfläche gezählt. Damit ist die hydraulische Querschnittsfläche bei der Durchströmung lediglich von der Schüttbetthöhe abhängig.

Im Fall der Umströmung gilt die Annahme, dass das Gas um den Partikelschleier strömt und der Schleier nicht vom Gas penetriert wird. Die Fläche der Partikelschleier wird in diesem Fall nicht zur hydraulischen Querschnittsfläche gezählt. Hierbei hängt die hydraulische Querschnittsfläche von der Schüttbetthöhe und der Fläche der Partikelschleier ab.

68

Auf Grund dieser Definition wird im Folgenden die hydraulische Querschnittsfläche bei der Durchströmung stets höher sein als bei der Umströmung.

## 6.6.1 Einfluss der Drehzahl

Die hydraulische Querschnittsfläche ist in Abbildung 42 in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt. Da im Fall der Durchströmung lediglich die Schüttbetthöhe einen Einfluss auf die hydraulische Querschnittsfläche hat, ist nur ein geringer Einfluss der Drehzahl zu sehen. Mit steigender Drehzahl nimmt die hydraulische Querschnittsfläche leicht da die Schüttbetthöhe sinkt. Unter Annahme einer Umströmung der zu. Partikelschleier ist ein deutlicherer Zusammenhang zwischen der hydraulischen Querschnittsfläche und der Drehzahl zu erkennen. Die hydraulische Querschnittsfläche sinkt mit steigender Drehzahl, da die Partikelschleier mit steigender Drehzahl mehr Fläche einnehmen. Der Einfluss der sinkenden Schüttbetthöhe ist im Vergleich dazu vernachlässigbar klein. Bei 8 rpm steigt die hydraulische Querschnittsfläche im Fall der Umströmung an. Dies ist zum einen auf die schlechtere Be- und Entladung der Hubschaufeln, und damit auch auf eine geringere Schleieroberfläche zurückzuführen. Zum anderen werden die Partikel bei steigender Drehzahl auf Grund der höheren Zentrifugal- und Trägheitskraft weiter nach vorn aus der Hubschaufel abgeworfen. Bei 8 rpm fallen einige Partikel auf den nächsten Hubschaufel (s. Abbildung 43). Dieser Teil des Rücken der Partikelschleiers befindet sich zwischen zwei Hubschaufeln und daher per Definition außerhalb der hydraulischen Querschnittsfläche.



Abbildung 42: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit der Drehzahl für durch- und umströmte Partikelschleier.



Abbildung 43: Anteil des Partikelschleiers, der bei hohen Drehzahlen auf den Rücken der davor liegenden Hubschaufel fällt und nicht zur hydraulischen Querschnittsfläche zählt.

## 6.6.2 Einfluss des Füllungsgrades

Mit zunehmendem Füllungsgrad steigt das Schüttvolumen. Mit steigendem Schüttvolumen nehmen beide betrachtete hydraulische Querschnittsflächen ab, wie Abbildung 44 zeigt. Im Fall der Durchströmung ist ein linearer Zusammenhang zu sehen, da die hydraulische Querschnittsfläche ausschließlich vom Schüttvolumen abhängt und das Schüttvolumen linear mit dem Füllungsgrad zunimmt. Bei der

Umströmung ist ein ähnlicher Verlauf zu sehen. Das Schüttvolumen hat in diesem Fall den gleichen Einfluss. Hinzu kommt der Einfluss der Schleieroberfläche, die leicht vom Füllungsgrad abhängt (s. Abbildung 31).



Abbildung 44: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Füllungsgrades für durchund umströmte Partikelschleier.

## 6.6.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Abbildung 45 zeigt die hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses. Im Fall der Durchströmung ist die hydraulische Querschnittsfläche bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 konstant. Bei weiter steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis nimmt die hydraulische Querschnittsfläche ab, da ein Schüttbett auf den Hubschaufeln entsteht. Auf Grund der schlechten Be- und Entladungscharakteristik der beiden großen Hubschaufeln muss ein hoher optimaler Füllungsgrad gewählt werden, der das Entstehen eines Schüttbettes bewirkt.

Im Fall von umströmten Partikelschleiern und einer Drehzahl von 2 rpm sinkt die hydraulische Querschnittsfläche bis zu einem Minimum beim Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5. Bis dahin steigt die Anzahl der Partikel in der Luftphase und damit die Schleierfläche, die umströmt werden muss. Beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis sinkt die Partikelanzahl in der Luftphase. Die hydraulische Querschnittsfläche steigt. Ein ähnlicher Trend ist bei 8 rpm zu sehen. Jedoch hohen Drehzahl Minimum ist bei der das der hydraulischen

Querschnittsfläche bereits beim Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 erreicht. Steigt das Hubschaufel-Längenverhältnis weiter an, führt die schlechte Be- und Entladung der hubschaufeln zu weniger Partikeln in der Luftphase. Die Schleieroberfläche sinkt und die hydraulische Querschnittsfläche steigt an.



Abbildung 45: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation der Drehzahl.

Abbildung 46 zeigt zusätzlich den Einfluss des Füllungsgrades bei Variation des Hubschaufel-Längenverhältnisses. Die Trends aller Kurven sind vergleichbar mit denen in Abbildung 45. Eine Erhöhung des Füllungsgrades führt zu einer Verringerung der hydraulischen Querschnittsfläche, da die vom Schüttbett eingenommene Fläche zunimmt.



Abbildung 46: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades.

## 6.6.4 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Mit steigender Hubschaufel-Anzahl nimmt die hydraulische Querschnittsfläche bei Durchströmung zu (s. Abbildung 47), da mehr Material in die Hubschaufel aufgenommen werden kann, wodurch das Schüttbett kleiner wird.

Die hydraulische Querschnittsfläche bei der Umströmung hingegen sinkt mit steigender Hubschaufel-Anzahl. Je mehr Hubschaufeln verbaut sind, umso mehr Partikelschleier entstehen und umso mehr Fläche wird von den Partikelschleiern eingenommen. Wird zusätzlich die Drehzahl erhöht, werden noch mehr Partikel in die Luftphase gebracht. Die Schleieroberfläche steigt an und die hydraulische Querschnittsfläche sinkt.



Abbildung 47: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation der Drehzahl.

In Abbildung 48 ist zusätzlich der Einfluss des Füllungsgrades gezeigt. Im Fall der Durchströmung zeigt sich beim optimalen Füllungsgrad kein signifikanter Einfluss der Hubschaufel-Anzahl, da der optimale Füllungsgrad mit der Hubschaufel-Anzahl zunimmt. Bei 20 % Füllungsgrad ist, wie in Abbildung 47, eine Zunahme der hydraulischen Querschnittsfläche bei steigender Hubschaufel-Anzahl zu sehen.

Für den Fall der Umströmung entsteht der Unterschied zwischen den beiden dargestellten orangen Kurven lediglich dadurch, dass das Schüttbett beim höheren Füllungsgrad mehr Fläche einnimmt und somit die hydraulische Querschnittsfläche verringert.



Abbildung 48: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades.

#### 6.6.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Die Abhängigkeit der hydraulischen Querschnittsfläche vom Partikeldurchmesser ist in Abbildung 49 dargestellt. Für die Annahme einer Durchströmung liegt kein signifikanter Einfluss des Partikeldurchmessers vor. Im Fall der Umströmung zeigt sich eine mit dem Partikeldurchmesser zunehmende hydraulische Querschnittsfläche. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass die Partikelschleier der kleineren Partikel eine größere Fläche einnehmen. Dafür gibt es zwei mögliche Erklärungen. Bei geringen Partikeldurchmessern ist der Abstand zwischen den Partikeln gering und die Wahrscheinlichkeit von Partikel-Interaktionen erhöht (s. Abbildung 50). Partikel-Zusammenstöße führen zum Abstoßen der Partikel und zum Außerdem Divergieren des Partikelschleiers. wurde bei Partikeln kleinen Durchmessers ein Aufbrechen der Partikelschleier beobachtet (s. Abbildung 50). Der aufgebrochene Partikelschleier nimmt mehr Fläche ein, wodurch die hydraulische Querschnittsfläche abnimmt.



Abbildung 49: Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers für durch- und umströmte Partikelschleier.



Abbildung 50: Einfluss des Partikeldurchmessers auf die Schleier-Querschnittsfläche. Aufbrechen des Partikelschleiers bei 0,2 mm Quarzsand-Partikeln.

# 7 Experimentelle Analyse des Wärmeübergangs

# 7.1 Experimentelles Design

Der Wärmeübergang in Drehrohren mit Hubschaufeleinbauten wird an einem Batch-Versuchsdrehrohrofen mit einer Länge von 1,76 m und einem Durchmesser von 0,5 m experimentell untersucht. Der Schematische Aufbau des Drehrohrofens ist in Abbildung 51 dargestellt. Der beheizte Bereich des Ofenrohres hat eine Länge von 1 m. Dieser Bereich ist gedämmt und von einer Metall-Ummantelung umgeben. In der Ummantelung befindet sich die elektrische Schalenbeheizung mit einer Leistung von 21 kW. Damit lassen sich Ofentemperaturen von 500 °C (Langzeit) bzw. 750 °C (Kurzzeit) realisieren. Das Ofenrohr liegt im vorderen Bereich auf Gleitlagern. Im hinteren Bereich wird es auf V-Profilen gelagert, um das Rohr axial zu stabilisieren. Durch diese Konstruktion ist eine durch Temperaturunterschiede hervorgerufene Ausdehnung des Rohres nach vorn möglich.

Die Neigung des Rohres kann stufenlos zwischen 0° und 5° variiert werden. Angetrieben wird das Rohr durch einen Elektromotor, der die Kraft über einen Kettenantrieb auf das Rohr überträgt. Mit Hilfe der Steuerelemente lässt sich die Drehzahl stufenlos zwischen 0 und 10 rpm einstellen. Die Drehrichtung kann sowohl im Uhrzeigersinn als auch gegen den Uhrzeigersinn sein. Mittels eines Temperaturreglers können beliebige Temperaturprofile definiert werden. Somit lassen sich Heizraten und Haltedauern exakt definieren.

Das Ofenrohr wird am hinteren Ende auf einen Innendurchmesser von 0,16 m verjüngt. An diese Verjüngung kann eine Rohrleitung angeschlossen werden. Am Ender der Rohrleitung ist ein Radialventilator installiert, der Gas ansaugt. Damit lässt sich Umgebungsluft durch das Ofenrohr saugen. Durch Anpassung der Ventilator-Leistung wird der angesaugte Luft-Volumenstrom variiert.

Während des Versuchs werden die offenen Enden des Ofenrohres mit Gittern verschlossen, damit keine Partikel ausgetragen werden. In der Aufheizphase sind beide offenen Enden des Rohres mit Steinwolle gedämmt, um Wärmeverluste zu verringern.

Mit dem Ofenrohr rotiert eine Messsonde, die beim Passieren eines stationären Magneten ein Signal an den Messrechner sendet. Damit lässt sich die Zeit einer

77

Umdrehung bestimmen und den Temperaturen können Winkelpositionen zugewiesen werden.



Abbildung 51: Schematischer Aufbau des Versuchsdrehrohrofens.

In das Ofenrohr sind in gleichmäßigen axialen und transversalen Abständen Gewinde gebohrt, sodass Hubschaufeln daran verschraubt werden können. Die Hubschaufeln haben ein L-Profil, wobei eine Seite der Hubschaufeln entlang des Ofenrohrradius (radiale Hubschaufellänge I<sub>1</sub>) und die andere Seite transversal zum Ofenrohr (transversalte Hubschaufellänge I<sub>2</sub>) verläuft (s. Abbildung 52). Eine der Hubschaufeln ist mit Präzisionsröhrchen bestückt. 0,5 mm Typ-K Thermoelemente werden durch die Präzisionsröhrchen geführt, wie in Abbildung 53 zu sehen ist. Die Präzisionsröhrchen schützen die Thermoelemente vor mechanischer Beanspruchung und bringen sie an ihre Messposition. Befinden sich die Thermoelemente an Wandpositionen (Ofenwand, Hubschaufelwand), werden sie mit einem Schraubenkopf auf der Wand fixiert, wie in Abbildung 55 c) zu sehen ist.



Abbildung 52: Hubschaufeln mit variierendem Hubschaufel-Längenverhältnis (Verhältnis der tangentialen (I<sub>2</sub>) zur radialen Hubschaufellänge (I<sub>1</sub>)).



Abbildung 53: Messhubschaufel mit Präzisionsröhrchen, die die 0,5 mm Typ-K Thermoelemente führen.

Im beheizten Bereich sind drei axiale Messpositionen (250, 500, 750 mm) installiert. An jeder der axialen Positionen wird die Temperatur an sechs radialen Positionen erfasst. Die Messpositionen sind in Abbildung 54 schematisch dargestellt, Abbildung 55 zeigt die Messpositionen an der Messhubschaufel.



Abbildung 54: Schematische Darstellung der axialen und radialen Messpositionen.



Abbildung 55: Darstellung der axialen und radialen Messpositionen an der Messhubschaufel. a) Axiale Messpositionen, b) Radiale Messpositionen in der Gasphase, c) Radiale Messpositionen in der Hubschaufel.

Somit werden an drei verschiedenen axialen Positionen die Temperaturen der Ofenwand, der Hubschaufelwand, des Hubschaufelzentrums sowie an drei verschiedenen radialen Positionen in der Gasphase bestimmt. Da die Thermoelemente an einer der Hubschaufeln befestigt sind, rotieren sie mit dem Rohr. Die Thermoelemente werden in einer Messbox, die mit einem Flansch an der Vorderseite des Ofenrohres montiert ist, zusammengeführt. Von der Messbox aus werden die Daten per Funk an eine Recheneinheit übertragen (je Thermoelement bis zu drei Werte pro Sekunde). Dadurch kann die periphere Temperaturverteilung der Wand, der Hubschaufeln, des Schüttgutes und der Luft simultan gemessen werden. Das Thermoelement im Hubschaufelzentrum misst – in Abhängigkeit der Umfangsposition – die Temperatur des Schüttbetts, der Hubschaufelschüttung oder der Gasphase, wenn die Hubschaufel nicht mehr mit Partikeln befüllt ist.

# 7.2 Versuchsdurchführung

Die Drehtrommel wird zunächst von außen beheizt, um das Schüttgut auf eine Referenztemperatur (ca. 300 °C) zu erwärmen. Nach Erreichen dieser Temperatur werden die äußeren Beheizungsquellen abgeschaltet und die Drehtrommel über einen Radialventilator mit Luft bei Umgebungstemperatur durchströmt. Das instationäre Abkühlen des Schüttgutes wird dabei kontinuierlich erfasst. Mit den gemessenen Temperaturen kann über die differentielle Energiebilanz der Wärmeübergang bestimmt werden.

## 7.3 Durchgeführte Versuche

Es werden drei Messreihen nach der Art der analysierten Parameter unterschieden:

- 1. Betriebsparameter
  - a. Drehzahl
  - b. Füllungsgrad
  - c. Luft-Volumenstrom
- 2. Designparameter
  - a. Hubschaufel-Längenverhältnis
  - b. Hubschaufel-Anzahl
- 3. Schüttgutparameter
  - a. Partikeldurchmesser
  - b. Partikeldichte

Tabelle 5 zeigt eine Übersicht der durchgeführten Wärmeübergangs-Versuche.

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 rpm
10, 20, 30 %
100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1500 m <sup>3</sup> /h
Hubschaufel-Anzahl 12
Hubschaufel-Längenverhältnis 1,0
4 mm Glaskugeln
0,375, 0,75, 1,0, 1,5, 2,0
6, 9, 12, 18
2, 8 rpm
Jeweils optimaler Füllungsgrad, 20 %
200, 600 m³/h
0,7, 2, 4 mm
Glaskugeln, Blähton, Stahl
2, 8 rpm
Jeweils optimaler Füllungsgrad, 20 %
200, 600 m <sup>3</sup> /h
Hubschaufel-Anzahl 12
Hubschaufel-Längenverhältnis 1,0

#### Tabelle 5: Übersicht über die durchgeführten Wärmeübergangs-Versuche.

## 7.4 Versuchsauswertung

Während des Versuchs wird am Messrechner eine Text-Datei erstellt (s. Abbildung 56), in die fortwährend folgende Daten geschrieben werden:

- Versuchsparameter als Dateiname
- Gesamt-Versuchsdauer (t<sub>Ges</sub>)
- Umfangswinkel-Position der Messhubschaufel/Thermoelemente ( $\delta$ )
- Dauer einer Umdrehung (t<sub>U</sub>)
- Umgebungstemperatur (T<sub>U</sub>)
- Temperaturen im Ofen (T<sub>1</sub> ...)

Es wird dabei jeweils eine Datei während der Aufheizphase und eine Datei während der Abkühlphase erstellt. Beide Text-Dateien werden nach dem Versuch in Matlab eingelesen.
$ \begin{array}{c c c c c c c c c c c c c c c c c c c $	20180207_0	l2l1_1.000_nH_	06_GB_mono_4	4.0_0.0_fD_5	.30_n_2.0_Ven	t_5.5_V_0200_	heat_350_ana	alyse - Editor									. 🗆 X
1824.10       345.6       28.57       20.5       290.3       235.6       237.5       213.1       204.3       172.6       232.6       237.6       201.3       190.5       190.6       264.9         1824.56       350.0       285.70       323.5       6       237.5       213.1       204.3       166.1       276.6       232.6       237.6       2	t <sub>Ges</sub>	δ	tυ	Τu	T <sub>1</sub>	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>	T <sub>10</sub>	T <sub>11</sub>	T <sub>12</sub>	T <sub>13</sub>
1824.56       350.2       28.95       19.5       290.3       235.6       237.5       213.1       204.3       166.1       277.6       232.6       234.6       203.5       196.5       196.5       266.9         1825.49       235.4       205.5       280.3       235.6       237.5       213.1       206.3       166.1       277.6       232.6       233.6       203.5       196.5       196.5       266.9         1825.7.0       31.5       1.0       0.5       280.3       235.6       237.5       213.1       206.3       166.1       277.6       233.6       233.6       203.3       196.5       195.5       266.9       195.5       200.3       235.6       236.5       201.3       196.5       286.9       195.5       266.9       195.5       200.3       235.6       238.6       201.3       196.4       196.5       266.9       196.5       286.9       290.3       235.6       238.5       214.1       206.3       171.1       276.6       233.6       204.6       203.3       196.5       196.5       286.9       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       196.5       19	1824.19	345.6	28.57	20.5	290.3	235.6	237.5	213.1	204.3	172.0	278.6	232.6	235.6	203.3	195.5	191.6	263.9
1355.8       135.8       125.7       125.7 <t< td=""><td>1824.56</td><td>350.2</td><td>28.95</td><td>19.5</td><td>290.3</td><td>235.6</td><td>237.5</td><td>213.1</td><td>204.3</td><td>168.1</td><td>279.6</td><td>232.6</td><td>234.6</td><td>203.3</td><td>195.5</td><td>190.6</td><td>264.9</td></t<>	1824.56	350.2	28.95	19.5	290.3	235.6	237.5	213.1	204.3	168.1	279.6	232.6	234.6	203.3	195.5	190.6	264.9
1825.70       3.5       -0.29       20.5       290.3       225.6       227.5       213.1       205.3       160.1       276.6       232.6       235.6       203.3       197.5       195.5       264.9         1826.08       6.2       0.6       10.5       290.3       235.6       236.6       236.7       235.6       236.6       235.6       236.7       235.6       236.6       236.7       235.6       236.6       236.7       237.6       232.6       234.6       236.4       198.4       198.4       198.4       198.4       198.5       246.9       198.7	1825 32	359.4	29.33	19.5	289.3	233.0	237.5	212.1	204.3	166.2	279.6	233.0	235.0	203.3	196.5	191.0	265.9
1826.08       6. 22       0.67       19.5       291.3       232.6       237.5       213.1       206.3       171.1       279.6       223.6       233.6       203.3       197.5       193.5       264.9         1827.64       12.8       1.02       200.3       233.6       2	1825.70	3.5	0.29	20.5	290.3	235.6	237.5	213.1	205.3	168.1	278.6	232.6	235.6	203.3	197.5	193.5	264.9
1846.4       1.2.8       1.0.9       200.3       230.6       238.7       213.1       200.3       171.0       77.6       233.6       233.6       238.7       264.9         1827.2       22.0       1.8       20.3       233.6       238.5       213.1       200.3       177.0       279.6       232.6       234.6       204.3       184.4       185.7       264.9         1827.60       22.0       1.8       230.5       233.6       238.5       213.1       206.3       177.1       279.6       232.6       234.6       201.3       198.4       194.5       264.9         1827.60       22.6       234.6       201.3       196.5       194.5       264.9       264.6       201.3       196.5       194.5       264.9       265.9       222.6       234.6       204.3       196.5       194.5       264.9       265.9       282.6       234.6       204.3       196.5       194.5       264.9       265.9       282.6       234.6       204.3       196.5       194.5       264.9       265.9       282.6       234.6       204.3       196.5       194.5       264.9       265.9       283.6       204.3       196.5       194.5       264.9       264.9       264.9 <td>1826.08</td> <td>8.2</td> <td>0.67</td> <td>19.5</td> <td>291.3</td> <td>235.6</td> <td>237.5</td> <td>213.1</td> <td>206.3</td> <td>169.1</td> <td>279.6</td> <td>233.6</td> <td>235.6</td> <td>203.3</td> <td>197.5</td> <td>193.5</td> <td>264.9</td>	1826.08	8.2	0.67	19.5	291.3	235.6	237.5	213.1	206.3	169.1	279.6	233.6	235.6	203.3	197.5	193.5	264.9
$ \begin{array}{c} 1272, 52 \\ 127, 52$	1826.46	12.8	1.05	20.5	290.3	235.6	238.5	213.1	206.3	1/1.1	2/8.6	233.6	235.6	203.3	198.4	194.5	263.9
1827.60       26.6       2.20       19.5       290.3       235.6       236.5       214.1       206.3       172.0       279.6       232.6       234.6       203.3       198.4       194.5       264.9         1827.97       31.2       2.58       20.5       235.6       238.5       213.1       206.3       170.1       279.6       231.6       234.6       203.3       198.4       194.5       264.9         1828.37       31.5       2.95       205.5       235.6       238.5       213.1       206.3       170.1       279.6       232.6       234.6       203.3       198.4       194.5       265.9       265.9         1829.47       44.7       4.10       19.5       288.4       235.6       238.5       213.1       206.3       170.1       277.6       232.6       234.6       204.3       199.4       192.6       265.9       195.5       233.1       206.3       170.1       277.6       232.6       231.6       203.3       190.4       193.5       265.9       263.9       213.1       206.3       199.4       144.5       263.9       263.9       213.1       206.3       199.4       144.5       263.9       213.1       206.3       199.4       144.5 <td>1827.22</td> <td>22.0</td> <td>1.82</td> <td>20.5</td> <td>290.3</td> <td>235.6</td> <td>238.5</td> <td>213.1</td> <td>205.3</td> <td>172.0</td> <td>279.6</td> <td>232.6</td> <td>235.6</td> <td>204.3</td> <td>198.4</td> <td>195.5</td> <td>264.9</td>	1827.22	22.0	1.82	20.5	290.3	235.6	238.5	213.1	205.3	172.0	279.6	232.6	235.6	204.3	198.4	195.5	264.9
	1827.60	26.6	2.20	19.5	290.3	235.6	238.5	214.1	206.3	172.0	279.6	232.6	234.6	204.3	198.4	194.5	264.9
1458:37       30.3       2.94       13.3       263.5       213.1       205.3       170.1       277.6       232.6       234.6       204.3       196.5       195.3       168.4       192.6       13.1       205.3       170.1       277.6       232.6       234.6       204.3       196.5       192.6       263.9         1829.49       49.7       4.10       19.5       288.4       235.6       233.5       213.1       205.3       170.1       277.6       232.6       234.6       204.3       199.4       192.6       263.9       192.6       263.9       193.5       263.9       193.5       213.7       234.6       204.5       193.5       203.9       193.4       193.5       203.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       193.4       193.5       263.9       233.	1827.97	31.2	2.58	20.5	289.3	235.6	239.5	213.1	206.3	171.1	278.6	233.6	234.6	203.3	198.4	194.5	263.9
1225-11       45.1       3.72       19.5       228.5       228.5       221.1       206.3       170.1       277.6       222.6       224.6       204.3       196.5       192.6       263.9         1829.49       49.7       4.10       19.5       288.4       233.6       223.8       213.1       206.3       170.1       277.6       223.6       223.6       223.8       204.3       199.7       199.7       192.6       263.9       183.9       193.1       205.3       170.1       278.6       223.6       223.6       224.4       199.7       199.7       199.6       263.9       193.1       190.7       109.6       109.4       199.5       263.9       193.1       200.4       194.5       263.9       194	1828.33	40.5	2.90	19.5	289.3	234.0	238.5	213.1	204.3	170.1	279.6	231.7	234.0	203.3	196.5	194.5	264.9
1829.49       49.7       4.10       19.5       288.4       235.6       221.1       206.3       170.1       277.6       222.6       234.6       203.3       198.4       192.6       263.9         1830.25       59.0       4.87       19.5       288.6       211.1       206.3       177.0       278.6       223.6       234.6       204.3       199.4       199.5       263.9       263.9         1830.21       66.1       25.6       631.6       64.87       53.16.5       288.4       235.6       237.5       211.1       200.3       170.1       278.6       232.6       234.6       204.3       199.4       199.5       263.9       183.1.76       7.7       46.09       205.5       289.3       235.6       237.5       213.1       206.3       170.1       278.6       232.6       231.7       203.3       200.4       199.5       263.9       183.2.9       183.2.14       82.1       70.1       278.6       232.6       231.7       203.3       200.4       195.5       263.9       183.9       183.2.9       180.1       277.6       232.6       231.7       203.3       200.4       195.5       263.9       183.9       183.2.9       180.4       190.5       263.9	1829.11	45.1	3.72	19.5	289.3	235.6	238.5	213.1	205.3	169.1	279.6	232.6	234.6	204.3	196.5	192.6	263.9
18:4:8:0       29:4.0       28:4.4       224.6       238.5       214.1       206.3       172.0       278.6       231.7       224.6       204.3       199.4       193.5       263.9         1830.61       63:6.5       5.23       195.5       283.6       213.1       206.3       170.1       278.6       233.6       204.3       199.4       193.5       263.9         1830.61       63:6.5       5.23       195.5       288.4       235.6       237.5       213.1       206.3       199.1       278.6       232.6       204.3       199.4       193.5       263.9         1831.76       77.4       6.39       20.5       288.4       235.6       237.5       213.1       206.3       199.1       278.6       232.6       231.7       205.3       200.4       195.5       263.9         1832.16       286.6       7.7.15       19.5       288.4       235.6       235.6       231.7       201.3       200.4       195.5       262.9         1832.28       95.9       7.92       19.5       288.4       235.6       236.6       231.7       201.3       196.4       195.5       262.9         1833.28       95.9       7.92       19.5       288	1829.49	49.7	4.10	19.5	288.4	235.6	238.5	213.1	206.3	170.1	277.6	232.6	234.6	203.3	198.4	192.6	263.9
1130.63       65.8       7.5%	1829.87	54.3	4.49	19.5	288.4	234.6	238.5	213.1	205.3	172.0	278.6	231.7	234.6	204.3	197.5	192.6	263.9
1831.01       68.2       5.63       19.5       288.4       225.6       227.5       213.1       200.3       170.1       278.6       232.6       232.6       204.3       200.4       194.15       263.9         1831.76       77.4       6.39       20.5       289.3       235.6       237.5       213.1       206.3       169.1       278.6       232.6       232.6       204.3       199.4       194.15       263.9         1832.14       82.1       6.77       19.5       288.4       235.6       237.5       213.1       206.3       170.1       278.6       232.6       231.7       201.3       200.4       195.5       263.9         1832.52       86.7       7.15       19.5       288.4       235.6       236.6       213.1       210.2       277.6       232.6       231.7       201.3       200.4       195.5       263.9         1833.66       100.5       7.42       205       288.4       235.6       236.6       214.1       206.3       168.1       277.6       232.6       230.7       204.3       198.4       193.5       263.9       183.4       193.5       263.9       193.5       263.9       183.4       193.5       263.9       193.5	1830.63	63.6	5.25	19.5	288.4	235.6	238.5	213.1	205.3	170.1	278.6	232.6	232.6	205.3	199.4	193.5	263.9
1831.39       72.8       6.01       19.5       288.4       224.6       237.5       213.1       210.2       169.1       278.6       231.7       232.6       200.4       194.5       263.9         1833.14       82.1       6.77       4       6.39       20.5       283.6       237.5       213.1       206.3       109.1       278.6       232.6       232.6       20.5       200.4       195.5       263.9         1833.14       82.1       6       7.5       213.1       206.3       109.1       278.6       232.6       230.7       204.3       198.4       195.5       263.9         1833.26       95.9       7.92       19.5       288.4       235.6       236.6       213.1       206.3       109.1       278.6       230.7       204.3       198.4       195.5       262.9         1834.04       105.2       8.68       20.5       288.4       236.6       214.1       205.3       168.1       277.6       232.6       230.7       204.3       198.4       195.5       262.9         1834.04       105.2       8.68       20.5       288.4       236.6       214.1       205.3       168.1       277.6       232.6       230.7       20	1831.01	68.2	5.63	19.5	288.4	235.6	237.5	213.1	205.3	170.1	278.6	232.6	232.6	204.3	200.4	194.5	263.9
1831.10       //.4       6.39       20.5       289.3       235.6       237.6       213.1       200.5       189.1       276.6       222.6       223.6       200.5       200.4       194.3       263.9         1833.152       86.17       7.15       195.2       288.4       235.6       236.7       213.1       200.5       177.6       232.6       230.7       201.3       198.4       195.5       263.9         1833.26       95.9       7.92       19.5       288.4       235.6       236.6       213.1       200.5       188.4       195.5       262.9         1833.66       100.5       8.30       19.5       288.4       235.6       236.6       214.1       206.3       168.1       277.6       232.6       230.7       204.3       198.4       195.5       262.9         1834.42       109.8       9.06       20.5       288.4       235.6       236.6       214.1       206.3       168.1       277.6       232.6       230.7       204.3       197.5       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9       193.5       262.9 </td <td>1831.39</td> <td>72.8</td> <td>6.01</td> <td>19.5</td> <td>288.4</td> <td>234.6</td> <td>237.5</td> <td>213.1</td> <td>210.2</td> <td>169.1</td> <td>278.6</td> <td>231.7</td> <td>232.6</td> <td>204.3</td> <td>199.4</td> <td>194.5</td> <td>263.9</td>	1831.39	72.8	6.01	19.5	288.4	234.6	237.5	213.1	210.2	169.1	278.6	231.7	232.6	204.3	199.4	194.5	263.9
1832.52       367.7       7.15       10.5       288.4       225.6       227.5       213.1       206.3       172.6       232.6       231.7       201.3       200.4       196.5       262.9         1832.90       91.3       7.54       20.5       288.4       225.6       230.6       211.1       206.3       107.1       277.6       232.6       230.7       204.3       198.4       196.5       262.9       198.4       196.5       262.9       198.4       196.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       195.5       262.9       198.4       194.5       263.9       198.4       194.5       263.9       198.4       194.5       263.9       198.4       194.5       26	1831.70	82 1	6.39	20.5	289.3	235.6	237.5	213.1	206.3	170 1	278.6	232.0	232.0	205.3	200.4	194.5	263.9
1832.00       91.3       7.54       20.5       228.4       224.6       236.6       213.1       210.2       170.1       227.6       232.6       230.7       204.3       198.4       196.5       263.9         1833.26       95.9       7.92       195.2       283.3       235.6       236.6       214.1       206.3       169.1       277.6       232.6       230.7       204.3       198.4       195.5       263.9         1833.66       100.5       8.30       19.5       288.4       235.6       236.6       214.1       206.3       168.1       277.6       232.6       220.7       204.3       199.5       193.5       262.9         1834.42       0.05       288.4       235.6       236.6       214.1       200.3       167.2       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       193.5       262.9         1835.6       112.6       10.20       20.5       288.4       235.6       236.6       214.1       207.2       171.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       262.9       194.5       262.9       194.5       262.9       194.5       262.9       194.5       262.9       194.5       262.9 </td <td>1832.52</td> <td>86.7</td> <td>7.15</td> <td>19.5</td> <td>288.4</td> <td>235.6</td> <td>237.5</td> <td>213.1</td> <td>206.3</td> <td>172.0</td> <td>277.6</td> <td>232.6</td> <td>231.7</td> <td>203.3</td> <td>200.4</td> <td>195.5</td> <td>262.9</td>	1832.52	86.7	7.15	19.5	288.4	235.6	237.5	213.1	206.3	172.0	277.6	232.6	231.7	203.3	200.4	195.5	262.9
1833.28       95.9       7.92       19.5       289.3       235.6       236.6       214.1       206.3       169.1       278.6       232.6       230.7       204.3       198.4       195.5       262.9         1833.66       100.5       8.68       20.5       288.4       235.6       214.1       206.3       168.1       278.6       232.6       230.7       204.3       198.5       133.5       262.9         1834.40       100.5       8.68       20.5       288.4       225.6       236.6       214.1       206.3       169.1       277.6       232.6       229.7       204.3       199.5       193.5       262.9         1833.48       119.0       9.82       19.5       289.3       236.6       214.1       207.2       170.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       263.9         1835.58       119.0       9.82       19.5       289.3       236.6       214.1       207.2       170.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       263.9       183.6       137.5       114.1       206.3       177.1       177.6       232.6       229.7       204.3       198.4       194.5 <td>1832.90</td> <td>91.3</td> <td>7.54</td> <td>20.5</td> <td>288.4</td> <td>234.6</td> <td>236.6</td> <td>213.1</td> <td>210.2</td> <td>170.1</td> <td>277.6</td> <td>232.6</td> <td>230.7</td> <td>204.3</td> <td>198.4</td> <td>196.5</td> <td>263.9</td>	1832.90	91.3	7.54	20.5	288.4	234.6	236.6	213.1	210.2	170.1	277.6	232.6	230.7	204.3	198.4	196.5	263.9
<pre>1833.404 105:2 8.68 70.5 288.4 226.6 226.6 113.1 207.5 1168.1 277.6 232.6 229.7 204.3 197.5 193.5 262.9 1834.42 109.8 9.06 20.5 288.4 225.6 226.6 214.1 205.3 169.1 277.6 232.6 229.7 204.3 197.5 193.5 262.9 1834.80 114.4 9.44 20.5 288.4 225.6 236.6 214.1 207.2 170.1 278.6 232.6 229.7 204.3 197.5 193.5 262.9 1835.18 119.0 9.82 19.5 288.4 235.6 236.6 214.1 207.2 170.1 278.6 232.6 229.7 204.3 197.5 193.5 262.9 1835.18 113.6 10.20 20.5 288.4 235.6 236.6 214.1 207.2 170.1 278.6 232.6 229.7 204.3 197.5 194.5 263.9 1835.16 123.6 10.20 20.5 288.4 235.6 236.6 214.1 207.2 170.1 278.6 232.6 229.7 204.3 197.5 194.5 263.9 1835.6 123.6 10.20 20.5 288.4 235.6 236.6 214.1 207.2 170.1 278.6 232.6 229.7 204.3 197.5 194.5 263.9 1835.6 113.5 2 10.39 20.5 288.3 325.6 236.6 214.1 207.2 171.1 277.6 232.6 228.7 204.3 197.4 144.5 263.9 1836.6 137.5 11.35 19.5 289.3 236.6 236.6 236.6 214.1 206.3 176.9 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.63 113.5 11.35 19.5 288.3 235.6 236.6 236.6 214.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.45 146.7 12.11 20.5 289.3 235.6 236.7 214.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.45 146.7 12.11 20.5 289.3 235.6 235.7 213.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.45 146.7 12.11 20.5 289.3 235.6 235.7 214.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.45 146.7 12.11 30.5 280.3 235.6 237.5 214.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 194.5 263.9 1837.45 146.7 12.11 30.5 280.3 235.6 237.5 214.1 206.3 172.0 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 196.5 263.9 1838.49 156.0 12.67 18.5 283.3 235.6 237.5 214.1 206.3 171.1 277.6 232.6 228.7 204.3 198.4 196.5 263.9 1838.41 165.2 13.64 20.5 289.3 235.6 237.5 214.1 206.3 171.1 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 196.5 263.9 1839.41 165.2 13.6 237.5 214.1 205.3 171.1 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 196.5 263.9 1839.41 165.2 13.6 237.5 284.7 204.3 197.5 194.5 263.9 1839.41 165.2 20.3 235.6 237.5 214.1 205.3 171.1 278.6 232.6 228.7 204.3 198.4 196.5 263.9 1840.10 179.1 14.78 19.5 290.3 235.6 237.5 214.1 2</pre>	1833.28	95.9	7.92	19.5	289.3	235.6	236.6	213.1	206.3	169.1	278.6	232.6	230.7	204.3	198.4	195.5	262.9
1834.42       109.8       9.06       20.5       288.4       225.6       226.6       214.1       206.3       167.2       278.6       222.6       229.7       204.3       197.5       193.5       262.9         1834.80       119.4       9.44       20.5       288.4       235.6       214.1       206.3       169.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       193.5       262.9         1835.18       119.0       9.82       19.5       288.4       235.6       214.1       207.2       170.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       263.9         1835.96       123.6       10.59       20.5       288.4       235.6       236.6       214.1       207.2       171.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       263.9       193.6       263.9       193.6       263.9       193.6       226.6       228.7       204.3       188.4       194.5       263.9       193.6       226.7       204.3       198.4       195.5       263.9       193.7       193.5       262.9       193.7       193.5       262.9       233.6       238.7       204.3       198.4       195.	1834.04	105.2	8.68	20.5	288.4	236.6	236.6	214.1	205.3	168.1	277.6	232.6	230.7	204.3	197.5	193.5	262.9
1834.80       114.4       9.44       20.5       288.4       225.6       236.6       214.1       206.3       169.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       193.5       262.9         1833.18       113.0       9.42       10.25       288.4       235.6       214.1       207.2       177.1       277.6       232.6       229.7       204.3       197.5       194.5       263.9       183.5       111.1       207.2       177.1       277.6       232.6       229.7       205.3       197.5       194.5       263.9       183.6       137.5       114.1       207.2       177.1       277.6       232.6       229.7       204.3       198.4       144.5       263.9         1836.13       132.9       10.97       20.5       288.3       226.6       236.6       214.1       207.2       177.1       277.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.69       137.5       11.35       19.5       288.4       235.6       237.5       214.1       206.3       172.0       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9       183.8       136.1       11.2       20.	1834.42	109.8	9.06	20.5	288.4	235.6	236.6	214.1	205.3	167.2	278.6	232.6	229.7	204.3	197.5	193.5	262.9
1835.18       115.0       9.86       19.5       289.3       236.6       214.1       207.2       170.1       278.6       233.6       229.7       205.3       197.5       144.3       263.9         1835.39       1132.6       10.02       200.5       288.4       235.6       221.4       207.2       172.1       277.6       233.6       229.7       205.3       197.5       144.3       263.9         1836.69       1137.5       11.35       19.5       288.3       226.6       221.4       206.3       177.6       233.6       228.7       204.3       198.4       149.5       263.9         1837.67       142.1       11.73       19.5       288.4       225.6       236.6       214.1       206.3       172.0       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       149.5       263.9         1837.45       116.7       142.1       11.73       19.5       288.4       235.6       237.5       214.1       206.3       172.0       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       195.5       263.9         1837.45       115.0       12.47       20.5       289.3       235.6       237.5       214.1       206.3       1	1834.80	114.4	9.44	20.5	288.4	235.6	236.6	214.1	206.3	169.1	277.6	232.6	229.7	204.3	197.5	193.5	262.9
12835.93       128.2       10.59       20.5       288.3       225.6       226.6       214.1       205.3       172.0       227.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1836.61       1132.9       10.97       20.5       288.3       225.6       226.6       214.1       205.3       171.1       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1836.69       137.5       11.35       19.5       289.3       226.6       221.4       12.06.3       177.1       277.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.07       1142.1       11.73       19.5       289.3       236.6       214.1       206.3       177.1       277.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.45       146.7       12.11       20.5       288.3       235.6       237.5       213.1       206.3       177.1       277.6       232.6       228.7       205.3       198.4       196.5       263.9         1838.94       166.6       13.26       19.5       288.4       235.6       237.5       213.1 <t< td=""><td>1835.18</td><td>123.6</td><td>9.82</td><td>20.5</td><td>289.3</td><td>236.6</td><td>236.6</td><td>214.1</td><td>207.2</td><td>171.1</td><td>278.6</td><td>233.0</td><td>229.7</td><td>205.3</td><td>197.5</td><td>194.5</td><td>263.9</td></t<>	1835.18	123.6	9.82	20.5	289.3	236.6	236.6	214.1	207.2	171.1	278.6	233.0	229.7	205.3	197.5	194.5	263.9
1836.61       132.9       10.97       20.5       289.3       226.6       226.6       214.1       206.3       171.1       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.4       194.5       263.9         1836.69       142.1       11.73       19.5       288.4       235.6       221.41       206.3       177.9       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.07       142.1       11.73       19.5       288.4       235.6       236.6       214.1       206.3       177.0       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.45       116.7       12.14       20.5       289.3       235.6       237.5       214.1       206.3       177.0       278.6       232.6       228.7       201.3       199.4       196.5       263.9       198.4       196.5       263.9       183.43       191.5       280.3       235.6       237.5       214.1       206.3       177.1       278.6       232.6       228.7       201.3       199.4       196.5       263.9       193.43       194.5       263.9       193.43       194.5       263.9       193.43	1835.93	128.2	10.59	20.5	289.3	235.6	236.6	214.1	205.3	172.0	277.6	232.6	229.7	205.3	197.5	194.5	263.9
1836.69       137.5       11.35       18.5       289.3       226.6       236.6       214.1       206.3       176.9       278.6       232.6       228.7       204.3       198.4       194.5       263.9         1837.05       142.1       11.71       15.5       288.4       235.6       235.6       211.1       207.2       171.1       277.6       232.6       228.7       204.3       198.4       196.5       263.9       195.5       263.9       137.53       127.0       237.6       232.6       228.7       204.3       198.4       196.5       263.9       263.9       183.8       196.6       13.26       237.5       214.1       206.3       171.1       277.6       232.6       228.7       205.3       199.4       196.5       263.9       198.4       196.5       263.9       198.4       196.5       263.9       198.4       196.5       263.9       1838.96       160.6       13.26       19.5       235.6       237.5       214.1       206.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.5       196.5       263.9       1839.39       160.6       13.26       220.5       299.3       235.6       237.5       214.1       205.3       170.1	1836.31	132.9	10.97	20.5	289.3	236.6	236.6	214.1	205.3	171.1	278.6	232.6	229.7	204.3	198.4	194.5	263.9
1437.45       144.5       15.11       15.13       12.47       15.13       12.97       13.14       20.6       11.12       278.6       232.6       228.7       205.3       13.97 <t< td=""><td>1836.69</td><td>137.5</td><td>11.35</td><td>19.5</td><td>289.3</td><td>236.6</td><td>236.6</td><td>214.1</td><td>206.3</td><td>176.9</td><td>278.6</td><td>232.6</td><td>228.7</td><td>204.3</td><td>198.4</td><td>194.5</td><td>263.9</td></t<>	1836.69	137.5	11.35	19.5	289.3	236.6	236.6	214.1	206.3	176.9	278.6	232.6	228.7	204.3	198.4	194.5	263.9
1837.83       151.3       12.49       20.5       289.3       225.6       227.5       214.1       206.3       172.0       278.6       232.6       228.7       205.3       199.4       196.5       263.9         1838.21       151.3       12.47       20.5       289.3       225.6       228.7       205.3       199.4       196.5       263.9         1838.21       156.0       12.87       19.5       288.4       226.6       237.5       214.1       206.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.4       196.5       263.9         1838.99       160.6       13.26       19.5       288.4       236.6       237.5       214.1       205.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.4       196.5       263.9         1839.94       169.4       14.02       20.5       289.3       235.6       237.5       214.1       205.3       170.1       278.6       232.6       228.7       204.3       199.4       196.5       263.9         1839.4       169.4       14.02       20.5       290.3       235.6       237.5       214.1       206.2       127.1       278.6       232.6       228.	1837.45	142.1	12.11	20.5	289.3	233.6	237.5	213.1	206.3	172.0	278.6	232.6	228.7	204.3	197.5	195.5	263.9
1838.21       156.0       12.87       19.5       289.3       235.6       236.6       214.1       206.3       171.1       278.6       232.6       228.7       203.3       198.4       196.5       263.9         1838.59       165.2       13.64       20.5       289.3       235.6       237.5       213.1       206.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.4       196.5       263.9         1838.99       165.2       13.64       20.5       289.3       235.6       237.5       214.1       205.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.4       196.5       263.9         1839.34       169.8       14.02       20.5       289.3       235.6       237.5       214.1       205.3       170.1       278.6       232.6       228.7       204.3       199.5       193.5       263.9         1839.72       174.4       14.40       19.5       289.3       235.6       237.5       214.1       206.2       278.6       232.6       228.7       203.3       194.4       194.5       264.9         1840.10       179.1       14.78       20.5       290.3       235.6       237.5       214	1837.83	151.3	12.49	20.5	289.3	235.6	237.5	214.1	206.3	172.0	278.6	232.6	228.7	205.3	199.4	196.5	263.9
1438.3       29       160.0       13.40       190.4       190.4       190.4       190.4       190.5       263.9         1438.3       160.2       160.2       14.62       200.5       230.6       237.5       214.1       200.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.4       190.5       263.9         1830.3       160.2       116.2       11.462       200.5       230.7       5       214.1       200.3       170.1       277.6       232.6       228.7       204.3       199.5       190.5       263.9       1830.9       1830.7       170.1       278.6       233.6       227.8       203.3       198.4       192.6       264.9         1840.10       199.1       14.78       20.5       280.3       235.6       237.5       214.1       206.2       172.0       278.6       232.6       228.7       203.3       199.4       194.5       264.9         1840.68       188.7       15.54       19.5       290.3       235.6       237.5       214.1       206.2       172.0       279.6       232.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1840.68       188.3       15.92       19.5 </td <td>1838.21</td> <td>156.0</td> <td>12.87</td> <td>19.5</td> <td>289.3</td> <td>235.6</td> <td>236.6</td> <td>214.1</td> <td>206.3</td> <td>171.1</td> <td>278.6</td> <td>232.6</td> <td>228.7</td> <td>205.3</td> <td>198.4</td> <td>196.5</td> <td>263.9</td>	1838.21	156.0	12.87	19.5	289.3	235.6	236.6	214.1	206.3	171.1	278.6	232.6	228.7	205.3	198.4	196.5	263.9
1439.34       160:8       14.02       20.5       200.3       225.6       227.5       214.1       200.3       171.1       278.6       232.6       228.7       204.3       197.5       193.3       197.5       193.3       256.6       227.5       214.1       200.5       317.1       127.6       232.6       228.7       204.3       197.5       193.5       263.5         1840.10       179.1       14.40       19.5       200.3       226.6       237.5       214.1       200.6       217.11       279.6       233.6       228.7       203.3       199.4       192.5       263.9         1840.10       179.1       14.78       20.5       280.3       226.6       237.5       214.1       200.6       217.2       0       279.6       233.6       228.7       203.3       199.4       194.5       264.9         1840.48       188.3       15.54       19.5       290.3       235.6       237.5       214.1       207.2       172.0       279.6       232.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1840.48       188.3       15.54       19.5       290.3       235.6       238.5       214.1       207.2       172.0       279.6	1838.59	165 2	13.26	20.5	288.4	230.0	237.5	213.1	206.3	170.1	2778 6	232.0	228.7	204.3	199.4	196.5	203.9
1839.72       174.4       14.40       19.5       290.3       236.6       237.5       214.1       207.2       171.1       279.6       233.6       227.8       203.3       198.4       192.6       264.9         1840.10       179.1       14.78       20.5       283.6       237.5       214.1       207.2       171.1       279.6       233.6       228.7       203.3       199.4       192.6       264.9         1840.48       183.7       15.16       19.5       290.3       235.6       237.5       214.1       200.2       172.0       279.6       232.6       228.7       203.3       199.4       194.5       264.9         1840.86       188.3       15.54       19.5       290.3       235.6       237.5       214.1       200.2       172.0       279.6       232.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1841.62       197.5       16.31       19.5       289.3       235.6       238.5       214.1       206.3       171.1       278.6       233.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1842.02       202.2       16.631       19.5       289.3       235.6       238.5       21	1839.34	169.8	14.02	20.5	290.3	235.6	237.5	214.1	205.3	171.1	278.6	232.6	228.7	204.3	197.5	193.5	263.9
1840.10       1'9'.1       14.78       20.5       289.3       226.6       237.5       214.1       200.3       172.0       278.6       232.6       228.7       203.3       199.4       194.5       263.9         1840.480       183.7       15.16       195.7       215.6       232.6       228.7       203.3       199.4       194.5       263.9         1840.480       193.7       15.19       195.7       233.6       237.5       214.1       200.2       172.0       273.6       232.6       228.7       203.3       199.4       194.5       264.9         1841.62       197.5       16.31       19.5       280.3       225.6       228.5       213.1       206.8       277.6       233.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1841.62       206.8       17.07       205.2       216.6       238.5       214.1       211.1       171.1       279.6       233.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1842.38       206.8       1.07       205.2       291.3       236.6       238.5       214.1       211.1       171.1       279.6       233.6       228.7       203.3       199.4       <	1839.72	174.4	14.40	19.5	290.3	236.6	237.5	214.1	207.2	171.1	279.6	233.6	227.8	203.3	198.4	192.6	264.9
1441.08       188.3       15.14       15.15       250.3       250.3       250.4       24.11       200.2       175.10       275.6       226.6       228.7       201.3       196.4       194.3       264.9         1841.24       189.3       15.42       19.5       220.3       235.6       227.5       214.1       200.2       175.10       279.6       232.6       228.7       203.3       196.4       194.5       264.9         1841.24       199.5       19.5       280.3       225.6       228.5       211.1       200.2       175.10       279.6       233.6       228.7       203.3       196.4       194.5       264.9         1842.00       20.2       127.5       244.1       211.1       206.2       177.1       279.6       233.6       228.7       203.3       199.4       194.5       264.9         1842.06       20.2       20.2       21.2       171.1       279.6       233.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1842.76       211.4       17.0       279.6       233.6       227.8       203.3       198.4       195.5       265.9         1842.76       211.4       17.45       19.5       26	1840.10	179.1	14.78	20.5	289.3	236.6	237.5	213.1	206.3	172.0	278.6	232.6	228.7	203.3	199.4	194.5	263.9
1841.24       192.59       15.92       19.5       290.3       236.6       237.5       214.1       207.2       172.0       279.6       233.6       227.8       203.3       198.4       194.5       264.9         1841.62       197.5       16.631       19.5       280.3       235.6       238.5       213.1       206.3       171.1       278.6       233.6       228.7       203.3       198.4       194.5       264.9         1842.00       202.2       16.69       19.5       290.3       235.6       238.5       214.1       201.1       171.1       279.6       232.6       228.7       203.3       197.5       194.5       264.9         1842.38       206.8       1.07       205.2       291.3       236.6       238.5       214.1       206.3       172.0       279.6       233.6       227.8       203.3       198.4       195.5       264.9         1842.38       206.8       1.07       205.2       291.3       236.6       238.5       214.1       206.3       237.6       223.6       227.8       203.3       198.4       195.5       264.9         1842.38       216.0       17.43       19.5       286.6       238.5       214.1       2	1840.86	188.3	15.54	19.5	290.3	235.6	238.5	214.1	206.3	172.0	279.6	232.6	228.7	203.3	198.4	194.5	264.9
1841.62       197.5       16.31       19.5       289.3       225.6       238.5       213.1       206.3       171.1       278.6       238.6       228.7       203.3       197.5       194.5       263.9         1842.00       202.2       16.69       197.5       294.3       235.6       228.5       214.1       211.1       171.1       279.6       232.6       228.7       203.3       197.5       194.5       264.9         1842.76       201.4       17.1       171.1       279.6       233.6       227.8       203.3       197.5       194.5       264.9         1842.76       211.4       17.41       279.6       233.6       227.8       203.3       199.4       195.5       264.9         1842.76       211.4       17.40       279.6       233.6       227.8       203.3       199.4       195.5       265.9         1843.13       216.0       17.83       19.5       296.6       238.5       213.1       207.2       172.0       278.6       233.6       227.8       203.3       199.4       195.5       266.9         1843.13       216.0       17.83       19.5       290.3       236.6       238.5       213.1       207.2       1	1841.24	192.9	15.92	19.5	290.3	236.6	237.5	214.1	207.2	172.0	279.6	233.6	227.8	203.3	198.4	194.5	264.9
1844.00 202.2 10.09 19.3 290.3 235.0 238.5 214.1 211.1 1/1.1 2/9.6 232.6 228.7 203.3 197.3 194.5 204.9 1842.38 206.8 17.45 206.9 1842.76 201.4 17.45 206.9 1842.76 201.4 196.5 206.9 1843.13 206.0 17.63 19.5 200.3 206.6 236.5 213.1 207.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 195.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 195.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 199.4 196.5 206.9 1843.13 206.2 1843.14 1843.1	1841.62	197.5	16.31	19.5	289.3	235.6	238.5	213.1	206.3	171.1	278.6	233.6	228.7	203.3	197.5	194.5	263.9
1842.76       201.4       17.45       10.5       201.3       236.6       238.5       211.1       208.2       172.0       273.6       233.6       227.8       203.3       199.4       195.5       265.9       1843.13       216.0       17.83       19.5       290.3       236.6       238.5       213.1       207.2       172.0       278.6       233.6       227.8       203.3       199.4       195.5       265.9       1843.13       216.0       17.83       19.5       290.3       236.6       233.6       228.7       203.3       201.4       196.5       264.9	1842.00	202.2	17 07	20.5	290.3	235.6	238.5	214.1	211.1	172 0	279.6	232.0	228.7	203.3	197.5	194.5	204.9
1843.13 216.0 17.83 19.5 290.3 236.6 238.5 213.1 207.2 172.0 278.6 233.6 228.7 203.3 201.4 196.5 264.9 (	1842.76	211.4	17.45	19.5	291.3	236.6	238.5	214.1	208.2	172.0	279.6	233.6	227.8	203.3	199.4	195.5	265.9
۲	1843.13	216.0	17.83	19.5	290.3	236.6	238.5	213.1	207.2	172.0	278.6	233.6	228.7	203.3	201.4	196.5	264.9
	4																·

Abbildung 56: Exemplarische Darstellung einer Text-Datei mit allen aufgezeichneten Messdaten.

# 7.4.1 Temperaturverläufe

Aus den eingelesenen Messdaten sollen folgende Temperaturverläufe erzeugt werden:

- Temperatur in Abhängigkeit der Zeit
- Temperatur in Abhängigkeit der Axial-Position
- Temperatur in Abhängigkeit der Umfangs-Position

Das Temperatur-Zeit-Profil wird für jeweils eine Axial-Position erstellt und zeigt alle sechs Temperaturen an dieser Axial-Position. Pro Versuch werden demnach drei Temperatur-Zeit-Profile für die Aufheizphase und drei für die Abkühlphase erstellt (s. Abbildung 57).



Abbildung 57: Exemplarische Darstellung der Temperatur-Zeit-Verläufe für alle drei Axial-Positionen und die Heiz- und Kühlphase eines Versuchs.

Um die Temperatur in Abhängigkeit der Axial-Position darzustellen, wird ein Zeitpunkt innerhalb des Versuchs festgelegt. Alle sechs an jeder Axial-Position gemessenen Temperaturen werden zu diesem Zeitpunkt ausgelesen und in Abhängigkeit der Axial-Position dargestellt (s. Abbildung 58). Das Diagramm beinhaltet somit alle zu einem Zeitpunkt gemessenen Temperaturen im Ofen.



Abbildung 58: Exemplarische Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit der Axial-Position für einen Zeitpunkt (60 min) während der Abkühlphase.

Die Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit des Umfangswinkels wird für eine vollständige Umdrehung gezeigt. Dafür wird in Matlab ein Zeitpunkt definiert. Ab diesem Zeitpunkt wird in der Textdatei nach dem Beginn einer neuen Umdrehung ( $\delta \ge 0^{\circ}$ ) gesucht. Das Programm liest anschließend alle Temperaturen aus, bis die Umdrehung vollständig ist. Die Temperaturen werden nach ihrer Axial-Position sortiert und anschließend geplottet. So entstehen drei Temperatur-Umfangswinkel-Profile an jeweils unterschiedlichen Axial-Positionen (s. Abbildung 59).



Abbildung 59: Exemplarische Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit der Umfangsposition für einen Zeitpunkt (30 min) während der Abkühlphase.

## 7.4.2 Kontaktwärmeübergang

Der Kontaktwärmeübergang wird während der Aufheizphase untersucht. Dafür wird die Änderung der Schüttbett-Enthalpie  $dH_S/dt$  bilanziert. Die Schüttbett-Enthalpie ändert sich durch Strahlung zwischen Ofenwand und Schüttung  $\dot{Q}_{WS,\epsilon}$ , Konvektion an der freien Schüttbett-Oberfläche  $\dot{Q}_{GS,b}$ , Konvektion an den fallenden Partikelschleiern  $\dot{Q}_{GS,c}$ , Kontaktwärmeübergang von der Ofenwand auf das Schüttbett  $\dot{Q}_{WS,\lambda}$  sowie durch einen Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust}$ .

$$\frac{dH_S}{dt} = \dot{Q}_{WS,\epsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{WS,\lambda} - \dot{Q}_{Verlust}$$
(15)

Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie wird berechnet nach

$$\frac{dH_S}{dt} = c_{p,b} \cdot m_b \cdot \frac{dT_S}{dt} \tag{16}$$

wobei *t* die Zeit,  $H_s$  die Feststoff-Enthalpie,  $c_{p,b}$  die spezifische Wärmekapazität der Schüttung,  $m_b$  die Masse der Schüttung und  $T_s$  die Temperatur des Feststoffs ist. Die Strahlung von der Ofenwand auf die freie Schüttbett-Oberfläche ergibt sich aus

$$\dot{Q}_{WS,\epsilon} = \epsilon_{WS} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{GS} + A_{WG}}{2} \cdot (T_W^4 - T_S^4)$$
(17)

wobei  $\epsilon_{WS}$  der Emissionsgrad von Ofenwand und Schüttbett-Oberfläche,  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante,  $A_{GS}$  die freie Schüttbett-Oberfläche,  $A_{WG}$  die freie Ofenwand-Oberfläche und  $T_W$  die Ofenwand-Temperatur ist (s. Abbildung 60).



Abbildung 60: Wärmestrom durch Strahlung und zur Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen.

Während der Aufheizphase gibt es keinen erzwungenen Gasstrom. Da die Partikel auf der Schüttbett-Oberfläche rollen, bewegen sie sich relativ zum ruhenden Gas. Daher wird zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs eine laminar überströmte Platte angenommen. Der konvektive Wärmeübergang lässt sich dann mit folgender Nusselt-Korrelation beschreiben

$$Nu = 0.664 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.33} \tag{18}$$

mit der Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{v_{Roll} \cdot L_q}{v_{Luft}} \tag{19}$$

und der Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\nu_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft}}{\lambda_{Luft}}$$
(20)

wobei  $v_{Roll}$  die Rollgeschwindigkeit ([93]) der Partikel auf der Schüttbett-Oberfläche,  $L_q$  die quer angeströmte Schüttbett-Länge,  $v_{Luft}$  die kinematische Viskosität der Luft,  $\rho_{Luft}$  die Dichte der Luft,  $c_{p,Luft}$  die spezifische Wärmekapazität der Luft und  $\lambda_{Luft}$ die Wärmeleitfähigkeit der Luft ist.

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Schüttbett-Oberfläche ergibt sich aus

$$\alpha_{GS,b} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Luft}}{L_q}$$
(21)

Schließlich lässt sich der an der Schüttbettoberfläche übertragene konvektive Wärmestrom bestimmen

$$\dot{Q}_{GS,b} = \alpha_{GS,b} \cdot A_{GS} \cdot (T_S - T_G) \tag{22}$$

mit der Gastemperatur  $T_G$ . Der Wärmestrom ist schematisch in Abbildung 61 dargestellt.



Abbildung 61: Wärmestrom durch Konvektion an der Schüttbettoberfläche und zur Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen.

An den fallenden Partikeln findet ebenfalls erzwungene Konvektion statt. Die Partikel fallen mit einer mittleren Fallgeschwindigkeit  $v_F$  und bewegen sich damit relativ zum ruhenden Gas. Unter der Annahme, dass der Partikelschleier als eine Platte angenähert werden kann, kann die oben erwähnte Nusselt-Korrelation (GI. (18)) für die laminar überströmte Platte ebenfalls verwendet werden.

Bei der Berechnung der Reynolds-Zahl muss die mittlere Fallgeschwindigkeit sowie die mittlere Fallhöhe  $h_F$  der Partikel verwendet werden

$$Re = \frac{v_F \cdot h_F}{v_{Luft}} \tag{23}$$

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{GS,c}$  an den fallenden Partikelschleiern ergibt sich aus

$$\alpha_{GS,c} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Luft}}{h_F} \tag{24}$$

Damit kann der an den fallenden Partikelschleiern übertragene konvektive Wärmestrom bestimmt werden

$$\dot{Q}_{GS,c} = \alpha_{GS,c} \cdot A_{GS,c} \cdot (T_S - T_G)$$
<sup>(25)</sup>

Als Wärmeübergangsfläche  $A_{GS,c}$  zwischen Gas und Partikeln im Schleier wird die äußere Schleieroberfläche und als Temperatur der fallenden Partikel die Temperatur in der Hubschaufelschüttung angenommen (s. Abbildung 62).



Abbildung 62: Wärmestrom durch Konvektion an den fallenden Partikelschleiern in der Aufheizphase und zur Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen.

Bei der Bestimmung des Verlustwärmestroms werden folgende Annahmen getroffen:

 Innerhalb der ersten 20 bis 30 Minuten der Aufheizphase ist der Verlustwärmestrom auf Grund der geringen Temperaturen vernachlässigbar klein.

2. Nach ca. 4 Stunden Aufheizen stellt sich ein stationärer Zustand im Ofen ein Die erste Annahme kann damit begründet werden, dass sich bei der Bilanzierung der Wärmeströme ein Maximum der Schüttbett-Enthalpieänderung zwischen 20 und 30 Minuten während der Aufheizphase einstellt, wie in Abbildung 63 zu sehen ist. Bis zu diesem Maximum ist der Verlustwärmestrom im Vergleich zur Schüttbett-Enthalpieänderung vernachlässigbar gering.



Abbildung 63: Einfluss des Verlustwärmestroms auf die Bilanzierung der Schüttbett-Enthalpie.

Damit lässt sich bis zu dem Zeitpunkt, an dem das Maximum auftritt, die Wärmebilanz ohne Verlustwärmestrom aufstellen. Gleichung (15) vereinfacht sich zu

$$\frac{dH_S}{dt} = \dot{Q}_{WS,\epsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}$$
(26)

und kann umgestellt werden nach dem vorläufigen Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang  $\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}$ 

$$\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl} = \dot{Q}_{WS,\epsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} - \frac{dH_S}{dt}$$
(27)

Der vorläufige Kontaktwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{WS,\lambda,vorl}$  ergibt sich ohne Berücksichtigung eines Verlustwärmestroms zu

$$\alpha_{WS,\lambda,vorl}(t) = \frac{Q_{WS,\lambda,vorl}(t)}{A_{WS} \cdot (T_W(t) - T_S(t))}$$
(28)

Dabei ist A<sub>WS</sub> die mit Schüttgut bedeckte Ofenwand-Oberfläche (s. Abbildung 64).



Abbildung 64: Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang und zur Berechnung benötigte Flächen und Temperaturen.

Der Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang im stationären Zustand lässt sich bestimmen durch

$$\dot{Q}_{WS,\lambda,stat} = \alpha_{WS,\lambda,vorl} \cdot A_{WS} \cdot \left(T_{W,stat} - T_{S,stat}\right)$$
<sup>(29)</sup>

wobei die Temperaturen der Wand  $T_{W,stat}$  und des Schüttguts  $T_{S,stat}$  im stationären Zustand benötigt werden. Der vorläufige Kontaktwärmeübergangskoeffizient ist abhängig von der Zeit. Für die Bilanzierung wird ein Mittelwert gebildet. Die ersten 10 Minuten der Aufheizphase werden dabei nicht berücksichtigt, um Einflüsse des Anfahr-Verhaltens auszuschließen. Der Mittelwert wird demnach gebildet aus den Werten ab Minute 10 bis zum Erreichen des Maximums der Schüttbett-Enthalpieänderung (zwischen Minute 20 und 30).

Auf Grund der zweiten getroffenen Annahme gilt, dass der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust,stat}$  im stationären Zustand betragsmäßig so groß ist wie der Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang  $\dot{Q}_{WS,\lambda,stat}$ 

$$\dot{Q}_{Verlust,stat} = -\dot{Q}_{WS,\lambda,stat} \tag{30}$$

Mit bekanntem Verlustwärmestrom im stationären Zustand kann der auf die Temperaturdifferenz bezogene Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust}/[K]$  berechnet werden

$$\frac{\dot{Q}_{Verlust}}{[K]} = \frac{\dot{Q}_{Verlust,stat}}{\left(T_{S,stat} - T_{U}\right)}$$
(31)

mit  $T_U$  als Umgebungstemperatur. Anschließend lässt sich der Verlustwärmestrom für die gesamte Versuchsdauer in Abhängigkeit der Zeit t bestimmen

$$\dot{Q}_{Verlust}(t) = \frac{\dot{Q}_{Verlust,stat}}{\left(T_{S,stat} - T_{U}\right)} \cdot \left(T_{S}(t) - T_{U}\right)$$
(32)

Gleichung (15) wird umgestellt und der Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang mit Berücksichtigung des Verlustwärmestroms ergibt sich aus

$$\dot{Q}_{WS,\lambda} = \frac{dH_S}{dt} - \dot{Q}_{WS,\epsilon} - \dot{Q}_{GS,b} - \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{Verlust}$$
(33)

Der Kontaktwärmeübergangskoeffizient wird analog zu Gl. (28) berechnet, ist nachfolgend jedoch verlustbehaftet und abhängig von der Zeit.

$$\alpha_{WS,\lambda}(t) = \frac{\dot{Q}_{WS,\lambda}(t)}{A_{WS} \cdot (T_W(t) - T_S(t))}$$
(34)

Aus den zeitabhängigen Koeffizienten wird ein Mittelwert gebildet, wie in Abbildung 65 zu sehen ist. Die im Ergebnisteil angegebenen Standardabweichungen sind die zeitabhängigen Abweichungen vom Mittelwert.



Abbildung 65: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Zeit und daraus gebildeter Mittelwert.

## 7.4.3 Konvektiver Wärmeübergang am Partikelschleier

Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier wird während der Abkühlphase analysiert. Dabei wird Luft mit Umgebungstemperatur durch das Ofenrohr gesaugt. Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie wird wie nachfolgend dargestellt bilanziert.

$$\frac{dH_S}{dt} = \dot{Q}_{WS,\epsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{WS,\lambda} + \dot{Q}_{GS,c}$$
(35)

Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie wird äquivalent zur Aufheizphase berechnet.

$$\frac{dH_S}{dt} = c_{p,b} \cdot m_b \cdot \frac{dT_S}{dt}$$
(36)

Ebenso bleibt die Berechnung der Strahlung von der Ofenwand auf die freie Schüttbett-Oberfläche unverändert.

$$\dot{Q}_{WS,\epsilon} = \epsilon_{WS} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{GS} + A_{WG}}{2} \cdot (T_W^4 - T_S^4)$$
(37)

Da das Ofenrohr in der Abkühlphase durchströmt wird, gilt für den Wärmeübergang durch Konvektion an der Schüttbett-Oberfläche die Annahme einer Rohrströmung. Dafür gilt folgende Nusselt-Korrelation

$$Nu = 0.0214 \cdot (Re^{0.8} - 100) \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{D_{hydr}}{z}\right)^{\frac{2}{3}}$$
(38)

mit der Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{v_{Rel} \cdot D_{hydr}}{v_{Luft}}$$
(39)

der Relativgeschwindigkeit  $v_{Rel}$  zwischen Gasgeschwindigkeit  $v_{Gas}$  und Rollgeschwindigkeit der Partikel

$$v_{Rel} = \sqrt{v_{Roll}^2 + v_{Gas}^2} \tag{40}$$

und der Prandtl-Zahl

$$Pr = \frac{\nu_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot c_{p,Luft}}{\lambda_{Luft}}$$
(41)

wobei  $D_{hydr}$  der hydraulische Durchmesser und z die axiale Komponente des Ofenrohres ist. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Schüttbett-Oberfläche ergibt sich aus

$$\alpha_{GS,b} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Luft}}{D_{hydr}}$$
(42)

Schließlich lässt sich der an der Schüttbettoberfläche übertragene konvektive Wärmestrom bestimmen

$$\dot{Q}_{GS,b} = \alpha_{GS,b} \cdot A_{GS} \cdot (T_S - T_G) \tag{43}$$

Wie in Kapitel 5.3.6 beschrieben, werden die beiden Annahmen des durchströmten und des umströmten Partikelschleiers berücksichtigt. In der oben beschriebenen Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an der Schüttbett-Oberfläche wird – je nach Annahme – der hydraulische Durchmesser sowie die Gasgeschwindigkeit angepasst.

Der Wärmestrom durch Kontaktwärmeübergang wird mit Hilfe des verlustbehafteten Kontaktwärmeübergangskoeffizienten aus der Aufheizphase bestimmt.

$$\dot{Q}_{WS,\lambda} = \alpha_{WS,\lambda} \cdot A_{WS} \cdot (T_W - T_S) \tag{44}$$

Nach Umstellen von Gl. (35) ist der von den Partikelschleiern an das Gas abgegebene Wärmestrom bekannt

$$\dot{Q}_{GS,c} = \frac{dH_S}{dt} - \dot{Q}_{WS,\epsilon} - \dot{Q}_{GS,b} - \dot{Q}_{WS,\lambda}$$
(45)

Und der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern kann berechnet werden. Unter Berücksichtigung der in Kapitel 5.3.4 beschriebenen inneren und äußeren Schleieroberflächen ergeben sich drei Koeffizienten. Für den Fall der Durchströmung des Schleiers

$$\alpha_{GS,c,i}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,i} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}$$
(46)

und für die Fälle der Umströmung unter Annahme einer Platte

$$\alpha_{GS,c,a,PL}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,a,PL} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}$$
(47)

sowie einer Kugeloberfläche

$$\alpha_{GS,c,a,KO}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,a,KO} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}$$
(48)

Aus den zeitabhängigen Koeffizienten wird jeweils ein Mittelwert gebildet (s. Abbildung 66).



Abbildung 66: Konvektive Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier in Abhängigkeit der Zeit und daraus gebildete Mittelwerte.

# 8 Ergebnisse der Wärmeübergangsversuche

#### 8.1 Temperaturverläufe

In Abbildung 67 sind die Temperatur-Zeit-Profile für die Aufheiz- sowie die Abkühlphase eines Versuches dargestellt. Darin ist zu sehen, dass die Ofenwand am schnellsten aufgeheizt wird und während der gesamten Versuchsdauer die höchste Temperatur aufweist. Zwischen Ofen- und Hubschaufelwandtemperatur liegt zu Beginn der Aufheizung eine Differenz von ca. 50-80 K. Im (quasi-)stationären Zustand (nach ca. 3 Std Aufheizung) sowie während der Abkühlphase beträgt die Differenz noch in etwa 20 K. Die Temperaturen der Hubschaufelwand und des Hubschaufelzentrums liegen eng beieinander. Das deutet auf einen guten Wärmeübergang von der Hubschaufelwand auf die Partikel in der Hubschaufel hin. Mit zunehmendem radialen Abstand von der Ofenwand (Radial 75, Radial 150, Centerline ( = Radial 250)) sinkt die in der Gasphase gemessene Temperatur. Alle drei Kurven weisen eine höhere Streuung auf als die drei oberen Kurven. Der Grund dafür ist, dass die Thermoelemente in der Gasphase auch mit Partikelschleiern in Kontakt kommen. Dadurch messen sie eine Mischtemperatur aus Partikel- und Lufttemperatur.



Abbildung 67: Exemplarisches Temperatur-Zeit-Profil für die Aufheiz- und die Abkühlphase.

Bei einer Erhöhung des Füllungsgrades taucht das Thermoelement an der Position Radial 75 in das Schüttbett ein. Es misst dann – in Abhängigkeit der Umfangsposition – die Gas- oder die Schüttbetttemperatur. Wird zudem der Volumenstrom erhöht, findet eine stärkere Durchströmung der Hubschaufel statt, wenn sie nicht mehr mit Partikeln beladen ist. Damit misst das Hubschaufelzentrum ebenfalls – in Abhängigkeit der Umfangsposition – die Gas- oder die Schüttbetttemperatur. Das zeigt sich in Abbildung 68 im linken Diagramm an einer breiteren Streuung der gemessenen Temperaturen im Hubschaufelzentrum und an der Position Radial 75. Das rechte Diagramm zeigt sechs Minuten während der Abkühlphase. Darin ist zu sehen, dass die Temperaturen periodisch schwanken, wobei die Frequenz der Drehzahl entspricht. Insgesamt sind in der rechten Abbildung zwölf Umdrehungen dargestellt.



Abbildung 68: Temperatur-Zeit-Profil bei hohem Füllungsgrad und hohem Kühl-Volumenstrom. Links: Darstellung für gesamte Abkühlung. Rechts: Darstellung für sechs Minuten während der Abkühlphase.

Um den Einfluss der Umfangsposition auf die Temperaturverteilung zu beurteilen, wird in der folgenden Abbildung 69 lediglich eine Umdrehung dargestellt. Darin zeigt sich, dass die Temperaturen von Ofenwand, Hubschaufelwand, Radial 150 und Centerline nahezu unabhängig von der Umfangsposition sind. Eine Abhängigkeit von der Umfangsposition ist für die Temperaturen im Hubschaufelzentrum sowie Radial 75 zu sehen. Wie oben beschrieben, taucht das Thermoelement Radial 75 bei hohen Füllungsgraden in das Schüttbett ein und misst bei einer vollständigen Umdrehung Luft- und Schüttbetttemperatur. Für das Hubschaufelzentrum werden drei Regionen definiert. Von 0° bis 90° (Region I) ist die Hubschaufel mindestens halb gefüllt, sodass das Thermoelement im Hubschaufelzentrum mit der Hubschaufel-Schüttung bedeckt ist und deren Temperatur aufzeichnet. Die Temperatur ist nahezu konstant und in etwa so hoch wie die der Hubschaufelwand. Ist die Hubschaufel weniger als

halb gefüllt, befindet sich das Thermoelement im Hubschaufelzentrum in der Gasphase. Diese Region befindet sich im Intervall 90° bis ca. 230° (Region II). Die untere Grenze (90°) ist am Abfallen der blauen Kurve in Abbildung 69 zu sehen. Die Kurve erreicht in der Gasphase ein Minimum und steigt wieder an, wenn das Thermoelement in das Schüttbett (Region III) eintaucht. An dieser Stelle ist die obere Grenze (230°) der Gasphase definiert. Dieser Wert ist abhängig von der Schüttbetthöhe und damit vom Füllungsgrad. Das Hubschaufelzentrum taucht vor der Position Radial 75 in das Schüttbett ein, was am früheren Ansteigen der blauen im Vergleich zur orangen Kurve zu sehen ist. Im Schüttbett wird im Hubschaufelzentrum eine ähnliche Temperatur gemessen wie an der weiter von der Ofenwand entfernten Position Radial 75. Das deutet – im Gegensatz zu Drehrohren ohne Hubschaufeln – auf eine gute thermische Durchmischung und geringe radiale Temperaturdifferenzen hin.



Abbildung 69: Temperatur in Abhängigkeit der Umfangsposition. Definition von drei Umfangsregionen, je nachdem, wo sich das Thermoelement im Hubschaufelzentrum befindet: Hubschaufel-Schüttung (HS-Schüttung), Gasphase, Schüttbett.

Die oben beschriebenen Temperaturdifferenzen zeigen sich ebenfalls im axialen Temperaturprofil des Ofens (s. Abbilduna 70). Neben den radialen Temperaturdifferenzen zeigen sich auch axiale Temperaturdifferenzen. Während der Aufheizphase (linkes Diagramm) ist die Temperatur an allen radialen Messpositionen in der Mitte des Ofens (Axial-Position 500) am höchsten. Nach außen hin nehmen die Temperaturen ab. Grund dafür ist, dass lediglich der mittlere Bereich des Ofenrohres (1 m) beheizt und gedämmt wird. Das vordere sowie hintere Ende des Ofenrohres wird nicht beheizt und nicht gedämmt. Dadurch bildet sich ein axiales Temperaturprofil in der Ofenwand aus, dessen Maximum in der mittleren Axialposition erreicht wird. Dieses Profil überträgt sich auf alle anderen radialen Messpositionen, deren jeweils höchster Wert in der Aufheizphase ebenfalls bei der Axial-Position 500 gemessen wird.

Während der Abkühlphase zeigt sich ein anderes axiales Temperatur-Profil im Ofen. Es wird Umgebungsluft durch den Ofen gesaugt. Die Saugrichtung ist dabei von links nach rechts, also von niedriger zu hoher Axial-Position. Die angesaugte Luft erwärmt sich mit zunehmender Axial-Position, was an den drei radialen Messpositionen zu sehen ist. Damit nimmt die Triebkraft für den Wärmeübergang von links nach rechts ab, weshalb mit zunehmender Axial-Position auch das Hubschaufelzentrum und die Hubschaufelwand höhere Temperaturen aufweisen. Lediglich in der Ofenwand ist noch das oben beschriebene Temperaturprofil aus der Aufheizphase mit einem Maximum in der Mitte des Ofenrohres zu sehen.



Abbildung 70: Exemplarisches axiales Temperatur-Profil nach 20 Minuten während der Aufheiz- bzw. der Abkühlphase.

# 8.1.1 Einfluss der Drehzahl

Um den Einfluss der Parameter auf die Temperaturverläufe deutlich zu machen, werden Temperaturgradienten gebildet. In Abbildung 71 ist der Einfluss der Drehzahl auf den Temperaturgradienten während der Abkühlphase dargestellt. Die Temperaturgradienten sind gebildet aus dem Wert zu Beginn der Abkühlung  $T_0$  und dem jeweiligen Wert nach 30, 60 sowie 90 Minuten T(t). Ein hoher Wert bedeutet eine größere Temperaturabnahme und deutet auf einen besseren Wärmeübergang hin.

Es zeigt sich bei der Ofenwand und der Schüttung mit steigender Drehzahl ein höherer Temperaturgradient. Bei der Gastemperatur werden nach 30 Minuten mit steigender Drehzahl tendenziell geringere Temperaturgradienten gemessen. Mit steigender Drehzahl werden mehr Partikel in die Luftphase gebracht (vgl. Kapitel 6.3.1). Die Partikel haben nach 30 Minuten Kühlung noch eine Temperatur zwischen 100 und 200 °C. Mit dem Thermoelement Centerline wird mit steigender Drehzahl zunehmend eine Mischtemperatur zwischen Gas- und Partikeltemperatur gemessen, was den geringeren Temperaturgradienten der Gasphase bei höherer Drehzahl erklärt.



Abbildung 71: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit der Drehzahl.

## 8.1.2 Einfluss des Füllungsgrades

Beim Füllungsgrad zeigt sich ein inverser Zusammenhang (s. Abbildung 72). Mit steigendem Füllungsgrad nimmt der Temperaturgradient der Ofenwand, der Schüttung und der Luft ab. Ein höherer Füllungsgrad bewirkt demnach eine langsamere Kühlung bei sonst gleichen Parametern. Mit steigendem Füllungsgrad ist mehr Material im Drehrohrofen, weshalb bei gleichem Wärmestrom eine längere Kühldauer benötigt wird.



Abbildung 72: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

### 8.1.3 Einfluss des Volumenstromes

Der Einfluss des Volumenstromes der angesaugten kühlenden Luft auf den Temperaturgradienten ist in Abbildung 73 dargestellt. Darin zeigt sich zunächst eine Zunahme des Temperaturgradienten mit steigendem Volumenstrom. Dieser Trend zeigt sich bei der Ofenwand, dem Schüttbett sowie dem Gas. Beim Volumenstrom von 600 m<sup>3</sup>/h (für das Gas) bzw. 800 m<sup>3</sup>/h (für Ofenwand und Schüttung) stellt sich ein Maximum des Temperaturgradienten ein. Eine weitere Erhöhung des Volumenstromes bewirkt geringfügig kleiner werdende Temperaturgradienten.



Abbildung 73: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit des Volumenstromes.

Dieser Trend lässt sich wie folgt begründen. Die Austragsgeschwindigkeit der 4 mm Glaspartikel beträgt ca. 14 m/s. Die Absaugung hat einen Durchmesser von 16 cm. Daraus ergibt sich ein kritischer Volumenstrom von ca. 1000 m<sup>3</sup>/h. Ist der Volumenstrom höher als der kritische Volumenstrom eingestellt, werden Partikel mit dem Gasstrom mitgerissen. Um den Austrag der Partikel zu vermeiden, sind die Vorder- und Rückseite des Ofenrohres mit Gittern verschlossen. Die mitgerissenen Partikel verhaken sich in den Gittern und bewirken einen Druckund Geschwindigkeitsabfall im Ofenrohr (s. Abbildung 74). Dies hat eine Verringerung der Kühlleistung und geringere Temperaturgradienten zur Folge.



Abbildung 74: Gemessene Gasgeschwindigkeit am Eintritt des Ofenrohres. Bei eingestellten 1500 m<sup>3</sup>/h werden durchschnittlich 800 m<sup>3</sup>/h realisiert.

# 8.1.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

In Abbildung 75 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Temperaturgradienten während der Abkühlphase dargestellt. Darin ist zu sehen, dass die Temperaturgradienten in allen drei Diagrammen mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunehmen. Dieser Trend ist bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 zu sehen. Eine weitere Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses verringert die Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas.



Abbildung 75: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses.

#### 8.1.5 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Der Einfluss der Hubschaufel-Anzahl auf die Temperaturgradienten ist Abbildung 76 zu entnehmen. Eine Erhöhung der Hubschaufel-Anzahl bei sonst gleichen Parametern erhöht den Temperaturgradienten der Ofenwand sowie der Schüttung. Beide werden demnach schneller gekühlt, je mehr Hubschaufeln installiert sind. Beim Temperaturgradienten des Gases ist ein ähnlicher Trend zu erkennen. Jedoch ist der Trend nicht so stark ausgeprägt wie bei der Ofenwand und der Schüttung. Grund dafür könnte sein, dass mit steigender Hubschaufel-Anzahl ebenfalls die Anzahl der Partikel in der Luftphase steigt (s. Kapitel 6.3.4). Dadurch erhöht sich die gemessene Gastemperatur, was eine Verringerung des Temperaturgradienten zur Folge hat.



Abbildung 76: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl.

### 8.1.6 Einfluss des Partikeldurchmessers

In Abbildung 77 sind die Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeiten der Kühlung in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers dargestellt. Darin zeigt sich die leichte Tendenz, dass bei geringeren Partikeldurchmessern höhere Temperaturgradienten erreicht werden. Kleinere Partikeln lassen sich demnach geringfügig schneller abkühlen. Die hohen Gas-Temperaturgradienten bei 0,7 mm Partikeln lassen sich möglicherweise darauf zurückführen, dass die Partikelteilweise in die Präzisionsröhrchen fallen und dort mit dem Thermoelement, das die Gas-Temperatur messen soll, in Kontakt kommen.



Abbildung 77: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers.

#### 8.1.7 Einfluss der Schüttdichte

Einfluss Abbildung 78 veranschaulicht den der Schüttdichte auf die Temperaturgradienten während der Abkühlung. Bei allen drei dargestellten Medien Ofenwand, Schüttung sowie Gas zeigen sich mit der Schüttdichte abnehmende Temperaturgradienten. Das liegt an der sich ändernden Wärmekapazität der untersuchten Materialien Blähton, Glas und Stahl. Während die spezifischen Wärmekapazitäten für alle drei Materialien eng beieinander zwischen 500 und 800 J/kgK liegen, ändert sich die Schüttdichte von 555 kg/m<sup>3</sup> (Blähton) auf 1531 kg/m<sup>3</sup> (Glaskugeln) bzw. 4604 kg/m<sup>3</sup> (Stahlkugeln). Die Wärmekapazität ändert sich damit um den Faktor drei (Blähton und Glas) bzw. um den Faktor acht (Blähton und Stahl). Das spiegelt sich in abnehmenden Temperaturgradienten und damit langsameren Abkühlraten wider.



Abbildung 78: Temperaturgradienten von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit der Schüttdichte.

#### 8.2 Wärmeströme

Die Berechnung der Wärmeströme aus den Temperaturverläufen ist in Kapitel 7.4.2 für die Aufheizphase und in Kapitel 7.4.3 für die Abkühlphase dargestellt. Als Bilanzraum ist immer nur ein kleiner Ausschnitt aus dem Drehrohrofen gewählt, der vom Partikeldurchmesser abhängt. Die Tiefe des Bilanzraumes entspricht dabei dem zehnfachen Wert des Partikeldurchmessers. Dementsprechend gering sind die berechneten Wärmeströme, bezogen auf die Gesamt-Heizleistung des Ofens mit 21 kW.

In Abbildung 79 sind die während der Aufheizphase bilanzierten Wärmeströme abgebildet. Es ist zu sehen, dass sowohl Strahlung als auch Konvektion vernachlässigt werden können. Der Kontaktwärmestrom dominiert den Wärmeübergang. Dieser steigt bis zu einer Versuchszeit von ungefähr 20 Minuten an und erreicht sein Maximum. An diesem Punkt ist die definierte Ofenwandtemperatur erreicht und der Temperaturgradient zwischen Ofenwand und Schüttgut am höchsten. Der Verlustwärmestrom ist zu diesem Zeitpunkt ebenfalls vernachlässigbar Mit Aufheizung nähern sich die Ofenwandklein. fortdauernder und Schüttguttemperatur an, weshalb der durch Kontakt übertragene Wärmestrom

verringert wird. Bei Erreichen des quasi-stationären Zustands geht die Enthalpieänderung der Schüttung gegen Null. Da zwischen Ofenwand und Schüttgut jedoch immer noch eine Temperaturdifferenz besteht, wird weiterhin Wärme durch Kontakt übertragen. Da sich die Schüttguttemperatur jedoch nicht mehr ändert, muss dieser Kontaktwärmestrom als Verlust abgeführt werden.

Aus dem bilanzierten Kontaktwärmestrom wird im Kapitel 8.3 der Kontaktwärmeübergangskoeffizient berechnet.



Abbildung 79: Exemplarische Darstellung von berechneten Wärmeströmen während der Aufheizphase.

Die während der Abkühlphase bilanzierten Wärmeströme sind in Abbildung 80 dargestellt. Da Wärme abgeführt wird, ist die Änderung der Schüttbettenthalpie negativ. Die zur Kühlung zugeführte Luft hat eine über die Versuchsdauer konstante Umgebungstemperatur. Die Temperatur des Schüttguts wird mit fortwährender Kühlung kleiner, wodurch auch der Temperaturgradient zwischen Luft und Schüttung kleiner wird. Dies zeigt sich an der abnehmenden Änderung der Schüttbettenthalpie. Sowohl Strahlung, als auch die Konvektion an der Schüttbettoberfläche sind vernachlässigbar gering. Dass die Konvektion an der Schüttbettoberfläche im Vergleich zur Konvektion an den Partikelschleiern so gering ist, überrascht etwas. Es könnte ein Indikator dafür sein, dass der Wärmeübergang an den in der Luftphase dispergierten Partikeln deutlich intensiver als an der Schüttbettoberfläche ist. Es

111

könnte jedoch auch zeigen, dass die Annahme einer überströmten Platte für den Wärmeübergang an der Schüttbettoberfläche nicht geeignet ist.

Da auch während der Abkühlung die Ofenwand eine höhere Temperatur als das Schüttgut aufweist, wird weiterhin ein Kontaktwärmestrom übertragen, der einen nicht zu vernachlässigenden Anteil am gesamten Wärmestrom aufweist. Verglichen mit dem konvektiven Wärmestrom am Partikelschleier ist der Kontaktwärmestrom um ca. 50 % kleiner.

Aus den bilanzierten Wärmeströmen während der Aufheizphase werden im Kapitel 8.4 die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten berechnet.



Abbildung 80: Exemplarische Darstellung von berechneten Wärmeströmen während der Abkühlphase.

#### 8.3 Kontaktwärmeübergangskoeffizienten

Im Folgenden sind die ermittelten Kontakt-Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der analysierten Parameter dargestellt. Dabei findet ein Abgleich mit dem Modell von Li et al. [49] statt. Dieses Modell beschreibt den Wärmeübergang von der Ofenwand auf die erste Partikelschicht ( $\alpha_{WS}$ ) sowie die Penetration durch das Schüttbett ( $\alpha_{Pen}$ ).

$$\alpha_{kont,Li} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{Pen}}}$$
(49)

mit

$$\alpha_{WS} = \frac{\lambda_{Luft}}{\chi \cdot d_p} \tag{50}$$

und

$$\alpha_{Pen} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_b \cdot \rho_b \cdot c_{p,b} \cdot n}{\varphi}}$$
(51)

Dabei ist  $\chi$  die Gasfilmdicke,  $\lambda_b$  die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung,  $\rho_b$  die Schüttdichte und  $c_{p,b}$  die spezifische Wärmekapazität der Schüttung.

#### 8.3.1 Einfluss der Drehzahl

Bei der Analyse der Betriebsparameter Drehzahl, Füllungsgrad und Volumenstrom unterscheidet sich der Versuchsaufbau von den restlichen Analysen. Die Hubschaufeln sind nicht an der Ofeninnenwand verschraubt, sondern in einem zusätzlichen Zylinder montiert. Dieser Zylinder hat einen Außendurchmesser von 490 mm und passt in das Ofenrohr (Innendurchmesser 500 mm). Zwischen beiden Wänden besteht ein Spalt mit einer Breite von 5 mm. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass sich Glaskugeln des Durchmessers 4 mm in dem Spalt ansammeln und verkeilen. Wird Wärme von außen auf das Ofenrohr aufgegeben, wird sie durch die Wand des Ofenrohres geleitet und per Kontaktwärmeübergang an die Glaskugeln im Spalt weitergegeben. Diese stehen im Kontakt mit dem zusätzlichen Mantel, an den sie die Wärme übertragen. Von diesem Mantel aus wird die Wärme per Kontaktwärmeübergang an das Schüttbett übertragen (s. Abbildung 81).



Abbildung 81: Schematische Darstellung des Kontaktwärmeübergangs bei der Analyse der Betriebsparameter mit zweifachem Mantel.

Dadurch sind in dieser Konfiguration nicht nur zwei, sondern drei Widerstände beim Kontaktwärmeübergang vorhanden: zweimal der Widerstand durch die erste Partikelschicht und einmal der Penetrationswiderstand. Das Modell von Li et al. [49] wird dementsprechend angepasst

$$\alpha_{kont,an} = \frac{1}{\frac{2}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{Pen}}}$$
(52)

Damit dominiert der Widerstand durch die erste Partikelschicht den Kontaktwärmeübergang. Der Einfluss des Penetrationswiderstandes wird verringert. Da die Drehzahl nur einen Einfluss auf den Penetrationswiderstand, jedoch nicht auf den Widerstand durch die erste Partikelschicht, hat, ist der Einfluss der Drehzahl auf den gesamten Kontaktwärmeübergangskoeffizienten gering, wie in Abbildung 82 zu sehen ist.

Die Messwerte sind mit 40 bis 50 W/m<sup>2</sup>K deutlich geringer als die vom Modell von Li et al. berechneten Werte. Das angepasste Modell, bei dem die Wärmeleitung durch die erste Partikelschicht zweimal berücksichtig wird, ist in guter Übereinstimmung mit den Messwerten.



Abbildung 82: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl.

Auch bei der Betrachtung des Kontaktwärmestroms/K (s. Abbildung 83) zeigt sich lediglich ein geringer Anstieg mit steigender Drehzahl.



Abbildung 83: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Drehzahl.

In den Kapiteln 8.3.3, 8.3.4, 8.3.5 und 8.3.6 ist neben den untersuchten Parametereinflüssen auch der Einfluss der Drehzahl zu sehen. Dabei zeigen sich – wie zu erwarten – bei höherer Drehzahl höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sowie Kontaktwärmeströme/K.

#### 8.3.2 Einfluss des Füllungsgrades

Wie bereits im Kapitel 8.3.1 beschrieben, ist der Kontaktwärmeübergang in Abhängigkeit des Füllungsgrades mit zwei Mänteln und einer dazwischenliegenden Partikelschicht (s. Abbildung 81) gemessen worden. Deshalb werden auch hier geringere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermittelt, als nach dem Modell von Li et al. berechnet (s. Abbildung 84). Der Abgleich mit dem angepassten Modell ist bei kleinen Füllungsgraden zureichend. Besonders interessant ist, dass bei höheren Füllungsgraden größere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sowie Der Kontaktwärmeströme/K (s. Abbildung 85) gemessen werden. Kontaktwärmeübergangskoeffizient steigt von 45 W/m<sup>2</sup>K bei 10 % Füllungsgrad auf 60 W/m<sup>2</sup>K bei 30 % Füllungsgrad. Dies steht im Widerspruch mit dem Modell von Li sich ein höherer Füllungsgrad et al., in dem negativ auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten auswirkt. Erklären lässt sich dieses Ergebnis mit unterschiedlichem Bewegungsverhalten der Partikel.



Abbildung 84: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

#### 116



Abbildung 85: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

In Abbildung 86 ist die Drehtrommel bei 10 und 20 % Füllungsgrad dargestellt. Alle weiteren Parameter sind wie in den oberen beiden Diagrammen. Der Wärmeübergang durch die erste Partikelschicht wird sich kaum unterscheiden. Der Penetrationskoeffizient hingegen wird vom Füllungsgrad beeinflusst. In Drehtrommeln ohne Hubschaufeln (Modell von Li et al.) führt ein höherer Füllungsgrad zu geringeren Penetrationsund damit auch Kontaktwärmeübergangskoeffizienten. In Drehtrommeln mit Hubschaufeln ergibt sich ein anderes Bild.

Ist die Drehtrommel unterbeladen (im Beispiel 10 %), befinden sich die Partikel ausschließlich in den Hubschaufeln bzw. in der Luftphase. In den Hubschaufeln findet keine Durchmischung der Partikel statt. Der penetrationswiderstand ist sehr hoch. Eine thermische Durchmischung findet hauptsächlich durch das Abwerfen der Partikel statt.

Beim höheren Füllungsgrad von 20 % befindet sich auf den Hubschaufelrücken ein Schüttbett. In diesem Fall findet thermische Durchmischung durch das Abwerfen der Partikel und durch Umwälzung des Schüttbetts statt. Dies zeigt einen positiven Einfluss auf den Kontaktwärmeübergang.

117



Abbildung 86: Veranschaulichung des unterschiedlichen Bewegungsverhaltens der Partikel bei Variation des Füllungsgrades.

# 8.3.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Das Hubschaufel-Längenverhältnis beeinflusst den Kontaktwärmeübergang zum einen durch unterschiedliche große Kapazitäten der Hubschaufeln, wodurch unterschiedlich viele Partikel aufgenommen werden können. Dadurch ändert sich auch die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut. Zum anderen haben die Hubschaufeln unterschiedliche Be- und Entladungscharakteristiken. Dies beeinflusst die Kontaktzeit zwischen Ofenwand und Schüttung.

Außerdem bringen Hubschaufeln mit verschiedenem Hubschaufel-Längenverhältnis unterschiedliche viele Partikel in die Luftphase (s. Kapitel 6.3.3). Dadurch wird auch die thermische Durchmischung und die Wärmepenetration durch das Schüttbett beeinflusst.

Abbildung 87 zeigt den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses. Der Füllungsgrad ist der jeweils optimale Füllungsgrad. Dieser nimmt mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis und steigender Drehzahl zu (s. Kapitel 6.1). Für beide dargestellten Drehzahlen zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten von 65 auf 105 W/m<sup>2</sup>K bei Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses von 0,375 auf 1,5. Mit Ausnahme der kleinen Hubschaufel-Längenverhältnisse 0,375 und 0,75, bei denen die Drehzahl keinen Einfluss hat, ist der Kontaktwärmeübergangskoeffizient bei höherer Drehzahl größer. So steigt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient beim Hubschaufel-Längenverhältnis beim Hubschaufel-Längenverhäl
von Li et al. bildet die gemessenen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten beim Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 qualitativ in guter Näherung ab. Der Trend mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis ist jedoch invers zu den gemessenen Werten.



Abbildung 87: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad.

Da der optimale Füllungsgrad mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunimmt, wächst ebenfalls die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung. Um den Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Kontaktwärmeübergang besser zu beurteilen, werden die jeweiligen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten mit der Kontaktfläche multipliziert. Dies entspricht dem Kontaktwärmestrom pro Kelvin Temperaturdifferenz zwischen Ofenwand und Schüttung. Dieser ist in Abbildung 88 in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses dargestellt. Hierin zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwärmestroms/K bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 (bei 8 rpm) bzw. bis 2 (bei 2 rpm). Eine höhere Drehzahl bewirkt auch beim Kontaktwärmestrom/K tendenziell höhere Werte. Die Messwerte werden bei der Drehzahl von 2 rpm gut vom Modell von Li et al. abgebildet. Lediglich beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis von 2 entsteht eine größere Diskrepanz zwischen Modell und Messwert. Bei einer Drehzahl von 8 rpm ist ein ähnlicher Trend zwischen Modell und Messwerten zu beobachten, jedoch gibt es größere quantitative Unterschiede.



Abbildung 88: Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad.

Abbildung 89 zeigt die gleiche Abhängigkeit wie Abbildung 87, jedoch bei konstantem Füllungsgrad von 20 %. Damit liegt bei allen Hubschaufel-Längenverhältnissen ein überbeladener Zustand vor. Der Kontaktwärmeübergangskoeffizient nimmt bei einer Drehzahl von 2 rpm mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis von 105 auf 80 W/m<sup>2</sup>K ab. Dieser Trend zeigt sich auch bei einer Drehzahl von 8 rpm, jedoch nur bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis 1. Danach steigt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient an und sinkt anschließend wieder ab. Bei der hohen Drehzahl liegen die Werte zwischen 95 und 110 W/m<sup>2</sup>K. Die Fluktuation der Messwerte bei 8 rpm kann auf die Be- und Entladungsprobleme großer Hubschaufeln bei hohen Drehzahlen zurückgeführt werden. Im Gegensatz zum optimalen Füllungsgrad weisen Modell- und Messwerte beim konstanten Füllungsgrad von 20 % ähnliche qualitative Verläufe auf. Lediglich Einfluss der Drehzahl wird vom Modell kleinen Hubschaufelder bei Längenverhältnissen nicht korrekt abgebildet.

120



Abbildung 89: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad.

Die Wärmeübergangsfläche zwischen Ofenwand und Schüttung hängt bei konstantem Füllungsgrad weniger stark vom Hubschaufel-Längenverhältnis ab. Trotzdem zeigt sich bei der Betrachtung des Kontaktwärmestroms/K eine leichte Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis. Der Kontaktwärmestrom/K steigt bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis 1 (bei 2 rpm) bzw. 1,5 (bei 8 rpm). Erneut beschreibt das Modell von Li et al. den Verlauf bei 8 rpm gut. Bei 2 rpm gibt das Modell zu geringe Werte aus.



Abbildung 90: Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad.

In Abbildung 91 ist der Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades dargestellt. Darin zeigt sich eine asymptotische Annäherung der Kontaktwärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Bei optimalem Füllungsgrad werden die Werte immer größer (65 bis 85 W/m<sup>2</sup>K), bei 20 % Füllungsgrad immer kleiner 105 bis 80 W/m<sup>2</sup>K). Das lässt sich damit begründen, dass der optimale Füllungsgrad mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunimmt und sich dem konstanten Wert von 20 % annähert ( $f_{D,opt} = 18,6$  % bei  $I_2/I_1 = 2$ ). Die Verläufe stimmen qualitativ mit den Modellwerten überein, liegen quantitativ jedoch über den Modellwerten. Es zeigt sich ebenfalls, dass bei höheren Füllungsgraden größere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten gemessen werden.



Abbildung 91: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm.

Wird die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung mit einbezogen (s. Abbildung 92) zeigt sich bei optimalem Füllungsgrad eine starke und bei konstantem Füllungsgrad von 20 % eine geringe Zunahme des Kontaktwärmestroms/K mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Bei höherem Füllungsgrad ist der Kontaktwärmestrom/K stets höher. Der Unterschied nimmt jedoch mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis ab, da sich der optimale Füllungsgrad 20 % annähert. Das Modell von Li et al. beschreibt die Abhängigkeit gut für den Fall des optimalen Füllungsgrades. Bei 20 % Füllungsgrad liegen die Messwerte deutlich über den Modellwerten.

123



Abbildung 92: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm.

In Abbildung 93 ist ebenfalls der Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses, jedoch bei einer Drehzahl von 8 rpm, gezeigt. Auch hier ist ein asymptotisches Zusammenlaufen der Messwerte mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zu sehen. Die Modellwerte liegen in diesem Fall näher an den Messwerten bei 20 % Füllungsgrad. Während bei 2 rpm die Messwerte meist deutlich über den Modellwerten liegen, sind sie bei 8 rpm in etwa genauso groß. höherem Füllungsgrad Erneut werden bei arößere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten von 95 bis 115 W/m<sup>2</sup>K gemessen. Beim optimalen Füllungsgrad liegen die Werte zwischen 65 und 105 W/m<sup>2</sup>K. Lediglich beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis, bei dem bei hohen Drehzahlen Be- und Entladungsprobleme auftreten, werden bei kleinerem Füllungsgrad höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten gemessen.

124



Abbildung 93: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm.

Um den Einfluss der sich ändernden Kontaktfläche zu eliminieren, wird erneut der Kontaktwärmestrom/K betrachtet (s. Abbildung 94). Darin zeigt sich, anders als bei 2 rpm, dass das Modell von Li et al. die Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis sowohl qualitativ als auch quantitativ gut abbilden kann. Der höchste Kontaktwärmestrom/K wird unabhängig vom Füllungsgrad bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 erreicht. Höhere Füllungsgrade wirken sich positiv auf den Kontaktwärmestrom/K aus.



Abbildung 94: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm.

# 8.3.4 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Die Hubschaufel-Anzahl beeinflusst den Kontaktwärmeübergang durch eine Steigerung der Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung (s. Kapitel 6.5.4) mit steigender Hubschaufel-Anzahl. Zudem werden mit höherer Hubschaufel-Anzahl mehr Partikel in die Luftphase gebracht (s. Kapitel 6.3.4), wodurch die thermische Durchmischung des Schüttbetts verbessert und der Penetrationswiderstand verringert werden.

In Abbildung 95 ist der Einfluss der Hubschaufel-Anzahl auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad dargestellt. Dabei nimmt der Koeffizient mit steigender Hubschaufel-Anzahl leicht ab: 95 bis 65 W/m<sup>2</sup>K bei 2 rpm. Bei höherer Drehzahl werden höhere Koeffizienten gemessen (85 - 105 W/m<sup>2</sup>K bei 8 rpm). Das Modell von Li et al. kann die Messwerte in guter Näherung abbilden.



Abbildung 95: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad.

Mit steigender Hubschaufel-Anzahl steigt sowohl der optimale Füllungsgrad (s. Kapitel 6.1) als auch der Füllwinkel (s. Kapitel 6.5.4). Die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut nimmt ebenfalls zu. Werden die oben dargestellten Kontaktwärmeübergangskoeffizienten mit dieser Kontaktfläche multipliziert, ergibt sich der in Abbildung 96 dargestellte Kontaktwärmestrom/K. Dieser nimmt mit steigender Hubschaufel-Anzahl zu und weist bei höherer Drehzahl höhere Werte auf. Bis auf eine Abweichung bei 9 Hubschaufeln und 2 rpm stimmen Mess- und Modellwerte gut überein.



Abbildung 96: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad.

Wird der Kontaktwärmeübergangskoeffizient bei konstantem Füllungsgrad von 20 % analysiert, zeigt sich der in Abbildung 97 dargestellte Trend. Die Koeffizienten nehmen mit steigender Hubschaufel-Anzahl ab von 120 auf 80 (2 rpm) bzw. von 120 auf 95 W/m<sup>2</sup>K (8 rpm). Ein signifikanter Einfluss der Drehzahl ist nicht mehr vorhanden. Bei kleinen Hubschaufel-Anzahlen liegen die Messwerte deutlich über den Modellwerten. In diesen Fällen ist die Drehtrommel stark überbeladen. Die optimalen Füllungsgrade liegen bei 5,3 % (6 Hubschaufeln) bzw. 7,6 % (9 Hubschaufeln). Mit steigender Hubschaufel-Anzahl geht der Beladungszustand der Drehtrommel bei 20 % Füllungsgrad weiter in Richtung der optimalen Beladung (optimaler Füllungsgrad bei 18 Hubschaufeln 14,8 %). Diesen Zustand scheint das Modell besser abbilden zu können. Modell- und Messwerte liegen nah beieinander.



Abbildung 97: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad.

Da bei konstantem Füllungsgrad die Variation der Hubschaufel-Anzahl nur einen geringen Einfluss auf die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut hat, zeigt sich beim Kontaktwärmestrom/K ein vergleichbarer Trend (s. Abbildung 98). Die Messwerte nehmen mit steigender Hubschaufel-Anzahl ab. Es ist im Vergleich zum Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei gleichen Parametern jedoch ein Einfluss der Drehzahl erkennbar. Mit steigender Drehzahl wird ein höherer Kontaktwärmestrom/K übertragen. Das Modell kann erneut nur die Messwerte bei hohen Hubschaufel-Anzahlen abbilden. Bei geringen Hubschaufel-Anzahlen liegen die Messwerte über denen des Modells.



Abbildung 98: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad.

In Abbildung 99 ist der Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei jeweils optimalem sowie konstantem Füllungsgrad (20 %) gezeigt. Mit steigender Hubschaufel-Anzahl nehmen die Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ab. Bei hohem Füllungsgrad werden höhere Koeffizienten gemessen: 80 – 120 W/m<sup>2</sup>K im Vergleich zu 65 bis 95 W/m<sup>2</sup>K bei optimalem Füllungsgrad. Der Unterschied zwischen den Füllungsgraden nimmt mit steigender Hubschaufel-Anzahl ab. Das Modell von Li et al. kann die Messwerte bei optimalem Füllungsgrad gut abbilden. Bei 20 % Füllungsgrad sind sie Messwerte zwischen 15 und 70 % höher als die Modellwerte.



Abbildung 99: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm.

Dieser Unterschied zeigt sich immer noch, wenn die Kontaktfläche mit einbezogen wird, wie in Abbildung 100 zu sehen ist. Für den Fall des optimalen Füllungsgrades nimmt der Kontaktwärmestrom/K mit steigender Hubschaufel-Anzahl leicht zu. Diesen Trend bildet das Modell von Li et al. sowohl qualitativ als auch quantitativ gut an. Bei höherem Füllungsgrad ist jedoch eine starke Diskrepanz zwischen Mess- und Modellwerten zu sehen. Eine Erhöhung des Füllungsgrades bewirkt deutlich höhere Kontaktwärmeströme/K.



Abbildung 100: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm.

Bei Drehzahl wird der Unterschied zwischen höherer den betrachteten Füllungsgraden verringert. Bei Hubschaufel-Anzahl von 12 und 18 sind sowohl der Kontaktwärmeübergangskoeffizient (Abbildung 101) als der auch Kontaktwärmestrom/K (Abbildung 102) nahezu unabhängig vom Füllungsgrad und werden gut vom Modell von Li et al. abgebildet. Lediglich bei kleinen Hubschaufel-Anzahlen ist ein Unterschied zwischen den betrachteten Füllungsgraden zu sehen. Das deutet auf eine bessere thermische Durchmischung bei hohen Drehzahlen hin, wodurch die Unterschiede im Bewegungsverhalten bei Variation des Füllungsgrades teilweise aufgehoben werden. Das Modell eignet sich qut um den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten und den Kontaktwärmestrom/K bei optimalem Füllungsgrad abzubilden.



Abbildung 101: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm.



Abbildung 102: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm.

#### 8.3.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat einen starken Einfluss auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten, wie sich in Abbildung 103 zeigt. Je größer der Partikeldurchmesser wird, umso größer sind auch die gasgefüllten Zwischenräume, die als Widerstand beim Kontaktwärmeübergang wirken. Bei 0,7 mm Glaskugeln beträgt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient 130 (2 rpm) bzw. 210 W/m<sup>2</sup>K (8 rpm).

Bei 2 mm Glaskugeln sinken die Koeffizienten auf 90 (2 rpm) bzw. 130 W/m<sup>2</sup>K (8 rpm) ab. Bei den größten untersuchten Partikeln liegen die Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei 95 W/m<sup>2</sup>K. Qualitativ sowie quantitativ werden die Messwerte gut durch das Modell von Li et al. abgebildet. Die beschriebenen Trends lassen sich auf den Kontaktwärmestrom/K übertragen, der ebenfalls mit dem Partikeldurchmesser abnimmt (s. Abbildung 104).



Abbildung 103: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation der Drehzahl.



Abbildung 104: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation der Drehzahl.

Auch in Abbildung 105 nimmt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient zunächst mit dem Partikeldurchmesser ab. Von 2 auf 4 mm Partikeldurchmesser steigt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient jedoch leicht an. Bei optimalem Füllungsgrad zeigt sich, dass das Modell von Li et al. den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten nur für den größten Partikeldurchmesser gut wiedergeben kann. Bei kleinen Partikeldurchmessern stimmt das Modell eher mit den Werten bei 20 % Füllungsgrad auch für den Abbildung dargestellten überein. Selbiges gilt in 106 Kontaktwärmestrom/K.



Abbildung 105: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 2 rpm.



Abbildung 106: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 2 rpm.

Bei einer höheren Drehzahl von 8 rpm gibt das Modell von Li et al. die Abhängigkeit des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten vom Partikeldurchmesser in guter 107 Näherung wieder, wie Abbildung zeigt. Die gemessenen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sinken von 220 W/m<sup>2</sup>K (0,7 mm) auf 95 W/m<sup>2</sup>K (4 mm). Der Einfluss des Füllungsgrades ist bei der hohen Drehzahl zu vernachlässigen.



Abbildung 107: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 8 rpm.

In Abbildung 108 zeigt sich, dass auch der Kontaktwärmestrom/K mit steigendem Partikeldurchmesser abnimmt. Der Einfluss des Füllungsgrades ist bei der Drehzahl von 8 rpm zu vernachlässigen. Die nach dem Modell von Li et al. berechneten Kontaktwärmeströme/K sind bei kleinen Partikeldurchmessern leicht zu hoch. Bei 4 mm Partikeln stimmen Modell- und Messwerte überein. Die Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser wird qualitativ sehr gut dargestellt.



Abbildung 108: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 8 rpm.

# 8.3.6 Einfluss der Schüttdichte

Abbildung 109 zeigt den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Schüttdichte. Die untersuchten Materialen sind Blähton, Glas und Stahl (1.4301). Es zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten mit steigender Schüttdichte. Dieser Trend ist in Übereinstimmung mit dem Modell von Li et al. In Modell werden jedoch für Blähton (kleinste Schüttdichte) höhere dem Kontaktwärmeübergangskoeffizienten berechnet, als gemessen werden. Dies kann auf die Porosität des Blähtons zurückgeführt werden. Durch die vielen Hohlräume im Wärmeübergangswiderstände, Blähton entstehen zusätzliche wodurch der Kontaktwärmeübergangskoeffizient verringert wird. Da die Schüttdichte einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Bewegungsverhalten hat, sind die

Kontaktflächen unabhängig von der Schüttdichte. Dadurch ergeben sich die selben Trends für den Kontaktwärmestrom/K (s. Abbildung 110).



Abbildung 109: Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Schüttdichte (Blähton, Glas, Stahl 1.4301).



Abbildung 110: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit der Schüttdichte (Blähton, Glas, Stahl 1.4301).

### 8.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Nachfolgend werden die ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gas und Partikelschleier in Abhängigkeit der untersuchten Parameter dargestellt. Dabei werden jeweils drei Koeffizienten gezeigt, die sich in der jeweils dahinterstehenden Annahme unterscheiden. Die Annahmen und dahinterstehenden Rechnungen sind in den Kapiteln 5.3.6 sowie 7.4.3 erläutert. Zusammengefasst werden die folgenden Annahmen unterschieden:

- "Durchströmt": Das Gas durchströmt die Partikelschleier. Der Kontakt zum Gas und die Intensität des Wärmeübergangs sind bei allen Partikeln des Schleiers gleich.
- "Umströmt, PL": Das Gas umströmt die Partikelschleier und die Schleieroberfläche wird als Platte angenommen. Lediglich die Partikel an der Schleieroberfläche sind im Kontakt mit dem Gas und nur dort findet Wärmeübergang statt.
- "Umströmt, KO": Das Gas umströmt die Partikelschleier und die Schleieroberfläche wird als Platte mit Kugeln an der Oberfläche (s. Abbildung 15) angenommen. Lediglich die Partikel an der Schleieroberfläche sind im Kontakt mit dem Gas und nur dort findet Wärmeübergang statt.

Die Messwerte werden mit Modellen aus der Literatur verglichen. Für die erste Annahme eines durchströmten Schleiers liegen überströmte Einzelkugeln vor. Nach Specht [94] wird folgende Nusselt-Korrelation für eine überströmte Kugel verwendet.

"Modell Kugel":

$$Nu_d = 2 + 0.6 \cdot \sqrt{Re_d} \cdot Pr^{0.33}$$
(53)

wobei die Reynolds-Zahl mit dem Durchmesser der Partikel berechnet wird. Für die zweite Annahme eines umströmten Schleiers wird von einer laminar überströmten Platte ausgegangen. Folgende Nusselt-Gleichung wird verwendet [94].

"Modell Platte":

$$Nu_z = 0.332 \cdot \sqrt{Re_z} \cdot Pr^{0.33} \tag{54}$$

wobei in der Reynolds-Zahl als charakteristische Länge der axiale Abstand der jeweiligen axialen Messposition von der Vorderseite des Ofenrohres eingesetzt wird (s. Abbildung 111). Dieser Abstand entspricht dem vom Gas bis zur Messposition zurückgelegten Weg im Drehrohr.



Abbildung 111: Axiale Abstände (z<sub>250</sub>, z<sub>500</sub>, z<sub>750</sub>) der drei axialen Messpositionen zur Vorderseite des Ofens.

### 8.4.1 Einfluss der Drehzahl

In Abbildung 112 ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt. Der Füllungsgrad beträgt 10 %, womit die Drehtrommel leicht unterbeladen ist (f<sub>D,opt</sub> = 10,7 – 11,3 %). Unter der Annahme von durchströmten Partikelschleiern beträgt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bei 2 rpm in etwa 100 W/m<sup>2</sup>K und ist in guter Übereinstimmung mit dem Modell der überströmten Kugel. Mit steigender Drehzahl sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf 60 (4 rpm) bzw. 40 W/m<sup>2</sup>K (8 rpm), während das Modell der überströmten Kugel unabhängig von der Drehzahl ist. Unter der Annahme vom umströmten Partikelschleiern liegen deutlich niedrigere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten von etwa 10 W/m<sup>2</sup>K vor. Die gemessenen Werte lassen sich gut durch das Modell der überströmten Platte abbilden und sind nahezu unabhängig von der Drehzahl. Die Annahme der überströmten Platte mit Kugeloberfläche liefert niedrigere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten, da die angenommene Wärmeübergangsfläche im Vergleich zur glatten Platte größer ist.



Abbildung 112: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterbeladener Drehtrommel (f<sub>D</sub> = 10 %).

Mit steigender Drehzahl ändert sich die Schleieroberfläche (vgl. Kapitel 6.4.1). Daher ist es notwendig, den konvektiven Wärmestrom pro Kelvin (s. Abbildung 113) als Produkt aus Schleieroberfläche und konvektivem Wärmeübergangskoeffizienten zu betrachten. Für alle drei Annahmen ergeben sich die gleichen konvektiven Wärmeströme/K. Der Abgleich mit den beiden Modellen zeigt, dass die Drehzahlabhängigkeit für den unterbeladenen Zustand der Drehtrommel mit dem Modell der Platte in sehr guter Näherung abgebildet werden kann. Mit dem Modell der überströmten Kugel kann der konvektive Wärmestrom/K im unterbeladenen Zustand lediglich bei geringer Drehzahl berechnet werden.



Abbildung 113: Konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterbeladener Drehtrommel ( $f_D = 10$  %).

Bei sonst gleichen Parametern, jedoch überbeladenem Zustand der Drehtrommel (f<sub>D</sub> = 20 %) zeigt sich eine andere Abhängigkeit (s. Abbildung 114). Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei durchströmtem Partikelschleier nehmen weniger stark mit der Drehzahl ab und lassen sich gut durch das Modell der überströmten Kugel abbilden. Sie liegen zwischen 95 und 135 W/m<sup>2</sup>K. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der überströmten Platten (PL, KO) nehmen mit steigender Drehzahl von 10 auf 50 W/m<sup>2</sup>K (PL) respektive von 6 auf 32 W/m<sup>2</sup>K (KO) zu, während das Modell der überströmten Platte nahezu unabhängig von der Drehzahl ist.



Abbildung 114: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl bei überbeladener Drehtrommel (f<sub>D</sub> = 20 %).

Unter Berücksichtigung der Schleieroberfläche zeigt sich für den Fall der überbeladenen Drehtrommel eine Zunahme des konvektiven Wärmestroms/K mit steigender Drehzahl von 1 W/K auf 5,5 W/K. Dieser Trend wird durch das Modell der überströmten Kugel abgebildet. Das Modell der überströmten Platte eignet sich nur zur Beschreibung des konvektiven Wärmestroms/K bei kleinen Drehzahlen.



Abbildung 115: Konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Drehzahl bei überbeladener Drehtrommel ( $f_D = 20$  %).

# 8.4.2 Einfluss des Füllungsgrades

Einfluss Dass der Füllungsgrad einen starken auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten hat, zeigt sich in Abbildung 116. Unter allen drei Annahmen nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Füllungsgrad zu: von 40 auf 145 W/m<sup>2</sup>K (Durchströmt), 11 auf 66 W/m<sup>2</sup>K (Umströmt, PL) sowie von 7 auf 42 W/m<sup>2</sup>K (Umströmt, KO). Diesen Verlauf kann keines der beiden dargestellten Modelle abbilden. Lediglich beim geringsten Füllungsgrad bei 20 % Füllungsgrad (Modell Platte) sowie (Modell Kugel) gibt es Überschneidungen zwischen den gemessenen und modellierten Werten.



Abbildung 116: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

Der konvektive Wärmestrom/K kann durch eine Erhöhung der Drehzahl von 10 auf 20 % um den Faktor vier vergrößert werden. Eine weitere Erhöhung des Füllungsgrades hat geringfügig niedrigere konvektive Wärmeströme/K zur Folge, wie Abbildung 117 zeigt. Das Modell der überströmten Platte eignet sich gut um den konvektiven Wärmestrom/K bei geringem Füllungsgrad, bzw. unterbeladenem Zustand, zu bestimmen. Bei höheren Füllungsgraden (überbeladener Zustand) liefert das Modell der überströmten Kugel valide Werte.



Abbildung 117: Konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Füllungsgrades.

### 8.4.3 Einfluss des Volumenstromes

Der Einfluss des kühlenden Luft-Volumenstroms auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist in Abbildung 118 bei einer Drehzahl von 2 rpm und 20 % Füllungsgrad dargestellt. Es zeigt sich für den Fall des durchströmten Schleiers leichte Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten eine mit steigendem Volumenstrom von 95 auf 110 W/m<sup>2</sup>K. Dies gilt für Volumenströme bis 800 m<sup>3</sup>/h. Bei höher eingestellten Volumenströmen wird die Austragsgeschwindigkeit der Partikel überschritten. Die Partikel werden gegen das hintere Gitter im Ofenrohr gedrückt und verursachen einen Druck- und Geschwindigkeitsabfall im Ofenrohr (vgl. Kapitel 8.1.3). Dadurch sinkt auch der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf 95 W/m<sup>2</sup>K ab. Zudem treten starke Fluktuationen auf, was sich in hohen Standardabweichungen widerspiegelt. Die gemessenen Werte sind quantitativ in guter Übereinstimmung mit dem Modell der überströmten Kugel. Qualitativ zeigt sich im Modell der überströmten Kugel jedoch eine stärkere Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Volumenstrom. Gleiches gilt für das Modell der überströmten Platte, das mit dem Volumenstrom ansteigende konvektive Wärmeübergangskoeffizienten vermuten lässt. Die gemessenen Werte unter Annahme einer Platte sind jedoch nahezu unabhängig vom Volumenstrom und liegen zwischen 12 und 14 W/m<sup>2</sup>K (PL) sowie 8 und 9 W/m<sup>2</sup>K (KO).

145



Abbildung 118: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 2 rpm und 20 % Füllungsgrad.

Unter Einbeziehung der Schleieroberfläche, die unabhängig vom Volumenstrom ist, zeigen sich dementsprechend die gleichen Trends, wie Abbildung 119 zeigt. Es ist jedoch ersichtlich, dass das Modell der überströmten Kugel im Vergleich zur überströmten Platte qualitativ die besseren Werte liefert. Quantitativ stimmen die Werte bis zum Beginn des Partikelaustrags in guter Näherung überein.



Abbildung 119: Konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 2 rpm und 20 % Füllungsgrad.

Der insgesamt geringe Einfluss des Volumenstroms auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie den konvektiven Wärmestrom lässt sich anhand der folgenden Abbildung 120 erklären. Mit steigendem Volumenstrom nimmt die Gasgeschwindigkeit linear zu. Ab einem Volumenstrom von 800 m<sup>3</sup>/h bleibt die Gasgeschwindigkeit nahezu konstant (vgl. Kapitel 8.1.3). Maßgebend für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Gas und fallenden Partikeln ist jedoch die Relativgeschwindigkeit  $v_{Rel}$  zwischen Gas-Geschwindigkeit  $v_{Gas}$  und Partikel-Fallgeschwindigkeit  $v_F$ .

$$v_{Rel} = \sqrt{v_{Gas}^2 + v_F^2} \tag{55}$$

Da die Fallgeschwindigkeit der Partikel nicht vom Volumenstrom abhängt, ist der Einfluss des Volumenstroms auf die Relativgeschwindigkeit und damit auch auf den konvektiven Wärmeübergang reduziert.



Abbildung 120: Geschwindigkeiten im Drehrohr von Gas, fallenden Partikeln sowie daraus resultierende Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel. Darstellung des Bereichs, in dem Partikelaustrag stattfindet und die Gas- und Relativgeschwindigkeiten abnehmen.

In Abbildung 121 zeigen sich bei höherer Drehzahl und größerem Füllungsgrad ähnliche Trends. Die Abhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten vom Volumenstrom ist gering. Die experimentell bestimmten Werte sind jedoch mit 160 – 170 W/m<sup>2</sup>K (Durchströmt), 40 – 43 W/m<sup>2</sup>K (Umströmt, PL) sowie 25 – 27

W/m<sup>2</sup>K deutlich höher als bei kleinerer Drehzahl sowie kleinerem Füllungsgrad. Die Werte weichen bei kleinem Volumenstrom stark von beiden Modellen ab, nähern sich mit zunehmendem Volumenstrom jedoch den Modellwerten an.



Abbildung 121: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 4 rpm und 30 % Füllungsgrad.

Abbildung 122 veranschaulicht, dass der konvektive Wärmestrom/K unabhängig vom Volumenstrom ist. In der dargestellten Parameterkonfiguration sind die ermittelten konvektiven Wärmeströme/K, verglichen mit geringerer Drehzahl und kleinerem Füllungsgrad (s. Abbildung 119), um den Faktor zwei höher. Beide Modelle geben zu geringe konvektive Wärmeströme/K aus.



Abbildung 122: Konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Volumenstromes bei 4 rpm und 30 % Füllungsgrad.

### 8.4.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nehmen mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis ab, während die Modellwerte unabhängig vom Hubschaufel-Längenverhältnis sind (s. Abbildung 123). Mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis steigen die Kapazität der Hubschaufeln und auch die Schleierdichte in der Luftphase. Der Abstand zwischen den Partikeln wird verringert, wodurch der Widerstand für das Gas, den Schleier zu durchströmen, immer größer wird. Zudem treten zwischen den Partikeln Abschirmungseffekte auf. Dies wirkt sich negativ auf die Intensität des konvektiven Wärmeübergangs aus.

Unter Annahme von durchströmten Schleiern sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bei 2 rpm von 150 auf 90 W/m<sup>2</sup>K ab. Bei umströmten Schleiern liegen die gemessenen Werte bei 2 rpm konstant um 13 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. W/m<sup>2</sup>K (KO). Wird 8 die Drehzahl erhöht. sinken die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für den Fall des durchströmten Schleiers leicht ab und liegen zwischen 130 und 70 W/m<sup>2</sup>K. Im Fall des umströmten Schleiers steigen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit der Drehzahl und betragen bei 8 rpm zwischen 50 und 20 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. 30 und 15 W/m<sup>2</sup>K (KO).

Mit dem Modell der überströmten Kugel können die großen Hubschaufel-Längenverhältnisse gut abgebildet werden. Das Modell der umströmten Platte eignet

149

sich zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei geringen Drehzahlen.

Bei Betrachtung des konvektiven Wärmestroms/K zeigt sich, dass das Modell der überströmten Kugel die Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei beiden untersuchten Drehzahlen gut abbilden kann. Das Modell der überströmten Platte liegt bei geringer Drehzahl in guter Näherung zu den Messwerten. Bei hohen Drehzahlen weicht das Modell jedoch stark von den Messwerten ab. Interessant ist dabei, dass die gemessenen konvektiven Wärmeströme/K bei Hubschaufel-Längenverhältnissen von 0,375 bis 1,5 bei 8 rpm nahezu konstant sind. Lediglich beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis von 2 wird ein deutlich geringerer konvektiver Wärmestrom/K übertragen. Bei geringerer Drehzahl steigt der konvektive Wärmestrom/K mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis.



Abbildung 123: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation der Drehzahl.

In Abbildung 124 zeigt sich unter Annahme durchströmter Partikelschleier ebenfalls eine Abnahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis von 150 auf 90 W/m<sup>2</sup>K ( $f_D = 20$  %) bzw. von 125 auf 80 W/m<sup>2</sup>K (optimaler Füllungsgrad). Bei höherem Füllungsgrad werden dabei stets höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Das Modell der überströmten Kugel liefert beim geringsten Hubschaufel-Längenverhältnis von 0,375 zu geringe Werte, ist jedoch ansonsten in guter Übereinstimmung mit den Messwerten.

umströmter Partikelschleier steigen die Bei Annahme konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei optimalem Füllungsgrad von 8 auf 10,5 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. von 4,5 auf 7 W/m<sup>2</sup>K (KO). Bei 20 % Füllungsgrad sind die Messwerte hingegen weitestgehend unabhängig vom Hubschaufel-Längenverhältnis und unterliegen nur leichten Schwankungen (um 12 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. 8 W/m<sup>2</sup>K (KO) ohne erkennbaren Trend. Das Modell der überströmten Platte liefert meist zu hohe Werte. Wird die Schleieroberfläche mit einbezogen, zeigen sich mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ca. 40 % ansteigende konvektive um Wärmeströme/K. Das Modell der überströmten Kugel bildet diesen Zusammenhang gut ab, während die Modellwerte der überströmten Platte deutlich niedriger als die Messwerte sind.



Abbildung 124: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Füllungsgrades.

Diese Beobachtungen lassen sich auch in der Abbildung 125 machen. Zusätzlich zeigt sich dort eine Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie des konvektiven Wärmestroms/K bei höherem Volumenstrom.



Abbildung 125: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Hubschaufel-Längenverhältnisses bei Variation des Volumenstromes.

#### 8.4.5 Einfluss der Hubschaufel-Anzahl

Während das Hubschaufel-Längenverhältnis die Dichte der Partikelschleier beeinflusst, wird von der Hubschaufel-Anzahl lediglich der Abstand zwischen den Partikelschleiern bestimmt. In Abbildung 126 zeigt sich für alle berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten eine Abnahme mit steigender Hubschaufel-Anzahl. Für den Fall der Durchströmung und 2 rpm liegen die Werte zwischen 175 und 100 W/m<sup>2</sup>K. Unter Annahme der Schleier-Umströmung liegen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 22 und 12 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. zwischen 14 und 8 W/m<sup>2</sup>K (KO). Bei höherer Drehzahl werden im Fall der Durchströmung geringere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 120 und 70 W/m<sup>2</sup>K gemessen. Unter Annahme der Umströmung nehmen die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten hingegen mit der Drehzahl zu: 54 – 34 W/m<sup>2</sup>K (PL) sowie 34 – 22 W/m<sup>2</sup>K (KO).

Mit steigender Hubschaufel-Anzahl nähern sich Mess- und Modellwerte an. Im Fall der Durchströmung kann der hohe Drehzahlbereich besser abgebildet werden. Zwischen den gemessenen Werten für den Fall der Umströmung und dem Modell der überströmten Platte zeigt sich bei hohen Drehzahlen jedoch eine große Diskrepanz, während der geringe Drehzahlbereich gut abgebildet wird.

Die Schleieroberflächen steigen stark mit der Hubschaufel-Anzahl an (vgl. Kapitel 6.4.4). Da diese Zunahme größer ist als die Abnahme der gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten, steigt der konvektiv übertragene Wärmestrom/K mit der Hubschaufel-Anzahl an. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Messund Modellwerte bei Annahme durchströmter Schleier. Beide untersuchte Drehzahlen werden gut abgebildet. Auch im Fall der Umströmung zeigt sich eine Zunahme des konvektiven Wärmestroms/K, jedoch können die Werte quantitativ nur im geringen Drehzahlbereich mit dem Modell der überströmten Platte abgebildet werden.



Abbildung 126: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation der Drehzahl.

In Abbildung 127 sind die Abhängigkeiten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie des konvektiven Wärmestroms/K von der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades dargestellt. Dabei zeigt sich die bereits beschriebene Abhängigkeit von der Hubschaufel-Anzahl. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nehmen mit steigender Hubschaufel-Anzahl ab, während die konvektiven Wärmeströme/K zunehmen. Das Modell der überströmten Kugel kann den konvektiven Wärmestrom/K besser abbilden. Das Modell der überströmten platte liefert zu geringe Werte. Eine Erhöhung des Füllungsgrades hat geringfügig höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge. Da die Schleieroberfläche jedoch mit steigendem Füllungsgrad abnimmt, ist der Einfluss des Füllungsgrades auf den konvektiven Wärmestrom/K vernachlässigbar.



Abbildung 127: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Füllungsgrades.

Anders ist es in Abbildung 128, in der der Volumenstrom variiert wird. Dieser hat keinen Einfluss auf die Schleieroberfläche, weshalb bei höherem Volumenstrom sowohl höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten als auch höhere konvektive Wärmeströme/K gemessen werden.


Abbildung 128: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Hubschaufel-Anzahl bei Variation des Volumenstromes.

#### 8.4.6 Einfluss des Partikeldurchmessers

Mit dem Partikeldurchmesser ändert sich die innere Schleieroberfläche sehr stark, während die äußeren Schleieroberflächen wenig vom Partikeldurchmesser beeinflusst werden (vgl. Kapitel 6.4.5). Dies hat große Auswirkung auf die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie Wärmeströme/K, wie Abbildung 129 zeigt. Unter Annahme von durchströmten Schleiern nehmen die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten leicht mit dem Partikeldurchmesser zu (70 – 90 W/m<sup>2</sup>K bei 2 rpm). Wird von einer Platte ausgegangen, nehmen sie mit dem Partikeldurchmesser ab (46 – 12 W/m<sup>2</sup>K (PL) bzw. 30 – 7 W/m<sup>2</sup>K (KO) bei 2 rpm). Beide Modelle geben nur bei den beiden größeren Partikeldurchmessern Werte aus, in guter Übereinstimmung mit den Messwerten sind. Mit steigendem die Partikeldurchmesser nähern sich die Mess- und Modellwerte an, jedoch von anderen Seiten. Das Modell der überströmten Kugel gibt zu hohe Werte aus, das Modell der überströmten Platte zu niedrige. Da beim Modell der überströmten Kugel der Partikeldurchmesser die charakteristische Länge ist, nehmen die Modellwerte mit steigendem Partikeldurchmesser stark ab.

Schleieroberflächen Unter Einbeziehung der zeigen sich mit dem Partikeldurchmesser abnehmende konvektive Wärmeströme/K. Das Modell der Kugel kann die Messwerte für 2 und 4 mm Partikel sehr gut wiedergeben. Auch die Drehzahlabhängigkeit wird gut dargestellt. Bei kleineren Partikeln mit 0,7 mm Durchmesser gibt das Modell der überströmten Kugel jedoch zu hohe Werte aus. Die Innere Schleieroberfläche ist proportional zum Quadrat des Partikeldurchmessers. Dadurch steigen die mit dem Modell berechneten konvektiven Wärmeströme/K stark an. Dies ist ein Hinweis darauf, dass nicht alle der 0,7 mm Partikel mit dem durchströmenden Gas in Kontakt kommen. Eine vollständige Umströmung der Schleier liegt jedoch auch nicht vor. Das Modell der überströmten Platte weist große Unterschiede zu den gemessenen konvektiven Wärmeströmen/K auf. Es muss demnach ein Modell entwickelt werden, das Werte zwischen den beiden vorhandenen Modellen ausgibt.



Abbildung 129: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation der Drehzahl.

Gleiches lässt sich auch in Abbildung 130 beobachten. Zudem ist darin zu sehen, dass der Füllungsgrad einen starken Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang hat. Die gemessenen Werte steigen bei kleinem Partikeldurchmesser teilweise um den Faktor 10 mit steigendem Füllungsgrad. Das deutet darauf hin, dass das Schüttbett, das nur bei 20 % Füllungsgrad vorhanden ist, einen starken positiven Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang hat. In der Bilanzierung wurde die Konvektion an der Schüttbettoberfläche mit einer Nusselt-Korrelation aus der Literatur für den Fall eines durchströmten Rohres berechnet. Diese Korrelation ist scheinbar nicht gut für den Fall eines überströmten Schüttbetts in einem Drehrohr geeignet.



Abbildung 130: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers bei Variation des Füllungsgrades.

Wie oben erwähnt, befinden sich die gemessenen Werte zwischen den Modellwerten der überströmten Kugel und der überströmten Platte. Die Schleier sind weder vollständig durchströmt (Kugel), noch vollständig umströmt (Platte). Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass Teile des Schleiers umströmt werden, während andere Bereiche des Schleiers durchströmt werden. Das lässt sich damit begründen, dass die Porosität des Schleiers von oben nach unten zunimmt, wodurch der Durchströmungswiderstand für das Gas von oben nach unten abnimmt. Der umströmte Bereich des Schleiers befindet sich demnach im oberen Bereich (geringe Porosität), während der untere Bereich tendenziell durchströmt wird (hohe Porosität). Um mit beiden Modellen weiterrechnen zu können, muss angenommen werden, dass der obere Bereich des Schleiers als umströmte Platte vorliegt, während im unteren Teil umströmte Einzelkugeln vorliegen. Dies ist in Abbildung 131 schematisch dargestellt.



Abbildung 131: Modellvorstellung der Einteilung des Partikelschleiers in zwei Teile: umströmte Platte (oben) sowie durchströmter Schleier und damit überströmte Einzelkugeln (unten).

In Abbildung 131 ist zu sehen, dass die Grenzen zwischen den willkürlich festgelegten Schleier-Bereichen fließend ineinander übergehen. Es ist bei allen drei Partikeldurchmessern zu sehen, dass die Schleierbreite von oben nach unten zunimmt. Damit vergrößert sich der Abstand zwischen den Partikeln und die Porosität des Schleiers steigt. Ab einer kritischen Porosität ist der Abstand zwischen den Partikeln so groß, dass das Modell der überströmten Kugel angenommen werden kann. Bei einer kleineren Porosität wird davon ausgegangen, dass die Dichte des Schleiers zu groß ist, um vom Gas durchströmt zu werden. Für diesen Bereich wird das Modell der überströmten Platte angewandt.

Zum aktuellen Zeitpunkt fehlt ein Kriterium, um die kritische Porosität festzulegen bzw. zu berechnen. Daher wird in der folgenden Abbildung 132 ein Modell, das die Modelle der überströmten Kugel und der überströmten Platte kombiniert, so angepasst, dass eine Übereinstimmung zwischen Mess- und Modellwerten entsteht.

Dafür musste für 0,7 mm Partikel 25 % vom Modellwert der überströmten Kugel und 75 % vom Modellwert der überströmten Platte addiert werden. Bei 2 und 4 mm Partikeln ist das Verhältnis genau umgekehrt: 75 % des Schleiers werden durchströmt (K – Kugel) und 25 % umströmt (P – Platte).



Abbildung 132: Angepasstes Modell aus den Einzelmodellen der überströmten Kugel und der überströmten Platte im Abgleich mit den Messwerten des konvektiven Wärmestroms/K. Angegeben sind die Anteile der Modelle Kugel (K) und Platte (P) zu denen sie in das angepasste Modell eingehen.

### 8.4.7 Einfluss der Schüttdichte

Der Einfluss der Schüttdichte auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und den konvektiven Wärmestrom/K ist in Abbildung 133 gezeigt. Dabei zeigen sich mit der Schüttdichte zunehmende konvektive Wärmeübergangskoeffizienten sowie Wärmeströme/K. Bei 2 rpm nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient für den Fall der Durchströmung von 13 auf 170 W/m<sup>2</sup>K zu, bzw. von 10 auf 80 W/m<sup>2</sup>K bei 8 rpm.



Abbildung 133: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K in Abhängigkeit der Schüttdichte (Blähton, Glas, Stahl 1.4301).

## 9 Diskrete Elemente Methode

Die Diskrete Elemente Methode (DEM) ist eine numerische Methode, mit der die Bewegung des Kollektivs von Objekten (Partikeln) einer dichten, bewegten Schüttung simuliert werden kann. Dabei werden die Bahnkurven aller Partikel individuell und in Abhängigkeit von mechanischen Interaktionen mit anderen bewegten Wänden berechnet. Solche Partikeln und Simulationen zum Bewegungsverhalten von Schüttungen, speziell Drehrohren wurden in der Vergangenheit bereits vielfach durchgeführt. So konnten beispielsweise das Geschwindigkeitsfeld und die Durchmischung bei einigen transversalen Bewegungsmodi in guter Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen abgebildet werden (Zhu et al. (2008) [95], Metzger et al. (2007) [96]). In den letzten Jahren wurde am Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik ein DEM-Berechnungsverfahren, Leat – DEM genannt, entwickelt (Kruggel-Emden et al. (2007) [97], Simsek et al. (2009) [42], Komossa et al. (2015) [98]) bei dem zusätzlich zur mechanisch induzierten Bewegung des Feststoffs auch die Wärmeübertragung zwischen den einzelnen Partikeln und ihrer Umgebung berücksichtigt werden kann. Zudem wird die partikelaufgelöste numerische Simulation unterschiedlicher Schüttgüter, wie kugelförmige Partikel, ungleichförmiger Polyeder und polydisperser Partikelgemische ermöglicht. Für die Berechnung des Impuls-, Wärme- und Stoffaustauschs mit zusätzlichen fluiden Phasen kann der DEM-Code bidirektional mit einem CFD-Simulationsprogramm gekoppelt werden.

## 9.1 Beschreibung des Stoßvorgangs

Die Bewegung eines Schüttguts wird wesentlich durch die mechanische Interaktion der Partikel untereinander, mit festen oder bewegten Wänden sowie mit möglicherweise zusätzlich vorhandenen Fluiden bestimmt. Die an den Interfaces zwischen den Partikeln (Flächen-, Linien-, Punktkontakten) wirkenden Kräfte werden dabei zur Bilanzierung des zeitlich veränderlichen Kräftegleichgewichts im System herangezogen. Bei der Diskrete Elemente Methode wird das Partikelverhalten mittels Stoßvorgängen abgebildet. Dabei werden Stöße der Partikel untereinander und Stöße der Partikel mit der Wand berücksichtigt.

In der DEM gibt es grundsätzlich zwei Modellansätze, um das Stoßverhalten eines Partikels zu beschreiben. Bei vergleichsweise harten Körpern und hohen Partikelgeschwindigkeiten werden Stöße zwei Partikeln abgebildet, indem jedem Stoß eine Kontaktzeit zugeordnet wird. Die Partikel verformen sich nach diesem Modellansatz nicht, sondern prallen voneinander ab und bewegen sich nach Ablauf der Kontaktzeit in entgegengesetzte Richtungen. Der zweite Modellansatz bildet den Stoßvorgang zeitaufgelöst ab. Diesem liegt die Annahme zugrunde, dass sich Partikel während eines Stoßes elastisch verformen. Ein Vorteil dieses Modells liegt in der Möglichkeit, mehrere zeitgleich ablaufende Stoßvorgänge berechnen zu können, wodurch Voraussetzungen für eine Simulation dichter Partikelsysteme, wie sie in Silos oder Drehrohröfen vorzufinden sind, geschaffen werden. Aus diesem Grund ist in Leat – DEM dieser Modellansatz implementiert. Ein in diesem Modell abgebildeter Stoßvorgang ist in Abbildung 134 veranschaulicht.



Abbildung 134: Abbildung des Stoßvorgangs zweier Partikel in LeatDEM

Daran wird deutlich, dass das elastische Stoßverhalten der Partikel in LeatDEM nicht durch eine Partikelverformung, sondern durch eine Überlappung der beiden am Stoß beteiligten Partikel simuliert wird. Mathematisch beschrieben wird jeder Stoß mit dem Impulssatz und dem Drallsatz. Dabei dient der Impulssatz

$$m * \vec{\ddot{r}} = m * \vec{g} + \sum_{i=1}^{n} (\vec{F_n} + \vec{F_t})_i$$
(56)

zur Abbildung der translatorischen Bewegung eines Partikels. In diese Gleichung, welche auch Newton'sche Bewegungsgleichung genannt wird, gehen die Partikelmasse m, der Ortvektor des Körperschwerpunktes  $\vec{r}$ , die Erdbeschleunigung g sowie normal und tangential wirkende Kräfte  $\vec{F_n}$  und  $\vec{F_t}$  ein.

Für die Beschreibung der Partikelrotation wird der Drallsatz,

$$\underline{J} * \vec{\varphi} = \sum_{i=1}^{n} \vec{R}_i \times (\vec{F_n} + \vec{F_t})_i$$
(57)

welcher auch als Euler'sche Bewegungsgleichung bezeichnet wird, angewendet. In diesem werden das Trägheitsmoment mit J, die Verdrehung um den Schwerpunkt mit  $\vec{\varphi}$  und der Rollwiderstandsmomentenvektor mit  $\vec{R}_i$ bezeichnet.

#### 9.2 Beschreibung der auf ein Partikel wirkenden Kräfte

Aus den dargestellten Gleichungen für die Berechnung der Partikelpositionen nach dem Stoßvorgang geht hervor, dass die Kenntnis der auf die Partikel wirkenden Kräfte zwingend für die Beschreibung der Stöße erforderlich ist. Hierzu existieren innerhalb der DEM verschiedene Kraftmodelle

#### 9.2.1 Bestimmung der Normalkraft

Die Bestimmung der Normalkraft in der DEM kann in unterschiedlichem Detaillierungsgrad erfolgen. So sind die Verwendung eines linearen Feder-Dämpfer-Modells oder eines Modells mit nichtlinearer Feder und linearer Dämpfung nach der Hertz-Theorie, sowie eines Modells mit nicht-linearer Feder und nicht-linearer Dämpfung nach der Hertz-Theorie denkbar.

In Leat – DEM wurde das lineare Feder-Dämpfer-Modell implementiert. Dabei erfolgt die Berechnung der Normalkraft aus der Summe des elastischen Kraftanteils und des dissipativen Kraftanteils, wie die Gleichung zeigt.

$$\vec{F}_n = \vec{F}_{n,el.} + \vec{F}_{n,diss.} \tag{58}$$

In dem linearen Feder-Dämpfer-Modell wird der elastische Kraftanteil durch eine Feder und der dissipative Anteil durch einen Dämpfer dargestellt, wie Abbildung 135 zeigt.



Abbildung 135: Feder-Dämpfer-Modell zur Bestimmung der Normalkraft.

Die Federkraft wird nach dem Hook'schen Gesetz nach der Gleichung

$$\bar{F}_{n,el} = -k_n * \delta * \vec{n} \tag{59}$$

mit Hilfe der Federsteifigkeit k<sub>n</sub>, der Überlappung  $\delta$  und dem Normalenvektor in Richtung eines Stoßpartners auf den anderen  $\vec{n}$  berechnet. Der dissipative Kraftanteil hingegen ergibt sich aus dem Produkt des Dämpfungskoeffizienten  $\gamma_n$  und der relativen Normalengeschwindigkeiten der Stoßpartner  $\vec{v}_n$ . Insgesamt lässt sich die Normalkraft folglich durch die Gleichung

$$F_n = -k_n * \delta * \vec{n} - \gamma_n * \vec{\nu}_n \tag{60}$$

bestimmen.

9.2.2 Bestimmung der Tangentialkraft

Für die Berechnung der Tangentialkraft ist ein Modell mit Coulomb-Reibung oder ein Modell mit Coulomb-Reibung und viskoser Dämpfung sowie ein lineares Tangentialfeder-Modell oder ein erweitertes Coulomb-Tangentialfeder-Modell möglich.

Der DEM-Codes des LEAT verwendet das lineare Tangentialfeder-Modell, welches in Abbildung 136 dargestellt ist.



Abbildung 136: Feder-Dämpfer-Modell zur Bestimmung der Tangentialkraft.

Demnach wird zunächst aus der relativen Verdrehung der Stoßpartner zueinander die Auslenkung der Tangentialfeder bestimmt. Mittels Auslenkung und relativer Tangentialengeschwindigkeit lässt sich anschließend die Tangentialkraft durch die Gleichung

$$\vec{F}_t = -k_t * \vec{\xi} - \gamma_t * \vec{v}_t$$
(61)

berechnen. Darin wird die Federsteifigkeit durch  $k_t$ , die Auslenkung der Feder durch  $\vec{\xi}$ , der Dämpfungskoeffizient durch  $\gamma_t$  und die Relativgeschwindigkeit durch  $\vec{v}_t$  symbolisiert.

## 9.3 Verwendete Materialkonstanten

## 9.3.1 Stoßzahl

Um die Federkonstante und den Dämfungskoeffizienten zur Ermittlung der Normalenkraft zu erhalten, müssen dir Stoßzahl und die Stoßzeit vorgegeben werden. Die Stoßzahl ist ein Maß für die Energiedissipation während eines Stoßes zweier Körper. Sie gibt das Verhältnis von elastischem und dissipativem Kraftanteil an und kann durch

$$e = \frac{\vec{v}_{1,i} - \vec{v}_{1,j}}{\vec{v}_{0,i} - \vec{v}_{0,j}} = \frac{\sqrt{2*h_1*g}}{\sqrt{2*h_0*g}} = \frac{\sqrt{h_1}}{\sqrt{h_0}}$$
(62)

berechnet werden. Die dafür benötigten Höhen sind in Abbildung 137 dargestellt.



Abbildung 137: Darstellung der Höhen für die Berechnung der Stoßzahl.

Die daraus resultierenden Stoßzahlen unterschiedlicher Materialpaarungen sin der Tabelle 6 zu entnehmen.

Materialpaarung	Stoßzahl e
Glas-Glas	0.904
Glas-P150	0.556
Glas-P120	0.531
Glas-P100	0.518

#### Tabelle 6: Werte der Stoßzahl bei verschiedenen Materialpaarungen.

Glas-P60	0.458

9.3.2 Haftreibungs- und Gleitreibungskoeffizienten

Für die Bestimmung des Coulomb-Kraftanteils wird der gemittelte Reibungskoeffizient benötigt, welcher aus den Koeffizienten für Haftreibung und Gleitreibung bestimmt wird. Für verschiedene Materialpaarungen sind daher Haftund Gleitreibungskoeffizienten in der Tabelle 7 aufgeführt.

Materialpaarung	Haftreibung µ <sub>H</sub>	Gleitreibung $\mu_G$
Glas-Glas	0.231	0.197
Glas-P150	0.685	0.631
Glas-P120	0.735	0.639
Glas-P100	0.759	0.647
Glas-P60	0.773	0.657

Tabelle 7: Werte der Haft- und Gleitreibungskoeffizienten bei verschiedenenMaterialpaarungen.

## 9.3.3 Rollreibungskoeffizient

Glas-P60

Der Rollreibungskoeffizient beschreibt das Verhältnis von dem Drehmoment einer Kugel und der Normalenkraft. Auch für diesen Koeffizienten wurden die Werte bei unterschiedlichen Materialpaarungen bestimmt. Sie sind in der Tabelle 8 angegeben.

 Materialpaarung
 Rollreibung  $\mu_R$  

 Glas-Glas
  $6.2*10^{-5}$  

 Glas-P150
  $1.4*10^{-4}$  

 Glas-P120
  $1.9*10^{-4}$  

 Glas-P100
  $2.5*10^{-4}$ 

4.3\*10<sup>-4</sup>

Tabelle 8: Werte des Rollreibungskoeffizienten bei verschiedenen Materialpaarungen.

# 10 Simulation der Schüttgutbewegung für die zu Projektbeginn vorliegenden Experimenten der FS 1

Simulationen von Stoff- und Wärmetransportvorgängen in beschaufelten Drehrohren wurden im Vorfeld dieses Forschungsprojektes am Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik noch nicht durchgeführt. Daher war der vorhandene DEM-Code zu modifizieren. Anschließend wurden die Simulationen anhand der bereits im Vorfeld des Projekts durchgeführten Experimente überprüft. Das Vorgehen und die gewählten Vereinfachungen für die Berechnungen sowie die Ergebnisse der Validierung werden in diesem Kapitel beschreiben.

## **10.1 Vorgehen und Vereinfachungen für die Simulation**

Die Abmessungen des Drehrohres sowie die Drehrohrparameter waren durch den Versuchsstand an der Forschungsstelle 1 vorgegeben. Es wurde ein Drehrohr mit einem Durchmesser von 500 mm simuliert. Die 12 Hubschaufel weisen die Längenverhältnisse  $I_2/R = 0.2$  und  $I_2/I_1 = 0.75$  auf. Das Drehrohr wurde mit 2 mm oder 4 mm großen Glaskugel bis zu einem Füllungsgrad von 10, 20 oder 30 % gefüllt. Die Rotationsgeschwindigkeit wurde zwischen 0,5 rpm und 8 rpm variiert.

Um das durch die DEM-Simulation bestimmte mechanische Partikelverhalten zu überprüfen , wurden der Schüttwinkel der Schaufel, welcher in Abbildung 138 mit  $\delta$  bezeichnet ist, und der Massenstrom des aus der Hubschaufel fallenden Materials analysiert.



Abbildung 138: geometrische Verhältnisse im Querschnitt eines beschaufelten Drehrohres.

In dieser Abbildung repräsentiert der griechische Buchstabe  $\gamma$  den Auslenkwinkel der Hubschaufel, während die Länge der Schaufel mit I<sub>1</sub> und die Breite der Schaufel mit I<sub>2</sub> bezeichnet werden. Im dargestellten Fall lagen 4 mm große Partikel und ein Füllungsgrad von 20 % vor.

Eine Herausforderung für die Simulation der an der FS 1 durchgeführten Experimente mit Leat - DEM besteht in der mit der Partikelanzahl exponentiell ansteigenden Rechenzeit. So befinden sich beispielsweise bei einem Kugeldurchmesser von 2 mm und einer Drehrohrtiefe von 50 mm etwa 40000 Partikel im System, wenn das Rohr lediglich mit einer Hubschaufel bestückt ist. Befinden sich 12 Hubschaufeln in dem Drehrohr, ist eine entsprechend höhere Partikelzahl erforderlich, was mit langen Rechenzeiten verbunden ist. Daher wurde zunächst ein alternativer Ansatz gewählt, in dem anstelle des gesamten Drehrohres nur eine Schaufel betrachtet wurde, welche repräsentativ für das Gesamtsystem ist. Auch wurde nicht die komplette Schüttung, sondern nur eine befüllte Schaufel simuliert, wie Abbildung 139 zeigt. Dies besitzt den Vorteil, dass über die Simulationszeit kontinuierlich Partikel das Rechengebiet verlassen, wodurch die Rechenzeit weiter reduziert werden konnte.



Abbildung 139: Vereinfachungen der DEM-Simulation: Abbildung nur einer Schaufel.

Als weitere Vereinfachung wurde der Gravitationsvektor anstelle des Drehrohres Rotiert, was in Abbildung 140 dargestellt ist. Dieses Vorgehen ist zulässig, da innerhalb der DEM ausschließlich Relativgeschwindigkeiten zwischen zwei Kontaktpaaren, sowie deren Positionen zueinander benötigt werden.



Abbildung 140: Vereinfachungen der DEM-Simulation: Rotation des Gravitationsvektors.

Trotz dieser Vereinfachungen war bei der Simulation des vollständigen Systems nur eine begrenzte Anzahl an Parametervariationen möglich.

## 10.2 Überprüfung der Simulation

Um zu überprüfen, mit welcher Genauigkeit derartige Simulationen die Realität wiedergeben, wurden sie mit den Resultaten der Experimente verglichen. Dabei wurden sowohl der Schüttwinkel in einer Schaufel als auch der Massenstrom aus

einer Schaufel, welche sich jeweils über den Entleerungswinkel verändern, analysiert.

#### 10.2.1 Schüttwinkel in einer Schaufel

Der Vergleich der experimentell ermittelten Ergebnisse mit den Resultaten der Simulation wurde bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 1,0$  und einer Drehzahl von 4 rpm vorgenommen. In Abbildung 141 ist der Schüttwinkel in einer Schaufel über dem Entleerungswinkel aufgetragen. Daran wird deutlich, dass der Schüttwinkel zunächst während der Drehung nahezu konstant bleibt. Bei einem Entleerungswinkel von etwa 80° setzt der Entleerungsvorgang ein, sodass der Wert des Schüttwinkels sinkt.



Abbildung 141: Vergleich des Schüttwinkels in einer Schaufel aus Simulation und Experiment.

Der Vergleich von Experiment und Simulation zeigt kleine Abweichungen im Wert des Schüttwinkels. Dabei fallen die Unterschiede fallen im Bereich des Entleerungspunktes am deutlichsten aus. Insgesamt kann von einer guten Übereinstimmung sowohl in der Höhe des Schüttwinkels als auch in der Lage des Entleerungspunktes gesprochen werden, sodass die Reproduktion der experimentellen Ergebnisse mittels DEM – Simulation möglich war.

#### 10.2.2 Massenstrom aus einer Schaufel

In Abbildung 142 sind die experimentell und durch Simulation bestimmten Massenströme bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $I_2/I_1 = 1,0$  und einer Drehzahl von 4 rpm währen einer Drehung aufgetragen. Darin lässt sich erkennen,

dass der Massenstrom zunächst, analog zum dynamischen Schüttwinkel, konstant ist. Zum Ende einer halben Umdrehung hin nimmt der Massenstrom ein Maximum an. Dieses tritt an dem Punkt auf, an welchem die Hubschaufel sich im oberen Abschnitt des Drehrohres befindet und derart geneigt ist, dass sämtliche, in der Hubschaufel befindliche Partikel hinabrieseln und die Hubschaufel so vollständig entleert wird.



Abbildung 142: Vergleich des Massenstroms aus einer Schaufel aus Simulation und Experiment.

Wie auch bei der Betrachtung des Schüttwinkels, wird anhand der Abbildung 142 deutlich, dass Simulation und Experiment Ergebnissen führen, welche in guter Näherung übereinstimmen. Insgesamt kann daher davon ausgegangen werden, dass die Simulation mit Leat – DEM die Stofftransportvorgänge in einem beschaufelten Drehrohr zutreffend abbildet.

#### **10.3 Sensitivitätsuntersuchungen zum Feststofftransport**

Nachdem die Güte der DEM-Simulation gezeigt wurde, wurden Untersuchungen zum Einfluss einiger Drehrohr- und Hubschaufelparameter auf den Stofftransport vorgenommen. Dabei wurden erneut der Schüttwinkel in einer Schaufel und der Massenstrom aus einer Schaufel analysiert.

#### 10.3.1 Schüttwinkel in einer Schaufel

Die Anzahl der Partikel in einer Hubschaufel und damit auch der Schüttwinkel in einer Schaufel werden sowohl von der Rotationsgeschwindigkeit des Drehrohres als auch von den Abmessungen der Hubschaufeln beeinflusst. Daher wurden beide Größen in den Simulationen variiert und die Veränderungen in der Größenordnung des Schüttwinkels untersucht.

#### 10.3.1.1 Einfluss der Drehzahl

Für die Untersuchung des Einflusses der Drehzahl wurde ein Drehrohr mit den zuvor genannten Abmessungen und Parametern simuliert. Es wurden vier Simulationen durchgeführt, welche sich ausschließlich in der Höhe der Drehzahl unterschieden, der die Werte 2, 4, 8 und 12 rpm zugeordnet wurden. Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 143 dargestellt. Darin ist zu erkennen, dass infolge der mit der Drehzahl steigenden Zentrifugalkraft eine größere Anzahl an Partikeln in einer Hubschaufel verweilt. Daraus resultiert ein höherer Schüttwinkel der Schüttung. Zudem verweilen die Partikel bei höheren Drehzahlen länger in der Hubschaufel, sodass sich der Entleerungspunkt zu höheren Auslenkwinkeln verlagert.



Abbildung 143: Schüttwinkel in einer Schaufel bei verschiedenen Drehzahlen.

## 10.3.1.2 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Für eine weitere Untersuchung wurde die Schaufelgeometrie verändert. So betrug das Verhältnis der tangentialen zur radialen Hubschaufellänge nicht mehr konstant  $I_2/I_1 = 0.75$ , sondern wurde zwischen  $I_2/I_1 = 0.75$  und  $I_2/I_1 = 1.5$  variiert. Die resultierenden dynamischen Schüttwinkel sind in Abbildung 144 dargestellt.



Abbildung 144: Schüttwinkel in einer Schaufel bei verschiedenen Hubschaufel-Längenverhältnissen.

Ein Zusammenhang zwischen der Höhe des dynamischen Schüttwinkels und der Schaufelgeometrie lässt sich daran jedoch nicht erkennen. Da eine breitere Hubschaufel aber in der Lage ist, Partikel über einen längeren Zeitraum in der Schaufel zu halten, ist eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses mit einer Verlagerung des Entleerungspunktes zu höheren Auslenkwinkeln hin verbunden.

## 10.3.2 Massenstrom aus einer Hubschaufel

Wie im vorherigen Abschnitt wurde der Massenstrom aus einer Hubschaufel in Abhängigkeit von Drehzahl und Hubschaufelgeometrie untersucht.

## 10.3.2.1 Einfluss der Drehzahl

Wie bereits im Abschnitt über den dynamischen Schüttwinkel beschrieben, bewirkt eine Erhöhung der Drehzahl eine Verlagerung des Entleerungspunktes zu höheren Auslenkwinkeln. Dieser Zusammenhang lässt sich auch anhand von Abbildung 145 feststellen, da das Maximum des Massenstroms, welches am Entleerungspunkt auftritt, bei größeren Hubschaufel-Längenverhältnissen erst bei höheren Winkeln zu finden ist.

Auch lässt sich eine Zunahme der Partikelanzahl in einer Schaufel mit der Drehzahl erkennen, auf die schon in Abschnitt 10.3.1 hingewiesen wurde. Denn durch die

größere Füllung einer Hubschaufel rieseln bei der Entleerung mehr Partikel hinab, sodass der Massenstrom aus der Hubschaufel mit steigender Drehzahl höhere Werte annimmt.



Abbildung 145: Massenstrom aus einer Schaufel bei verschiedenen Drehzahlen.

## 10.3.2.2 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Auch bei Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses werden mehr Partikel in den Hubschaufeln transportiert. Dies hat wiederum einen Anstieg des Massenstroms aus der Hubschaufel bei Entleerung zur Folge, wie in Abbildung 146 deutlich wird.



Abbildung 146: Massenstrom aus einer Schaufel bei verschiedenen Hubschaufel-Längenverhältnissen.

## 11 Einfluss der Drehrohrparameter auf den simulierten Wärmeübergang

## 11.1 Einfluss der Drehrohrparameter auf die Schüttgutbewegung

Die generelle Partikelbewegung im Drehrohr und insbesondere die Dauer von Kontakten mit den verschiedenen Flächen haben einen entscheidenden Einfluss auf die Wärmeübertragung. Daher wurden zunächst der Anteil der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand, zur freien Oberfläche der Schüttung sowie im Partikelschleier analysiert. Auch die Intensität der Vermischung, welche die thermische Durchmischung bestimmt, besitzt einen Einfluss auf den Wärmeübergang und wurde daher ebenfalls untersucht.

## 11.1.1 Anzahl der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand

Bei indirekt beheizten Drehrohren, welche über die Außenwand beheizt werden, ist die Anzahl der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand entscheidend für den Wärmeeintrag. Der Einfluss der Drehzahl auf diese Größe wurde mit einem Drehrohr mit 500 mm Durchmesser und Längenverhältnissen von  $I_2/R=0,2$ ,  $I_2/I_1=1,0$  bei einem Füllungsgrad von 20 % und 4 mm großen Glaskugeln untersucht.

## 11.1.1.1 Einfluss der Drehzahl

Es wurde der Einfluss der Drehzahl auf die oben genannte Größe untersucht. Dazu wurde die Drehzahl zwischen 2, 4 und 8 rpm variiert. Die Ergebnisse der Simulation für 4 mm Glaskugeln und einen Füllungsgrad von 20 % sind in Abbildung 147 dargestellt.



Abbildung 147: Anteil der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand bei verschiedenen Drehzahlen.

Daran wird deutlich, dass die Anzahl der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand aufgrund der Zentrifugalkraft mit steigender Drehzahl zunimmt. Dadurch wird der Wärmeeintrag begünstigt, da sich die Fläche für die Wärmeübertragung vergrößert.

## 11.1.2 Geschwindigkeit an der Schüttbettoberfläche

Für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Schüttbett und der darüber liegenden Gasphase sind die Partikelgeschwindigkeiten im Partikelschleier und an der Schüttbettoberfläche entscheidend. Daher wurde diese Größe für die zuvor beschriebenen Drehrohrabmessungen für unterschiedliche Drehzahlen und Füllungsgrade bestimmt.

## 11.1.2.1 Einfluss der Drehzahl

In der Abbildung 148 ist die durchschnittliche Geschwindigkeit der Partikel bei den Drehzahlen 2, 4 und 8 rpm aufgetragen. Es zeigt sich, dass die durchschnittliche Partikelgeschwindigkeit mit zunehmender Drehzahl steigt.



Abbildung 148: durchschnittliche Partikelgeschwindigkeit bei verschiedenen Drehzahlen.

## 11.1.2.2 Einfluss des Füllungsgrades

Die Abbildung 149 verdeutlicht die Abnahme der durchschnittlichen Partikelgeschwindigkeit mit steigendem Füllungsgrad. Die Abmessungen des Drehrohres entsprechen dabei denen für die Analyse der Drehzahlabhängigkeit. Der Füllungsgrad wurde hier zwischen 10 und 20 % variiert, die Drehzahl betrug konstant 8 rpm.



Abbildung 149: durchschnittliche Partikelgeschwindigkeit bei verschiedenen Drehzahlen und Füllungsgraden.

Die Ursache liegt in der Berechnung jenes Wertes aus der Geschwindigkeit an der Schüttbettoberfläche und derjenigen im Partikelschleier. Bei kleineren Füllungsgraden nimmt das Verhältnis der Partikelanzahl in der Hubschaufel zu der Partikelanzahl im Schüttbett einen größeren Wert an. Die Partikel weisen beim Verlassen der Hubschaufeln jedoch eine deutlich höhere Geschwindigkeit auf als die Partikel im Schüttbett, wie Abbildung 150 zeigt. Dadurch erhöht sich die durchschnittliche Geschwindigkeit mit der Verringerung des Füllungsgrades.



Abbildung 150: Beispielhafte Darstellung von Partikelgeschwindigkeiten im Drehrohr.

Diese Abbildung verdeutlich zudem die unterschiedlichen Geschwindigkeiten der Partikel im Schüttbett je nach deren Lage. Daher wurde die Verteilung der Partikelgeschwindigkeiten bestimmt und in Abbildung 151 visualisiert.



Abbildung 151: Verteilung der Partikelgeschwindigkeiten.

Daran lässt sich eine breite Verteilung der Partikelgeschwindigkeit erkennen. Der Großteil der Partikel befindet sich im Inneren der Schüttung oder der Hubschaufeln und weist eine Geschwindigkeit von weniger als 0,1 m/s auf. Hohe Partikelgeschwindigkeiten von bis zu 0,5 m/s werden vor Allem im Partikelschleier erreicht. Die Annahme der durchschnittlichen Partikelgeschwindigkeit an der Schüttbettoberfläche erscheint folglich nicht gerechtfertigt.

Um Zonen zu identifizieren, in denen Partikel eine lokal hohe Verweilzeit aufweisen, wurde die Bahn eines einzelnen Partikels innerhalb der bewegten Schüttung bei einem Füllungsgrad von 20 % untersucht. Diese wird in Abbildung 152 gezeigt, wobei die Partikelbahn bei geringen Geschwindigkeiten blau und bei hohen rot eingefärbt wird. Die Geschwindigkeiten im betrachteten Zeitraum sind in Abbildung 153 dargestellt.



Abbildung 152: Exemplarische Darstellung von Partikelbahn und Partikelgeschwindigkeit.

Zwischen 20 s und 40 s bewegt sich das Partikel ausschließlich innerhalb des Schüttbetts, wie anhand der zahlreichen blauen Bahnabschnitte im rechten unteren Bereich des Drehrohres deutlich wird. Auch die Abbildung 153 verdeutlicht, dass die Partikelgeschwindigkeit in diesem Zeitabschnitt niedrige Werte annimmt.

In den übrigen Zeitabschnitten wird das Partikel über die Hubschaufeln nach oben mitgetragen und fällt anschließend zurück in das Schüttbett. Wie zuvor beschrieben, erreicht das Partikel seine Maximalgeschwindigkeit, wenn es sich im Partikelschleier befindet. Dieses Phänomen wird durch die rot unterlegten Bahnabschnitte in Abbildung 152 sowie die Maxima in Abbildung 153 veranschaulicht.



Abbildung 153: zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit eines Partikels.

#### 11.1.3 Mischgüte

Die Mischgüte wurde mit Hilfe des Segregationsindex charakterisiert. Dieser berechnet sich aus der Varianz, welche sich durch die Gleichung

$$s_{K}^{2}(t) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} \left( x_{K,i}(t) - \mu_{K} \right)^{2}$$
(63)

bestimmen lässt. In dieser wird die Anzahl der Stichproben mit n, der Anteil der Komponente K in der Probe i zum Zeitpunkt t mit  $x_{K,i}(t)$  und der Sollanteil der Komponente K in der Probe mit  $\mu$  bezeichnet. Der Segregationsindex, auch Entmischungsgrad genannt, wird daraus über die Gleichung

$$\theta_n(t) = \frac{s_K^2(t)}{s_K^2(t=0)}$$
(64)

abgeleitet.

### 11.1.3.1 Einfluss der Drehzahl

Die Untersuchung des Zusammenhangs zwischen Segregationsindex und Drehzahl wurde anhand des zuvor beschriebenen Drehrohres durchgeführt. Zur Beurteilung des zeitlichen Verlaufs der Durchmischung wurde die Schüttung in der Simulation farblich in zwei Bereiche unterteilt, wie dem linken Bild in Abbildung 154 zu entnehmen ist. Durch die Rotation des Drehrohres vermischen sich beide Schichten im Laufe der Zeit miteinander, was durch das rechte Bild dargestellt ist.



Startzustand

Gemischter Zustand



Der Startzustand wird als völlig entmischter Zustand bezeichnet. Der Segregationsindex nimmt in diesem Fall den Wert 1 an. Der Idealzustand der Mischung, welcher in der Realität jedoch nicht erreicht werden kann, wird ideal homogene Mischung genannt. In diesem völlig gemischten Zustand erreicht der Segregationsindex den Wert 0. Praktisch ist es jedoch nur möglich eine stochastisch homogene Mischung zu erhalten. Zur Verdeutlichung dieses Mischungszustandes gegenüber dem Idealzustand sind alle drei genannten Zustände in Abbildung 155 visualisiert.



Abbildung 155: optische Gegenüberstellung der Mischungszustände.

Die realen Mischungszustände wurden im Rahmen dieses Projekts mit einer optischen Auswertemethode charakterisiert.

In Abbildung 156 ist der zeitliche Verlauf der Segregationsindices bei Drehzahlen von 2,4 und 8 rpm zu erkennen. Daran wird deutlich, dass der Segregationsindex bei höheren Drehzahlen bereits nach kürzerer Zeit geringere Werte annimmt. Folglich sinkt die benötige Mischzeit mit steigender Drehzahl ab.



Abbildung 156: zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei verschiedenen Drehzahlen.

## 11.1.3.2 Einfluss des Füllungsgrades

Die Analyse der Abhängigkeit der Mischgüte vom Füllungsgrad erfolgte mit einem Drehrohr derselben Geometrie, wie zuvor beschrieben. Im Gegensatz zu der vorangegangenen Untersuchung, wurde die Drehzahl konstant bei 8 rpm gehalten und der Füllungsgrad zwischen 10 % und 20 % variiert, wie in Abbildung 157 dargestellt ist. Ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Mischgüte und Füllungsgrad lässt sich daran jedoch nicht ableiten.



Abbildung 157: zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei verschiedenen Füllungsgraden.

#### 11.2 Modellierung des Wärmetransports im Partikel

Im nachfolgenden Abschnitt wird die Wärmeübertragung in einem beschaufelten Drehrohr beschrieben. Dabei wird zwischen direkter Beheizung, beispielsweise durch eine Befeuerung, und indirekte Beheizung von außen über die Drehrohrwand unterschieden.

Allgemein erfolgt der Wärmetransport in einem solchen System durch Konvektion, Strahlung und Wärmeleitung. All diese Transportvorgänge und damit auch der resultierende Wärmestrom in das jeweilige Partikel hängen maßgeblich von der treibenden Temperaturdifferenz ab. Die Temperaturverteilung im Partikel folgt der Gleichung

$$\rho c_{p} \frac{\partial T}{\partial t} = \bar{\nabla} \cdot \left( \lambda_{eff} \, \bar{\nabla} T \right) \tag{65}$$

Diese Gleichung kann mit entsprechenden Randbedingungen für jedes Partikel der Schüttung numerisch gelöst werden. In dem verwendeten DEM-Code gibt es verschiedene Modellansätze, um die Wärmeleitung und damit die Temperatur im Partikel aufzulösen. In Abhängigkeit des Modellansatzes ergeben sich somit, insbesondere für große Partikel, unterschiedliche Oberflächentemperaturen, die den resultierenden Wärmestrom beeinflussen. Die drei möglichen Modellansätze werden in Abbildung 158 schematisch dargestellt.



Abbildung 158: Modellierungsansätze für die Temperaturverteilung im Partikel.

Der einfachste Ansatz wird durch die linke Hälfte des linken Partikels verdeutlicht. Dabei wird die Annahme getroffen, dass innerhalb des Partikels nur eine Temperatur vorliegt. Im zweiten Ansatz, dargestellt durch die rechte Hälfte des linken Partikels, wird von einem radialen Temperaturprofil im Partikel ausgegangen. Entlang des Partikelradius werden einzelne Stützstellen definiert und mit entsprechenden Randbedingungen numerisch gelöst. Im detailliertesten Modellansatz, visualisiert durch das rechte Partikel, wird die Wärmeleitung im Partikel dreidimensional gelöst. Hierzu wird das Partikel über ein dreidimensionales Gitter diskretisiert und in jedem einzelnen Zellvolumen die Temperatur berechnet.

Aufgrund des größten Detaillierungsgrades wurde zunächst der dritte Modellansatz gewählt. Die zeitliche Auflösung der Temperaturverteilung ist in Abbildung 159 vereinfacht für einen Würfel gezeigt. Die Aufheizung erfolgt dabei rein konvektiv und unter konstanten Randbedingungen. Wie der Abbildung zu entnehmen ist, pflanzt sich die Temperaturfront ausgehend von den Randzellen in Richtung des Partikelkerns fort.

186



Abbildung 159: zeitliche Temperaturentwicklung in einem würfelförmigen Partikel.

Da mit dem Detaillierungsgrad auch der Rechenzeitbedarf steigt, wurde untersucht, wie sehr vereinfacht ein Modellansatz sein darf, um die tatsächlichen Vorgänge im Drehrohr zutreffend abzubilden. Dazu wurde exemplarisch die Abkühlung der Schüttung im Drehrohr mit Luft berechnet. Dafür wurde der Wärmetransport im Partikel sowohl mit dem ersten Modellansatz der uniformen Verteilung als auch mit dem zweiten Modellansatz der im Partikel radial verteilten Stützstellen simuliert. Der Vergleich beider Ergebnisse ist in Abbildung 160 dargestellt.



Abbildung 160: Vergleich des zeitlichen Temperaturverlaufs bei verschiedenen Modellansätzen.

Daran ist zu erkennen, dass beide Modellansätze nahezu identische Ergebnisse liefern. Erst für größere Partikel oder Partikel mit größeren Biot-Zahlen ist der vorgestellte dreidimensionale Ansatz erforderlich. Aus Gründen der Rechenzeitersparnis wurde daher für die nachfolgenden Simulationen der einfachste Ansatz einer einheitlichen Temperatur im Partikel verwendet.

## 11.3 Einfluss der Drehrohrparameter auf den indirekten Wärmeübergang

In Abbildung 161 sind die auftretenden Wärmeströme in einem indirekt beheizten Drehrohr dargestellt.



Abbildung 161: Wärmeströme im indirekt beheizten Drehrohr. GW,eff: Strahlung/Konvektion - freie Wand, GS,eff: Strahlung/Konvektion - freie Bettoberfläche, GS,konv: Konvektion freifallende Partikel, WS,kont: Leitung Wand – bedeckte Bettoberfläche.

Die Drehrohrwand wird von außen beheizt, woraus Wärme durch Strahlung der Wand auf die freie Bettoberfläche, durch Wärmeleitung von der Wand an die bedeckte Bettoberfläche und durch Konvektion übertragen wird. Aufgrund der niedrigen Temperaturen im Drehrohr, kann der Strahlungsanteil vernachlässigt werden.

## 11.3.1 Wärmeleitung im Punktkontakt zwischen zwei Partikeln

Wärmeleitung findet nicht nur von der Drehrohrwand an ein Partikel, sondern auch von einem Partikel an ein anderes statt. Zudem tritt Kontaktwärmeübertragung durch das Fluid zwischen zwei Partikeln auf. Die für die Berechnung dieser Wärmeströme notwendigen Größen sind in Abbildung 162 dargestellt.



Abbildung 162: Abmessungen zur Bestimmung der Wärmeleitung zwischen zwei Partikeln.

Der gesamte, zwischen zwei Partikeln übertragene Wärmestrom lässt sich aus dem Wärmeleitungswiderstand zwischen zwei Partikeln und dem Wärmeleitungswiderstand zwischen Partikel und Fluid berechnen. Ersterer kann mit der Gleichung

$$R_{C} = \frac{1}{2 * k_{S} * r_{C}}$$
(66)

über den Kontaktradius der kreisförmigen Kontaktfläche

$$r_{C} = \left(\frac{3 * (1 - \gamma^{2}) * F_{N} * r_{hm}}{2 * E_{hm}}\right)^{\frac{1}{3}}$$
(67)

bestimmt werden. Darin wird die zwischen beiden Körpern wirkende Normalkraft mit  $F_N$  bezeichnet. Der harmonische Mittelwert der Querkontraktionszahl wird mit y abgekürzt, während derjenige der Kontaktradien mit  $r_{hm}$  und derjenige der Elastizitätsmodule mit  $E_{hm}$  symbolisiert werden. Der harmonische Mittelwert der Wärmeleitfähigkeiten wird mit  $k_c$  bezeichnet.

Der thermische Widerstand zwischen Partikel und Fluid kann mit der freiliegenden Oberfläche

$$A_G = 2 * \pi * r^2 - \pi * r_C^2 \tag{68}$$

und dem mittleren Abstand zwischen den Flächen

$$l_G = \frac{r^2 * \left(1 - \frac{\pi}{4}\right)}{r - r_C}$$
(69)

mit der Gleichung

$$R_G = \frac{l_G}{A_G * k_G}$$

bestimmt werden. Insgesamt folgt damit für den Wärmestrom zwischen zwei Partikeln:

$$\dot{Q}_{P_1 \to P_2} = \left(\frac{1}{R_G} + \frac{1}{R_C}\right) * \Delta T \tag{70}$$

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde die Annahme getroffen, dass die Temperatur der Außenwand konstant 150 °C beträgt. Zudem wurden Wärmeverluste über die Schüttbettoberfläche vernachlässigt, sodass der Wärmetransport ausschließlich mittels Wärmeleitung von der heißen Drehrohrwand an die darüber liegenden Partikel der Schüttung stattfindet.

#### 11.3.2 Vergleich der Temperaturverläufe aus Simulation und Experiment

Zur Überprüfung der DEM-Simulationen wurden die zeitlichen Temperaturverläufe des Schüttgutes mit experimentell bestimmten Temperaturverläufen verglichen. Dafür wurden sowohl Experimente der Forschungsstelle 1 als auch eigene Versuchsreihen herangezogen. Da sich die Abmessungen der Drehrohre der Forschungsstelle 1 von denen der Forschungsstelle 2 unterscheiden, wird sichergestellt, dass eine gute Abbildung der thermischen Vorgänge durch LeatDEM unabhängig von der Drehrohrgeometrie ist.

#### 11.3.2.1 Vergleich der Ergebnisse der beiden Forschungsstellen

Um die Vergleichbarkeit der an der Forschungsstelle 1 ermittelten Ergebnisse mit den Resultaten der Simulationen an der Forschungsstelle 2 zu gewährleisten,
besaßen beide Drehrohre identischen Geometrien. Die Drehrohrabmessungen blieben dabei gegenüber den vorherigen Werten unverändert.

Abbildung 163 zeigt den simulierten zeitlichen Verlauf der Partikeltemperaturen. Diese bei einem Füllungsgrad von 20 % und einer Drehzahl von 2 rpm bestimmt. Die Temperatur der Wand wurde mit 150 °C vorgegeben, während die Partikel zu Beginn eine Temperatur von 20 °C aufwiesen.



Abbildung 163: Zeitlicher Verlauf der Partikeltemperaturen.

Daran lässt sich die Erwärmung der Schüttung von 20 °C zu Beginn der Simulation auf 150 °C, womit die Wandtemperatur erreicht ist, nach 30 Minuten erkennen. Anhand der nach einer Minute bestimmten Partikeltemperaturen wird deutlich, dass die Erwärmung von der Drehrohrwand aus erfolgt, da die Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand eine höhere Temperatur aufweisen als jene im Kern der Schüttung. Dieser Beobachtung entspricht den Vorgängen bei einer indirekten Beheizung.

Zu den nachfolgenden Zeitpunkten ist das radiale Temperaturprofil allgemein schwach ausgeprägt, sodass sich bereits nach 5 Minuten keine Unterschiede der Partikeltemperaturen erkennen lassen. Dies geht auch aus Abbildung 164 hervor. Begründen lässt sich diese Beobachtung durch die gute mechanische Durchmischung, infolge derer ein schneller thermischer Ausgleich innerhalb des Schüttbetts erfolgt.



Abbildung 164: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen von Schüttbett, Gas- und Wand.

Dieser Effekt konnte sowohl in den Simulationen als auch in den Experimenten beobachtet werden. Abbildung 165, in welcher die zeitlichen Temperaturverläufe von Experiment und Simulation gegenübergestellt sind, verdeutlicht die gute Übereinstimmung beider Ergebnisse.



Abbildung 165: Vergleich der Schüttbetttemperaturen aus Simulation und Experiment.

11.3.2.2 Vergleich von Experimenten und Simulationen an Forschungsstelle 2 Zusätzlich zu den Experimenten an der Forschungsstelle 1 wurden an der Forschungsstelle 2 Versuche durchgeführt. Dazu wurde der Versuchsstand des vorangegangenen AiF-Projekts, ein Drehrohr mit 300 mm Durchmesser, für dieses Projekt umgebaut. Das Drehrohr wurde mit Hubschaufeln der Schaufelverhältnisse l<sub>2</sub>/l<sub>1</sub>=0, 0.25 oder 0.75 bestückt. Die Partikeldurchmesser der Schüttung wurden zwischen 3 und 5 mm variiert und die Füllungsgrade wurden zwischen 10 und 30 % verändert. Die Drehzahlen betrugen 1-8 rpm. Die Beheizung des Drehrohres erfolgte von außen über eine elektrische Mantelheizung mit einer Leistung von 1250 W. Über insgesamt 10 Thermoelemente vom Typ K wurden die Wandtemperatur, die Lufttemperatur sowie die Temperaturen innerhalb der Schüttung, wofür 8 Thermoelemente im Abstand von 7 mm zueinander verwendet wurden, gemessen. Das Thermoelement zur Messung der Lufttemperatur befand sich im Zentrum der Drehrohrversuchsstandes, während die Messung der Schüttbetttemperaturen über eine Messlanze erfolgte, welche mit dem Drehrohr rotiert. Zwei Fotos des Versuchsstandes sind in Abbildung 166 zu sehen.



Abbildung 166: Versuchsstand zur indirekten Beheizung an Forschungsstelle 2.

Die gemessenen zeitlichen Verläufe der Temperaturen bei einem Füllungsgrad von 20 %, einem Schaufelverhältnis von  $I_2/I_1=0,25$ , einer Drehzahl von 8 rpm und einem Partikeldurchmesser von 3 mm werden in Abbildung 167 visualisiert.



Abbildung 167: gemessene zeitliche Temperaturverläufe an verschiedenen Messstellen.

Das Thermoelement, welches die Temperatur T1 misst, weist einen radialen Abstand zur Wand von 7 mm auf. Die Messstellen der Temperaturen T3 und T5 befinden sich im Abstand von 21 mm, beziehungsweise 35 mm zur Wand. Anhand der geringen Temperaturunterschiede zwischen diesen drei Thermoelementen wird deutlich, dass bei dem gewählten Versuchsaufbau ein homogenes Temperaturprofil vorherrscht. Dieses kann durch die gute Durchmischung begründet werden.

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse wurde der zeitliche Temperaturverlauf bei zuvor beschriebenem Experiment mit dem simulierten Temperaturverlauf bei identischen Randbedingungen verglichen. Eine Gegenüberstellung beider Ergebnisse zeigt Abbildung 168. Exemplarisch wurde dafür die Temperatur der Thermoelemente T1 und T5 ausgewählt. Die geringen Unterschiede zwischen experimentell und durch Simulation bestimmten Temperaturen werden anhand der Abbildung **DEM-Simulation** zeitlichen deutlich. Folglich bildet die den Temperaturverlauf in der Schüttung gut ab.

194



Abbildung 168: Vergleich der zeitlichen Temperaturverläufe von Simulation und Experiment an den Thermoelementen 1 und 5.

#### 11.3.3 Sensitivität des zeitlichen Temperaturverlaufs

Auch in diesem Abschnitt wird der zeitliche Verlauf der Schüttbetttemperatur betrachtet. Im Gegensatz zum vorangegangenen Abschnitt wird nicht die Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen, sondern der Zusammenhang des Temperaturverlaufs mit der Drehzahl des Drehrohres und dem Füllungsgrad untersucht.

#### 11.3.3.1 Einfluss der Drehzahl

Hierfür wurde das Drehrohr mit 500 mm Durchmesser und den dazu vorher genannten Randbedingungen simuliert. Die Drehzahl betrug 2, 4 oder 8 rpm. Die daraus resultierende mittlere Schüttbetttemperatur in Kelvin ist in Abbildung 169 dargestellt. Daraus wird deutlich, dass die Aufheizung mit zunehmender Drehzahl schneller erfolgt. Grund dafür ist die bessere Durchmischung und die damit verbundenen lokal höheren Temperaturgradienten zwischen Wand und Partikel, sowie die größere Kontaktfläche zwischen Schüttbett und Wand. Durch beides wird der Wärmeübergang begünstigt.



Abbildung 169: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

#### 11.3.3.2 Einfluss des Füllungsgrades

Wie Abbildung 170 zeigt, führt ein Anstieg des Füllungsgrades zu einer Verlangsamung des Temperaturanstieges. Grund ist die Erhöhung der zu erwärmenden Masse. Die im Vergleich zu Abbildung 169 höheren Temperaturen resultieren aus einer höheren Wandtemperatur von 473,15 K. Als Drehzahl wurde 2 rpm vorgegeben.



Abbildung 170: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Füllgraden.

11.3.4 Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett

Der Wärmestrom zwischen Drehrohrwand und Schüttbett kann anhand der Gleichung

$$\dot{Q}_{WS,kont} = m * c_P * \frac{dT_S}{dt}$$
(71)

berechnet werden. Dabei wird die Masse der Schüttung mit m, deren Wärmekapazität mit  $c_p$  und die Temperatur des Schüttbetts mit  $T_s$  bezeichnet.

Auch die Höhe des Wärmestroms ist von der Drehzahl abhängig. Um den Zusammengang zu quantifizieren wurden Simulationen mit den im Abschnitt 0 genannten Drehrohrparametern durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 171 dargestellt.



Abbildung 171: Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms bei verschiedenen Drehzahlen.

Zunächst steigt der Wärmestrom an und erreicht bei etwa 250 s sein Maximum. Abschließend fällt er infolge der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Schüttung und Wand, welche aus der zunehmenden Erwärmung der Schüttung resultiert, ab. Zudem lässt sich ein Anstieg des Wärmestroms mit steigender Drehzahl beobachten. Der Grund dafür liegt, wie zuvor beschrieben, in den größeren Temperaturgradienten zwischen Drehrohrwand und Schüttung bei höherer Drehzahl.

#### 11.3.5 Wärmeübergangskoeffizient

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Drehrohrwand und einem Partikel der Schüttung wurde mit Hilfe einer Wärmebilanz bestimmt. In dieser wurden zum einen der Wärmestrom zwischen Drehrohrwand und Schüttbett,

$$\dot{Q}_{WS} = \alpha_{WS} \cdot \Delta T_{m,W} \cdot A \tag{72}$$

in welchen der gesuchte Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{WS}$ , die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  die Wärmeübertragungsfläche A einfließen, berücksichtigt. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Wand und Schüttgut kann mit

$$\Delta T_{m,W} = \frac{(T_W - T_S) - (T_W - T_{S,0})}{\ln\left(\frac{T_W - T_S}{T_W - T_{S,0}}\right)}$$
(73)

berechnet werden. In dieser Gleichung wird die Temperatur der Drehrohrwand mit  $T_W$ , die Schüttbetttemperatur zur Zeit t mit  $T_S$  und die Temperatur der Schüttung zu Beginn der Aufheizung, also t=0, mit  $T_{S,0}$  bezeichnet. Die Wärmeübertragungsfläche berechnet sich als Produkt der Oberfläche eines Partikels und der Anzahl der Partikel mit Kontakt zur Drehrohrwand:

$$A = A_{Partikel} * n_{Partikel\_an\_Drehrohrwand}$$
(74)

Zum anderen wurde die Enthalpieaufnahme der mit der Gleichung

$$\dot{Q}_{WS,kont} = m \cdot c_P \cdot \frac{T_S - T_{S,0}}{t - t_0}$$
(75)

bestimmt. Dieser ergibt sich aus dem Produkt der Schüttbettmasse m, der spezifischen Wärmekapazität des Einsatzmaterials  $c_P$  und der Änderung der mittleren Schüttbetttemperatur  $T_S - T_{S,0}$  im betrachteten Zeitraum t-t<sub>0</sub>.

Unter der Annahme, dass beide Wärmeströme gleich groß sind, konnte dann der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Drehrohrwand und Schüttbett bestimmt werden.

$$\alpha = \frac{m * cp * \frac{T_s - T_{s,0}}{t - t_0}}{A * \Delta T_{m,W}} = -\frac{m * c_p}{A} * \frac{ln\left(\frac{T_W - T_s}{T_w - T_{s,0}}\right)}{t - t_0}$$
(76)

Die Größe  $\frac{ln\left(\frac{T_W-T_S}{T_W-T_{S,0}}\right)}{t-t_0}$  wurde als zeitliche Steigung von  $ln\left(\frac{T_W-T_S}{T_W-T_{S,0}}\right)$  interpretiert, um die Genauigkeit der Berechnungen zu erhöhen. Daher wurden nicht die Anfangsund Endwerte aus der Simulation in Gleichung 21 eingesetzt, sondern die Größe  $ln\left(\frac{T_W-T_S}{T_W-T_{S,0}}\right)$  für jeden simulierten Zeitschritt ermittelt. Anschließend wurden diese über der Zeit aufgetragen und eine lineare Regressionsgrade ermittelt. Die Steigung der Regressionsgraden entspricht folglich der Größe  $\frac{ln\left(\frac{T_W-T_S}{T_W-T_{S,0}}\right)}{t-t_0}$ . Mit diesem Vorgehen wurde verhindert, dass Ausreißer einen großen Einfluss auf den Wert des Wärmeübergangskoeffizienten ausüben können.

#### 11.3.5.1 Einfluss der Drehzahl

Auf diese Weise wurden Wärmeübergangskoeffizienten bei unterschiedlichen Drehzahlen bestimmt. Dabei zeigte sich, dass sich der Wert mit steigender Drehzahl erhöht, wie aus Abbildung 172 hervorgeht. Der abknickende Verlauf resultiert aus der linearen Verbindung der drei simulierten Drehzahlen 2, 4 und 8 rpm.

Wird zusätzlich davon ausgegangen, dass, wie in der Realität, nicht nur die Drehrohrwand (W), sondern auch die Hubschaufeln (H) Wärme an das Schüttbett abgeben, erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient.



Abbildung 172: Wärmeübergangskoeffizient der Wärmeleitung bei verschiedenen Drehzahlen und Beheizungsarten.

Die zuvor verwendete Wärmebilanz ist jedoch nur dann vollständig geschlossen, wenn der Wärmetransport ausschließlich durch Kontaktwärmeleitung von der Drehrohrwand aus erfolgt. In der Praxis findet zusätzlich konvektiver Wärmeaustausch zwischen der freien Bettoberfläche oder dem Partikelschleier und der Gasphase statt. Dieser ist in die Auswertung der experimentellen Ergebnisse miteinzubeziehen und lässt sich über die Gleichung

$$\dot{Q}_{GS,konv} = \alpha_{GS,konv} \cdot \Delta T_{m,G} \cdot A_{GS} \tag{77}$$

berechnen. In dieser Gleichung wird der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gas und Schüttbett durch  $\alpha_{FBS}$  und Wärmeaustauschfläche zwischen Gasphase und Schüttbett durch  $A_{FBS}$  abgekürzt. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Gasphase und Schüttung berechnet sich analog zu Gleichung (73), in welcher die Wandtemperatur durch die Gastemperatur ersetzt wird.

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Drehrohrwand und Schüttbett kann folglich über die Gleichung

$$\alpha_{WS} = \frac{m \cdot c_P \cdot \frac{T_S - T_{S,0}}{t - t_0} - \alpha_{GS,konv} \cdot \Delta T_{m,G} \cdot A_{GS}}{\Delta T_{m,W} \cdot A}$$
(78)

bestimmt werden.

#### 11.3.5.2 Einfluss des Füllungsgrades

Anhand von Abbildung 173 wird deutlich, dass ein Anstieg des Füllungsgrades mit einem Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten verbunden ist.



Abbildung 173: Wärmeübergangskoeffizient der Wärmeleitung bei verschiedenen Füllungsgraden.

#### 11.3.6 Homogenität der Temperaturverteilung

Von zentraler Bedeutung für einen im Drehrohr angesiedelten Produktionsprozess ist die gleichmäßige Erwärmung des Schüttgutes. Daher wird in diesem Abschnitt der Einfluss der Drehzahl auf die Homogenität der Temperaturverteilung untersucht. Dafür wurden die zuvor beschriebenen Simulationen verwendet. Die thermische Durchmischung wird mit Hilfe der Standardabweichung der Temperatur quantifiziert.

Zunächst fällt der anteigende Verlauf der Standardabweichung zu Beginn auf. der Grund liegt darin, dass sich anfangs erst einzelne Partikel, welche Kontakt zur Drehrohrwand aufweisen, erwärmen und somit in der Schüttung je nach Lage deutlich unterschiedliche Temperaturen vorherrschen. Mit der Zeit erwärmt sich infolge der Durchmischung und Kontaktwärmeleitung der Partikel untereinander die gesamte Schüttung, sodass die Standardabweichung der Temperatur sinkt.

Zudem zeigt sich, dass bei schnellerer Rotation des Drehrohres die Schüttung stärker durchmischt wird. Infolgedessen verengt sich die Temperaturverteilung, sodass die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur sinkt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 174 zu erkennen.



Abbildung 174: Zeitlicher Verlauf der Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

#### 11.3.7 Dimensionslose Temperatur

Als dimensionslose Temperatur wird die Größe

$$T_d = \frac{T_S - T_0}{T_W - T_0}$$
(79)

bezeichnet. Dabei wird die Temperatur des Schuttgutes mit  $T_S$ , die Temperatur der Schüttung zu Beginn der Simulationen mit  $T_0$  und die Temperatur der Wand mit  $T_W$ bezeichnet. Sie ist ein Maß dafür, zu welchem Anteil die Erwärmung der Schüttung von der Starttemperatur hin zur Wandtemperatur bereits stattgefunden hat. Für die Untersuchung wurden Simulationen des zuvor beschriebenen Drehrohres mit verschiedenen Drehzahlen und Beheizungsflächen sowie Füllungsgraden herangezogen.

#### 11.3.7.1 Einfluss der Drehzahl

Zunächst geht aus Abbildung 175 hervor, dass ein Großteil der Temperaturdifferenz von Start- zu Endtemperatur der Schüttung bereits nach weniger als 500 s

überwunden ist. Anschließend verlangsamt sich die Erwärmung infolge des gesunkenen Temperaturgradienten zwischen Drehrohrwand und Schüttbett.

Außerdem wurde festgestellt, dass die Drehzahl kaum Einfluss auf die dimensionslose Temperatur besitzt. Wie schon in Abschnitt 11.3.5 zeigen sich höhere Werte der berechneten Größe, wenn die Beheizung zusätzlich über die Hubschaufeln erfolgt.



Abbildung 175: Zeitlicher Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

## 11.3.7.2 Einfluss des Füllungsgrades

Aufgrund des geringeren Wärmeübergangskoeffizienten bei höheren Füllungsgraden nimmt auch die dimensionslose Temperatur in diesem Falle geringere Werte an. Dies lässt sich aus Abbildung 176 erkennen.



Abbildung 176: Zeitlicher Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei verschiedenen Füllungsgraden.

# 11.4 Einfluss der Drehrohrparameter auf die Wärmeübertragung über die freie Schüttbettoberfläche bei Erwärmung des Schüttgutes

Im Gegensatz zur Analyse des Wärmeeintrags in die bedeckte Schüttoberfläche, welchem ein Aufheizungsprozess zu Grunde liegt, wurden für die Wärmeübertragung über die freie Schüttbettoberfläche sowohl ein Erwärmungs- als auch ein Abkühlvorgang untersucht.

Bei den Untersuchungen des Erwärmungsprozesses wurde davon ausgegangen, dass die Aufheizung des Schüttgutes ausschließlich durch das Umgebende Fluid, hier Luft, erfolgt. Wärmeverluste wurden vernachlässigt. Als Gastemperatur wurden 150 °C vorgegeben, während die Schüttung zu Beginn eine Temperatur von 20 °C aufwies. Die Simulationen wurden für ein Drehrohr, das im Vergleich zum vorherigen Abschnitt identischen Abmessungen aufweist, durchgeführt. Als Drehzahl wurde 2 rpm, als Füllungsgrad 20 % gewählt. In Abbildung 177 sind die Partikeltemperaturen zu verschiedenen Zeitpunkten dargestellt.



Abbildung 177: Temperaturen der Partikel zu unterschiedlichen Zeitpunkten.

Zunächst ist erkennbar, dass sich die Schüttung mit der Zeit erwärmt, sodass sie nach 30 min mit 423 K die Temperatur der Gasphase angenommen hat. Aufgrund der guten Durchmischung der Schüttung ist kein stark ausgeprägtes Temperaturprofil erkennbar. So sind lediglich in der Schüttung 1 min nach dem Start Unterschiede der Partikeltemperaturen an verschiedenen Positionen im Schüttbett erkennbar, welche jedoch bereits 4 Minuten später infolge der Durchmischung nicht mehr sichtbar sind.

#### 11.4.1 Vergleich von Experiment und Simulation

Korrespondierend zu den in Bochum durchgeführten Simulationen wurden an der Forschungsstelle 1 Experimente dazu durchgeführt. Um eine Vergleichbarkeit zwischen Experiment und Simulation zu schaffen, wurden die durch die Simulation bestimmten Werte zeitlich gemittelt. Dieses Vorgehen ist erforderlich, da Thermoelemente aufgrund ihrer Ansprechzeit lediglich eine gemittelte Temperatur messen, wenn sie durch das Schüttbett gleiten.

Der Vergleich der zeitlichen Temperaturverläufe ist der Abbildung 178 zu entnehmen. Anhand des Diagramms wird deutlich, dass der zeitliche Temperaturverlauf während der Aufheizungsvorgangs in guter Näherung durch die DEM-Simulation abgebildet wird. Die simulierten Temperaturen nehmen jedoch etwas größere Werte an als die experimentell bestimmten. Mögliche Ursachen können in der Vernachlässigung der Wärmeleitung durch die Ofenwand sowie in der Nichtbeachtung axialer Quervermischung infolge der Reduzierung des Simulationsbereichs auf ein schmales Drehrohrsegment liegen.



Abbildung 178: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur für Simulation und Experiment.

## 11.4.2 Zeitlicher Temperaturverlauf

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Drehzahl auf den zeitlichen Temperaturverlauf untersucht. dazu wurden Simulationen bei den Drehzahlen 2,4 und 8 rpm durchgeführt.

Wie auch bei der indirekten Beheizung des Drehrohres führt eine höhere Drehzahl zu einem schnelleren Anstieg der mittleren Schüttbetttemperatur. Dies kann der Abbildung 179 entnommen werden.



Abbildung 179: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

Die Ursachen hierfür liegen, wie bereits in Abschnitt 11.3.3 beschrieben, in der besseren Durchmischung und den damit verbundenen lokal höheren Temperaturgradienten. Zusätzlich verbessert sich der Wärmeübergang hier bei höheren Drehzahlen durch die größere Anzahl an Partikel im Schleier sowie die höhere Relativgeschwindigkeit zwischen Gas- und Feststoffphase.

#### 11.4.3 Wärmestrom zwischen Fluid und Schüttbett

Dieser Abschnitt widmet sich der Untersuchung des zeitlichen Verlaufs des Wärmestroms zwischen Gas- und Partikelphase. Dazu wurde die Abhängigkeit dieser Größe von der Drehzahl analysiert. Exemplarisch wurden dazu wiederum die Drehzahlen 2,4 und 8 rpm gewählt.

Der zeitliche Verlauf des Wärmestroms ist in Abbildung 180 dargestellt. Daran lässt sich eine Reduktion des Wärmestroms mit der Zeit erkennen. Dieser Effekt ist auf die Erwärmung des Schüttguts und die daraus resultierende geringere Temperaturdifferenz zur Gasphase zurückzuführen.

Zudem wird deutlich, dass der Wärmestrom zu Beginn bei höheren Drehzahlen größere Werte annimmt. Der Grund dafür liegt in einer Abnahme der lokalen Verweilzeit der Partikel an der Bettoberfläche und im Partikelschleier, wodurch konvektiver Wärmeübergang begünstigt wird. Infolge des besseren Wärmeübergangs erwärmt sich die Schüttung bei höheren Drehzahlen schneller, wie bereits Abbildung 179 zeigte. Dadurch nimmt die Temperaturdifferenz zwischen Schüttbett und Fluid zu späteren Zeitpunkten einen geringeren Wert an als bei niedrigen Drehzahlen. Infolgedessen fällt ab etwa 200 s der Wärmestrom bei hohen Drehzahlen niedriger aus als bei geringen.



Abbildung 180: Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms Fluid-Schüttbett bei verschiedenen Drehzahlen.

11.4.4 Vergleich von Kontaktwärmeleitung und konvektivem Wärmeübergang Zum Abschluss der Betrachtung von konvektiven Aufheizvorgängen wird ein Vergleich mit der Aufheizung infolge von Kontaktwärmeleitung gezogen. Dazu ist in Abbildung 181 der zeitliche Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei indirekter und direkter Beheizung und ansonsten identischen Randbedingungen aufgetragen. Die Abmessungen des Drehrohres stimmen mit den zuvor beschriebenen überein. Als Drehzahl wurde 2 rpm und als Füllungsgrad 20 % gewählt.



Abbildung 181: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei Kontaktwärmeleitung und Konvektion.

Daran wird deutlich, dass die Aufheizung durch konvektive Wärmeübertragung deutlich schneller erfolgt als bei einem Wärmetransport durch Kontaktwärmeleitung. Dies begründet sich durch den kontinuierlichen Partikelaustausch an der Schüttbettoberfläche, infolge dessen dort hohe Temperaturgradienten vorliegen, welche den konvektiven Wärmetransport begünstigen. An der Drehrohrwand hingegen weisen die Partikel vergleichsweise lange Kontaktzeiten mit der Wand auf, sodass kleinere Temperaturgradienten auftreten.

# 11.5 Einfluss der Drehrohrparameter auf die Wärmeübertragung über die freie Schüttbettoberfläche bei Abkühlung des Schüttgutes

Im Anschluss an die Untersuchung der Aufheizphase wurde die Abkühlphase analysiert. Dazu wurde die Zufuhr heißer Luft gestoppt. Auch hier wurde die Annahme getroffen, dass die Temperatur der Gasphase konstant 150 °C beträgt und Wärmeverluste vernachlässigt werden können.

#### 11.5.1 Vergleich von Experiment und Simulation

Der Vergleich der zeitlichen Temperaturverläufe zeigte zunächst deutliche Abweichungen der experimentell bestimmten Resultate von den Simulationsergebnissen. Dargestellt sind diese Unterschiede in Abbildung 182.

210



Abbildung 182: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur aus Experiment und Simulation.

So traten Streuungen der Temperaturen an den Thermoelementen, welche durch die wechselnde Lage der Thermoelemente in Schüttbett oder Gasphase versucht werden, ausschließlich in den Experimenten auf, da in der Simulation stets die Schüttbetttemperatur bestimmt wird.

Einen weiteren Unterschied stellt die Abkühlzeit dar. Diese wies im simulierten Fall einen deutlich geringeren Wert auf als im Experiment, da der Simulation die Annahme einer konstanten Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase zugrunde lag.

#### 11.5.1.1 Methode zur Kopplung von CFD und DEM

Zur Korrektur dieser fehlerhaften Annahme wurde das Strömungs- und Temperaturfeld mittels gekoppelter DEM/CFD-Simulation detailliert abgebildet. Um die Feststoffphase in der CFD-Simulation abzubilden, wurde die Partikelschüttung als poröses Medium dargestellt. Visualisiert ist diese Vereinfachung in Abbildung 183. Darin zeigt die linke Abbildung die reale Umströmung von kugelförmigen Partikeln, während in der rechten Abbildung der vereinfachte Modellansatz für die CFD-Simulation dargestellt ist.

211



Abbildung 183: Vereinfachte Darstellung der Partikelschüttung in CFD.

Dabei wurde durch Schnittstelle. zwischen den beiden separat laufenden Simulationstools, welche in Abbildung 184 verdeutlicht sind, die Beschreibung der Interaktion zwischen Feststoff- und Fluidphase gewährleistet. So wurden im CFD-Tool die zeitabhängigen Geschwindigkeits- und Temperaturverteilungen und die Stoffdaten für die Gasphase dazugehörigen berechnet. welche über die Kommunikationsschnittstelle an das DEM-Tool weitergegeben wurden. In diesem Schüttbettporosität, Tool Wärmeübergangskoeffizienten wurden dann und Wärmeströme berechnet, welche wiederum an das CFD-Tool zurückgegeben wurden und dort als Randbedingungen und Quellterme dienten.



Abbildung 184: Kopplung von DEM- und CFD-Simulation.

Mit dieser Simulationsmethode wurden Fluktuationen der Gasgeschwindigkeit festgestellt, welche durch Interaktionen zwischen Feststoff- und Gasphase bedingt sind und die zu lokal unterschiedlich hohen Wärmeübergangskoeffizienten führen. Diese, in Abbildung 185 dargestellten Schwankungen, erforderten die Simulation des gesamten Drehrohrofens anstelle eines einzelnen Segments.



Abbildung 185: Geschwindigkeitsprofil der Gasphase (D=300mm).

Die Simulation des gesamten Drehrohres würde zu hohen Partikelzahlen und damit zu großen Rechenzeiten führen. Um diese möglichst gering zu halten, wurden zuerst die mechanischen Eigenschaften, wie die axialen und transversalen Partikelbahnen, in einer Simulation des gesamten Drehrohres bestimmt. Dies war erforderlich, um die axiale Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in der Gasphase und die Wechselwirkungen mit dem Drehrohr vollständig beschreiben zu können. Die Daten zur Partikelmechanik wurden dann herangezogen, um die thermodynamischen Vorgänge ein Drehrohrsegment zu simulieren. Die Partikeldaten eines Segments wurden anschließend auf den gesamten Drehrohrofen übertragen, wie in Abbildung 186 dargestellt ist. In dieser ist links das simulierte Segment von 6480 Partikeln erkennbar, während im rechten Bild der aufbereitete Datensatz mit einer Gesamtpartikelanzahl von 116640 Partikeln zeigt, wobei das berechnete Drehrohrsegment in blau dargestellt ist.



Abbildung 186: Übertragung der Partikeldaten eines Segments auf den gesamten Drehrohrofen.

Dabei wurde jedem kopierten Partikel eine neue eindeutige ID zugeordnet, wie Abbildung 187 zeigt.



Abbildung 187: Schematische Darstellung der Partikelbezeichnung.

Die Kopplung der mechanischen Eigenschaften der einzelnen Drehrohrsegmente erfolgte über periodische Randbedingungen. Dies ist erforderlich, da die Seitenwände, wie im Kapitel über die Segregation noch ausführlicher beschrieben wird, die axialen Segregationseffekte beeinflussen. Daher wurden die Seitenwände rechts und links nicht berücksichtigt und die Partikel am linken Rand erhalten die Stützkräfte der Partikel am rechten Rand. Da die Zuordnung der Stützkräfte auch in entgegengesetzter Weise erfolgt, besitzt das gesamte Drehrohr damit eine unendliche Länge, sodass keine es zu keiner Beeinflussung der Seitenwände auf die axiale Segregation kommt. Da auch der Übergang von Partikel zwischen den Segmenten berücksichtigt wurde, konnten die Partikelbahnen vollständig abgebildet werden.

Die beschriebene Methode zur Rechenzeitverkürzung kann auf alle Drehrohre mit sich periodisch wiederholenden Drehrohrgeometrien angewendet werden. Auf fördernde Drehrohre kann dieser Ansatz jedoch nicht übertragen werden, da der Füllstand im Drehrohr entlang seiner Axialachse abnimmt und ein bloßes Aneinanderreihen eines Drehrohrsegments dieses Verhalten nicht widergibt.

Der neue Lösungsansatz wird im Folgenden mit Hilfe eines Testfalls erläutert. Dabei wurde ein Drehrohr mit einem Durchmesser von 300 mm und einer Länge von 900 mm simuliert. In diesem waren 12 Hubschaufeln eingesetzt. Die vorgegebenen Parameter für den Drehrohrbetrieb und die Schüttung sind in Tabelle 9 aufgeführt. Dargestellt ist das simulierte Drehrohr in Abbildung 188.

214

Betriebsparameter		Schüttgutparameter		Hubschaufelparameter	
Füllungsgrad	20 %	Partikeldurchmesser	5 mm	I <sub>2</sub> /R	0,2
Drehzahl	2 rpm	Temperatur der	573,15 K	l <sub>2</sub> /l <sub>1</sub>	0,75
		Partikel beim Start			
Luftmassenstrom	0,1 kg/s				
Lufttemperatur	293,15 K				



Abbildung 188: Abmessungen des Drehrohres für den Testfall.

Zudem wurden alle Partikel mit einer Temperatur von 573,15 K initialisiert und die Wände wurden als adiabat angenommen. Zur weiteren Vereinfachung werden in der CFD-Simulation keine Schaufeln berücksichtigt. Der Wärmeübergang zwischen Gas und Partikel erfolgt über Konvektion, während zwischen den Partikeln Kontaktwärmeleitung stattfindet.

Mit diesen Annahmen konnte die Temperatur der Gasphase in jedem Drehrohrsegment ermittelt werden. Beispielhaft sind die Temperaturen dreier Segmente 0,5 s nach Beginn der Simulation in Abbildung 189 dargestellt.



Abbildung 189: Temperaturen der Gasphase im Zeitraum 0,5-60 s.

Daraus folgen die, in Abbildung 190 gezeigten, Wärmeströme in den jeweiligen Segmenten.



Abbildung 190: Wärmeströme im Zeitraum 0,5-60 s.

Trotz der Verringerung der benötigten Rechenzeit durch den neu entwickelten Lösungsansatz war der Rechenzeitbedarf derart hoch, dass eine breite Parametervariation nicht möglich erschien. Daher wurden die Parametervariationen zur Untersuchung des Einflusses von Drehrohreigenschaften auf den Wärmetransport an einem repräsentativen einzelnen Drehrohrsegment durchgeführt.

#### 11.5.2 Zeitlicher Temperaturverlauf

Nachdem eine stimmige Abbildung der Wärmetransportvorgänge während eines konvektiven Abkühlvorgangs sichergestellt wurde, konnte der Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf den Wärmeübergang untersucht werden.

Zuerst wurde der zeitliche Temperaturverlauf während der Abkühlprozesses analysiert. Als Einflussgrößen wurden die Drehzahl und die Gasgeschwindigkeit gewählt. Die übrigen Parameter bleiben gegenüber vorherigen Untersuchungen unverändert.

#### 11.5.2.1 Einfluss der Drehzahl

Abbildung 191 zeigt die zeitlichen Temperaturverläufe bei den Drehzahlen 2,4 und 8 rpm. Daran wird deutlich, dass die Temperaturen bei höheren Drehzahlen schneller abfallen. Der Grund liegt in der in Abschnitt 11.1.2 beschriebenen, größeren Partikelgeschwindigkeit an der Schüttbettoberfläche, wodurch der konvektive Wärmetransport begünstigt wird.



Abbildung 191: Zeitlicher Temperaturverlauf bei verschiedenen Drehzahlen.

#### 11.5.2.2 Einfluss der Gasgeschwindigkeit

Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase wird exemplarisch bei einer Drehzahl von 8 rpm analysiert. Dazu wurde der zeitliche Temperaturverlauf bei einer ruhenden Gasphase der Temperaturentwicklung bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,5 m/s gegenüber in Abbildung 192 gegenübergestellt.



Abbildung 192: Zeitlicher Temperaturverlauf bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten der Gasphase.

Hieran wird deutlich, dass bei einer höheren Gasgeschwindigkeit der konvektive Wärmeübergang verbessert wird. Dadurch kühlt die die Schüttung schneller ab. Dieser Effekt fällt jedoch vergleichsweise gering aus, sodass die Unterschiede in den Kurvenverläufen beider Strömungsgeschwindigkeiten sich nur erahnen lassen.

11.5.3 Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gasphase und Schüttbett

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von Drehzahl und Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase auf den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gasphase und Schüttbett analysiert. Für diese Untersuchungen wurden die zuvor beschriebenen Drehrohrparameter verwendet.

#### 11.5.3.1 Einfluss der Drehzahl

Anhand von Abbildung 193 wird deutlich, dass mit einer Erhöhung der Drehzahl ein Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten einhergeht. Dazu wurden, wie zuvor, die Drehzahlen 2, 4 und 8 rpm simuliert. Der Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Drehzahl ist auf die größeren Werte der Partikelgeschwindigkeit zurückzuführen



Abbildung 193: Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Drehzahlen.

## 11.5.3.2 Einfluss der Gasgeschwindigkeit

Durch die Erhöhung der Gasgeschwindigkeit wird die erzwungene Konvektion verstärkt. Formal steigen durch eine höhere Strömungsgeschwindigkeit Reynoldsund Nusselt-Zahl, sodass der Wärmeübergangskoeffizient einen höheren Wert annimmt als bei ruhender Gasphase. Dies wird auch anhand von Abbildung 194 deutlich.



Abbildung 194: Wärmeübergangskoeffizient bei verschiedenen Gasgeschwindigkeiten.

#### 11.5.4 Homogenität der Temperaturverteilung

Wie bereits in Abschnitt 0 beschrieben, ist die Homogenität der Temperaturverteilung der Schüttung für den Produktionsprozess von zentraler Bedeutung. Daher wurde die Abhängigkeit dieser Größe von der Drehzahl und der Strömungsgeschwindigkeit der Gasphase untersucht.

#### 11.5.4.1 Einfluss der Drehzahl

Wie bereits im Fall des Wärmeeintrags durch indirekte Beheizung steigt die Standardabweichung der Schüttbetttemperatur aufgrund der Erwärmung einzelner Partikel zunächst an und sinkt anschließend infolge der Aufheizung des gesamten Schüttbetts ab.

Zudem bewirkt eine höhere Drehzahl eine stärkere Durchmischung des Schüttbetts. Dadurch erhöht sich die Homogenität der Temperaturverteilung und die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur sinkt, wie Abbildung 195 verdeutlicht.



Abbildung 195: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

11.5.4.2 Einfluss der Gasgeschwindigke	4.2 Einfluss de	r Gasgeschwindigk	eit
--	-----------------	-------------------	-----



Abbildung 196 deutlich wird, ruft eine Steigerung der Gasgeschwindigkeit zunächst, in den ersten etwa 200 s, eine Erhöhung der Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur und damit eine Verringerung der Homogenität der Temperaturverteilung hervor. Ursache hierfür ist der verbesserte Wärmeübergang vom Schüttbett an die Gasphase infolge des höheren Wärmeübergangskoeffizienten, wodurch die Partikel an der Schüttbettoberfläche schneller abkühlen. Im späteren zeitlichen Verlauf, ab etwa 500 s fällt die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei einer Gasgeschwindigkeit von 0,5 m/s unter den Wert der ruhenden Gasphase. Der Grund dafür darin, dass ein Großteil der Partikel infolge des verbesserten Wärmeübergangs bereits erwärmt wurde und die Unterschiede zwischen völlig erwärmten und teilweise aufgeheizten Partikeln somit geringer ausfallen als bei ruhender Gasphase.

Weiterhin lässt sich erkennen, dass die Unterschiede der Standardabweichungen der mittleren Schüttbetttemperaturen zwischen ruhender und bewegter Gasphase umso deutlicher ausfallen, je geringer die Drehzahl ist. Dies kann die verbesserte Durchmischung der Schüttung bei höheren Drehzahlen und die daraus folgenden geringeren Temperaturdifferenzen zwischen abgekühlten Partikeln an der Schüttbettoberfläche und noch heißen Partikeln im Inneren der Schüttung begründet werden.



Abbildung 196: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Drehzahlen und Gasgeschwindigkeiten.

#### 11.5.5 Dimensionslose Temperatur

Die dimensionslose Temperatur wurde analog zum Vorgehen bei der Analyse der indirekten Beheizung mit Gleichung (79) berechnet. Hier konnte festgestellt werden, dass die dimensionslose Temperatur mit zunehmender Drehzahl infolge des verbesserten Wärmeübergangs schneller ansteigt. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 197 verdeutlicht.



Abbildung 197: Zeitlicher Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei verschiedenen Drehzahlen.

# 12 Simulation von Schüttgutbewegung und Wärmeübergang bei Variation der Hubschaufeleigenschaften

Während im vorangegangenen Kapitel der Einfluss von Drehrohrparametern auf den Stoff- und Wärmetransport untersucht wurde, widmet sich dieses Kapitel der Analyse der Effekte der Hubschaufeleigenschaften auf die Transportvorgänge. Die Simulationen dafür wurden an dem zuvor beschriebenen Drehrohr mit 500 mm Durchmesser durchgeführt.

#### 12.1 Simulation der Schüttgutbewegung

Analog zum Kapitel über den Einfluss der Drehrohrparameter werden zunächst die Stofftransportvorgänge untersucht, bevor die Analyse der Wärmetransportvorgänge detailliert beschrieben wird.

#### 12.1.1 Mischgüte

Wie in Abschnitt 11.1.3 wurde die Mischgüte zwei verschieden gefärbter Partikelbereiche mit Hilfe des Segregationsindex charakterisiert. Dazu wurde das Drehrohr mit einer Drehzahl von 8 rpm und einem Füllungsgrad von 10 % simuliert. Das Hubschaufel-Längenverhältnis  $I_2/I_1$  wurde zwischen 0,375 und 1 variiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 198 dargestellt.



Abbildung 198: Zeitlicher Verlauf des Segregationsindex bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis.

Eine Tendenz im Verhalten des Segregationsindex bei verändertem Hubschaufel-Längenverhältnis lässt sich darin jedoch nicht erkennen. Folglich kann der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Mischgüte als unwesentlich bewertet werden.

#### 12.2 Simulation des Wärmeübergangs bei indirekter Beheizung

Die Analyse des Wärmeübergangs erfolgt, wie in Kapitel 11, indem zunächst der Kontaktwärmeübergang bei indirekter Beheizung und anschließend der konvektive Wärmetransport bei Abkühlung untersucht.

#### 12.2.1 Zeitlicher Temperaturverlauf

Der Einfluss der Hubschaufelgeometrie auf die Aufheizrate wurde bei einem Füllungsgrad von 10% und einer Drehzahl von 8 rpm untersucht. Die Wandtemperatur betrug 150 °C während die Temperatur der Schüttung zu Beginn mit 20 °C vorgegeben wurde. Das Hubschaufel-Längenverhältnis wurde zwischen 0,375 und 1 variiert. Die Analyse erfolgte anhand der mittleren Schüttbetttemperatur, deren zeitlicher Verlauf in Abbildung 199 dargestellt ist. Darin ist eine schnellere Aufheizung des Schüttbetts bei größeren Schaufelverhältnissen erkennbar, welche durch die größere Kontaktfläche zwischen Schüttbett und Wand hervorgerufen wird.



Abbildung 199: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis.

#### 12.2.2 Wärmestrom zwischen Wand und Schüttbett

Auch der Wärmestrom zwischen Drehrohrwand und Schüttbett wird infolge der größeren Kontaktfläche von Partikeln zur Wand bei größeren Hubschaufel-Längenverhältnissen begünstigt. So steigt der, in Abbildung 200 visualisierte, Wärmestrom bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von l<sub>2</sub>/l<sub>1</sub>=1 deutlich stärker an als bei kleineren Hubschaufel-Längenverhältnissen und erreicht bei etwa 150 s ein höheres Maximum. Weil dadurch die Partikeltemperaturen früher steigen und folglich die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Schüttung schneller abnimmt, sinkt dieser Wärmestrom stärker ab.


Abbildung 200: Zeitlicher Verlauf des Wärmestroms zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis.

# 12.2.3 Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett

Der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Drehrohrwand und Schüttbett wird sowohl von der Hubschaufelanzahl als auch von der Hubschaufelgeometrie beeinflusst.

# 12.2.3.1 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von Drehzahl und Hubschaufelanzahl wird anhand von Abbildung 201 deutlich. Dafür wurde die Drehzahl zwischen 2 und 8 rpm und die Hubschaufelanzahl zwischen 6 und 12 variiert, während das Hubschaufel-Längenverhältnis bei I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>=1 konstant gehalten wurde. Aus der Abbildung geht hervor, dass neben der in Abschnitt 11.3.5 bereits beschriebene Erhöhung der Drehzahl, auch eine Steigerung der Hubschaufelanzahl eine Vergrößerung des Wertes des Wärmeübergangskoeffizienten bewirkt. Dieser Effekt kann auf eine stärkere Durchmischung des Schüttguts bei einer größeren Hubschaufelanzahl zurückgeführt werden.



Abbildung 201: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl und Drehzahl.

# 12.2.3.2 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Drehrohrwand und Schüttbett ist dagegen gering. Besonders bei niedrigen Drehzahlen fallen die Unterschiede in den Werten der Wärmeübergangskoeffizienten bei  $I_2/I_1=0,375$  und  $I_2/I_1=1,0$  gering aus, wie Abbildung 202 verdeutlicht.



Abbildung 202: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Schüttbett bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis (hier entspricht I<sub>1</sub>/I<sub>2</sub> der bisherigen Definition I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>) und Variation der Drehzahl.

Es scheint so, als würden mit steigender Drehzahl die Unterschiede der Wärmeübergangskoeffizienten bei verschiedenen Hubschaufel-Längenverhältnissen deutlicher werden. Die Ursache liegt in der größer werdenden Zentrifugalkraft, infolge derer eine größere Partikelanzahl länger in einer Hubschaufel verweilt. Da die maximal mögliche Partikelanzahl in einer Hubschaufel, welche bei hohen Drehzahlen nahezu erreicht wird, von deren Geometrie abhängt, verstärken sich die Unterschiede in den Werten der Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Drehzahl.

#### 12.2.4 Homogenität der Schüttbetttemperatur

Die Homogenität Schüttbetttemperatur wird ebenfalls von der Hubschaufelanzahl und dem Hubschaufel-Längenverhältnis beeinflusst. Daher wurden beide Größen näher untersucht.

# 12.2.4.1 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Wie bereits in Abschnitt 11.3.6 beschrieben, lässt sich die Homogenität der Temperaturverteilung über die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur messen. In Abbildung 203 ist deren zeitlicher Verlauf bei Verwendung eines Drehrohrs mit 6,9 oder 12 Hubschaufeln bei einer Drehzahl des Drehrohres von 8 rpm und einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $I_2/I_1=1$  dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass eine Erhöhung der Hubschaufelanzahl für eine verbesserte Durchmischung der Schüttung sorgt, wodurch die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur sinkt und somit die Homogenität der Schüttbetttemperatur steigt.



Abbildung 203: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.

# 12.2.4.2 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Auch eine Verringerung des Hubschaufel-Längenverhältnisses ruft einen Anstieg der Standardabweichung der Schüttbetttemperatur hervor, wie Abbildung 204 zeigt. Da in Abschnitt 12.1.1 festgestellt wurde, dass die Hubschaufelgeometrie kaum Einfluss auf die Durchmischung der Schüttung hat, ist der Rückgang der thermischen Homogenität auf einen anderen Zusammenhang zurückzuführen. Eine mögliche Ursache könnte in der geringeren Wärmeübertragungsfläche liegen, durch die zu Beginn eine kleinere Partikelanzahl in Kontakt zur Drehrohrwand steht und sich erwärmt.



Abbildung 204: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis (hier entspricht l<sub>1</sub>/l<sub>2</sub> der bisherigen Definition l<sub>2</sub>/l<sub>1</sub>).

#### 12.2.5 Dimensionslose Temperatur

In diesem Abschnitt wird der Einfluss von Hubschaufelanzahl und Hubschaufel-Längenverhältnis auf die Geschwindigkeit des Erwärmungsprozesses näher betrachtet.

# 12.2.5.1 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Die Abbildung 205 zeigt den zeitlichen Verlauf der dimensionslosen Temperatur bei einer Drehzahl von 2 rpm und einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $I_2/I_1=1$ . Daran wird deutlich, dass die dimensionslose Temperatur aufgrund des verbesserten Wärmeübergangs bei einer größeren Hubschaufelanzahl schneller ansteigt.



Abbildung 205: Dimensionslose Temperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.

Wie bereits im Abschnitt 11.3.7 beschrieben, erhöht sich mit der Berücksichtigung der Beheizung der Schaufeln die Wärmeübertragungsfläche. Dadurch verbessert sich der Wärmeübergang und die dimensionslose Temperatur steigt schneller an als bei ausschließlicher Beheizung der Drehrohrwand.

#### 12.2.5.2 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Im Gegensatz zur Hubschaufelanzahl lässt sich kein Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die dimensionslose Temperatur feststellen. So zeigen die in Abbildung 206 dargestellten zeitlichen Verläufe dieser Größe bei verschiedenen Verhältnissen der Schaufelseiten kaum Unterschiede. Auch diese Ergebnisse resultieren aus einer Simulation mit einer Drehzahl von 2 rpm. Die Wärmeübertragung erfolgte ausschließlich an der Drehrohrwand und nicht an den Schaufeln.



Abbildung 206: Dimensionslose Temperatur bei unterschiedlichem Hubschaufel-Längenverhältnis (hier entspricht I<sub>1</sub>/I<sub>2</sub> der bisherigen Definition I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>).

# 12.3 Simulation des Wärmeübergangs zwischen freiem Schüttbett und Gasphase

Während die Untersuchung der Kontaktwärmeleitung bei einem Aufheizvorgang erfolgte, liegt der Analyse des konvektiven Wärmetransportes ein Abkühlprozess zugrunde. Dabei wurde ausschließlich der Einfluss der Hubschaufelanzahl untersucht.

# 12.3.1 Zeitlicher Temperaturverlauf

Anhand von Abbildung 207, welches für eine Drehzahl von 8 rpm erstellt wurde, lässt sich kein Zusammenhang zwischen zeitlichem Temperaturverlauf und der Hubschaufelanzahl erkennen. Zwar nimmt die Anzahl an Partikelschleiern, in denen hohe Partikeltemperaturen herrschen, zu, woraus höhere durchschnittliche Partikelgeschwindigkeiten resultieren und somit der Wärmeübergang verbessert wird, jedoch scheint dieser Effekt derart gering ausgeprägt zu sein, dass er in der Abbildung nicht sichtbar wird.



Abbildung 207: Zeitlicher Verlauf der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlichen Drehzahlen.

12.3.2 Wärmeübergangskoeffizient zwischen Partikel und Gasphase

Wie Abbildung 208 verdeutlicht, führt eine Steigerung der Hubschaufelanzahl zu einer Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Schüttbett und Gasphase. Die dargestellten Ergebnisse wurden mit einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $I_2/I_1=1$  erzielt.



Abbildung 208: Wärmeübergangskoeffizient bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.

Dieser Zusammenhang ist auf die steigende Anzahl an Partikelschleiern zurückzuführen, in denen Partikel aus der Schaufel in die Schüttung hinabrieseln, da jede Schaufel einen eigenen Partikelschleier verursacht. Dies wiederum ist mit einem Anstieg an hinabrieselnden Partikeln verbunden, sodass der Wärmeübergangskoeffizient sich erhöht.

#### 12.3.3 Homogenität der Schüttbetttemperatur

Es wurde bereits beschrieben, dass sich die Durchmischung mit steigender Hubschaufelanzahl verbessert. Die bessere Durchmischung sorgt auch für einen stärkeren Wärmeaustausch innerhalb der Schüttung, da ein Partikel so ständig wechselnde Nachbarn aufweist und so häufiger ein warmes Partikel in Kontakt mit einem kalten steht, was den Wärmeübergang begünstigt. Dies hat zur Folge, dass die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur mit steigender Hubschaufelanzahl abnimmt und so die Homogenität der Temperaturverteilung sich mit der Hubschaufelanzahl erhöht. Dargestellt ist dieser Zusammenhang bei einer Drehzahl von 8 rpm in Abbildung 209.



Abbildung 209: Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.

# 12.3.4 Dimensionslose Temperatur

Anhand von Abbildung 210 lässt sich erkennen, dass die Hubschaufelanzahl keinen nennenswerten Einfluss auf die dimensionslose Temperatur besitzt. Auch diese Ergebnisse wurden bei einer Drehzahl von 8 rpm erzielt.



Abbildung 210: Dimensionslose Temperatur bei unterschiedlicher Hubschaufelanzahl.

# 13 Simulation des Wärmeübergangs bei Variation der Schüttguteigenschaften

Um den Einfluss der Schüttguteigenschaften auf den Wärmeübergang zu untersuchen, wurde das Material des Schüttgutes variiert. So wurde das Drehrohr mit Stahlkugeln anstelle von Glaskugeln befüllt. Die Untersuchung des Wärmeübergangs wurde ausschließlich für die indirekte Beheizung durchgeführt.

In Abbildung 211 sind die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Drehrohrwand und Schüttbett bei unterschiedlichen Drehzahlen für beide Partikelmaterialien dargestellt. Für beide Materialien ist ein annähernd paralleler Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit der Drehzahl zu beobachten. Auch der Einfluss der Hubschaufelanzahl kann als nahezu identisch charakterisiert werden. Die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Schüttung aus Stahlkugeln nehmen jedoch deutlich höhere Werte an als bei Glaskugelschüttungen. Dies kann vorrangig auf die größere Masse des Schüttbettes zurückgeführt werden.



Abbildung 211: Wärmeübergangskoeffizient zwischen Drehrohrwand und Schüttbett bei unterschiedlicher Drehzahl und Hubschaufelanzahl sowie verschiedenen Partikelmaterialien.

# 14 Simulation des Wärmeübergangs bei bi- und polydispersen Schüttungen

In diesem Kapitel wird der Einfluss der Segregation einer bi-dispersen Schüttung auf den Wärmeeintrag in das Schüttbett untersucht. Um die Aussagen der Simulationsergebnisse überprüfen zu können, wurden an der FS 2 eigene Experimente mit dem in Abschnitt 11.3.2 beschriebenen Drehrohr mit dem Durchmesser von 300 mm durchgeführt. Dieses wurde mit 12 Hubschaufeln bestückt, welche ein Hubschaufel-Längenverhältnis von I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>=0,25 aufwiesen. In den korrespondierenden Simulationen wurden dementsprechend diese Abmessungen als Randbedingungen vorgegeben.

Das Drehrohr wurde mit 3 und 5 mm großen Glaskugeln bestückt. Das Verhältnis ihrer Anzahl zueinander wird mit Schüttungsverhältnis bezeichnet und berechnet sich über die Formel:

$$Schüttungsverhältnis = \frac{m_{d_5}}{m_{d_3}}$$
(80)

#### 14.1 Stofftransport bei bi-dispersen Schüttungen

Die Untersuchungen zum Segregationsverhalten bi-disperser Schüttungen wurden in einem Drehrohr mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis  $I_2/I_1 = 0,25$  durchgeführt. Das Drehrohr wurde mit 3 und 5 mm großen Glaskugeln im Verhältnis  $\frac{m_{d_5}}{m_{ges}} = 0,25$  befüllt.

#### 14.1.1 Segregationseffekte

#### 14.1.1.1 Einfluss der Position im Drehrohr

Die Abbildung 212 stellt die Querschnitte einer 50/50 Schüttung an der Position mittig der Schüttung und an der in x-Richtung liegenden Wand. Die kleinen Kugeln mit 3 mm Durchmesser werden darin in blau, die großen Kugeln mit 5 mm Durchmesser in rot dargestellt. Der Vergleich beider Positionen verdeutlicht die axialen Segregationseffekte. So befindet sich an der Wand eine deutlich höhere Anzahl kleiner Partikel als in der Mitte der Schüttung. Die Ursache liegt im Aufstauen der Kugeln an den Seitenwänden. Da die kleineren Kugeln jedoch in die Hohlräume zwischen den großen Kugeln gelangen können, sammeln sich diese vermehrt an den Wänden an.



Abbildung 212: Gegenüberstellung der Kugelkompositionen in der Mitte und an der in x-Richtung liegenden Wand einer Drehrohrschüttung bei einem Schüttungsverhältnis 50/50 und einer Drehzahl von 2 rpm.

Der Querschnitt mittig der Schüttung lässt die radiale Segregation deutlich erkennen. Infolge dieser ordnen sich die kleinen Partikel im Kern der Schüttung an, während die großen Partikel über die Bettoberfläche nach unten rutschen und über die Hubschaufeln mitgenommen werden.

Die Querschnitte an den Seitenwänden sind folglich nicht repräsentativ für das Schüttungsverhalten, sodass im Folgenden ausschließlich Querschnitte mittig der Schüttung betrachtet werden.

# 14.1.1.2 Einfluss der Drehzahl

Der Einfluss der Drehzahl auf das Materialtransportverhalten wurde bei einem 50/50 – Schüttungsverhältnis und Drehzahlen von 2,4 und 8 rpm untersucht. Die resultierenden Querschnitte sind in Abbildung 213 dargestellt.

Schüttungs -verhältnis	Drehzahl		
	2rpm	4rpm	8rpm
50/50			

Abbildung 213: Einfluss der Drehzahl auf Segregationseffekte.

Wie bereits beschrieben, werden mit steigender Drehzahl mehr Partikel in den Hubschaufeln transportiert, was den Partikelschleier vergrößert. Das wiederum fördert die Durchmischung, sodass der Segregationseffekt weniger stark ausgeprägt ist. Folglich ist der Bereich im Kern der Schüttung, in dem sich ausschließlich kleine Partikel befinden, bei einer Drehzahl von 8 rpm deutlich kleiner ausgeprägt als bei den Drehzahlen 2 und 4 rpm.

#### 14.1.1.3 Einfluss des Schüttungsverhältnisses

Mit steigender Anzahl an kleinen Kugeln wächst ihre Menge an der Drehrohrwand. Diesen Effekt verdeutlicht Abbildung 214, in der die Querschnitte mittig der Schüttung bei einer Drehzahl von 8 rpm und verschiedenen Schüttungsverhältnissen gegenübergestellt sind.



Abbildung 214: Einfluss des Schüttungsverhältnisses auf Segregationseffekte.

# 14.2 Wärmetransport bei bi-dispersen Schüttungen

Der Einfluss der Segregation auf den Wärmeeintrag in das Schüttbett wird anhand eines indirekt beheizten Drehrohres untersucht. Auch hierfür wurde das Drehrohr mit 12 Hubschaufeln bestückt, welche ein Hubschaufel-Längenverhältnis von I<sub>2</sub>/I<sub>1</sub>=0,25 aufwiesen. Untersucht wurden hierzu sowohl der zeitliche Temperaturverlauf als auch die Homogenität der Temperaturverteilung.

# 14.2.1 Zeitlicher Temperaturverlauf

Analog zu dem in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Vorgehen, wird zunächst der zeitliche Temperaturverlauf bei Erwärmung der Schüttung betrachtet. Exemplarisch ist dieser für eine Drehzahl von 2 rpm in Abbildung 215 dargestellt.





Daran wird deutlich, dass sich eine Schüttung umso langsamer erwärmt, je höher der Anteil größerer Kugeln ist. Grund dafür ist der geringere thermische Widerstand kleinerer Kugeln aufgrund der geringeren Masse und der größeren relativen Oberfläche. Zur Verdeutlichung dieses Sachverhalts wurden die zeitlichen Temperaturverläufe bei monodispersen Schüttungen verschiedener Partikelgröße simuliert. Die Ergebnisse sind in Abbildung 216 dargestellt. Deutlich hervor geht daraus der schnellere Temperaturanstieg einer Schüttung aus 3 mm großen Glaskugeln im Vergleich mit 5 mm großen Glaskugeln.



Abbildung 216: Mittlere Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Partikeldurchmessern.

# 14.2.2 Thermische Durchmischung

Dieser Abschnitt widmet sich der Untersuchung des Zusammenhangs von Segregation und Temperaturverteilung innerhalb der Schüttung. Dazu wird analog zum Vorgehen der bereits beschriebenen Untersuchungen zunächst die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur betrachtet. Zur detaillierteren Analyse der thermischen Durchmischung werden anschließend verschiedene Bilder simulierter Schüttung betrachtet. Diese dienen zur Klärung des Zusammenhangs zwischen Partikelposition und Partikeltemperatur.

# 14.2.2.1 Einfluss des Schüttungsverhältnisses auf die Homogenität der Temperaturverteilung

In Abbildung 217 ist der zeitliche Verlauf der Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur dargestellt. Dieser wurde bei einer Drehzahl von 8 rpm bestimmt.



Abbildung 217: Zeitlicher Verlauf der Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur bei verschiedenen Schüttgutverhältnissen.

Die Standardabweichung nimmt demnach mit steigender Anzahl kleiner Kugeln ab. Dies begründet sich durch den geringeren thermischen Widerstand kleinerer Partikel, wodurch sich Partikel ohne Kontakt zur Drehrohrwand leichter erwärmen. Dadurch unterscheiden sich die Temperaturen der Partikel an der Wand und im Schüttbett weniger stark voneinander und die Standardabweichung der mittleren Schüttbetttemperatur sinkt

# 14.2.2.2 Einfluss des Schüttungsverhältnisses auf die einzelnen Partikeltemperaturen

Um den zuletzt beschriebenen Zusammenhang zu verdeutlichen, ist in Abbildung 219 die Schüttung mit den Partikeltemperaturen dargestellt.

Wie bereits beschrieben, ist eine Erhöhung des Anteils kleiner Kugeln mit einer Zunahme der Anzahl kleiner Kugeln an der Drehrohrwand verbunden. Dies wiederum führt zu einem Anstieg der übertragenen Wärme aufgrund von Kontaktwärmeleitung. Eine Ursache dafür ist in dem geringeren thermischen Widerstand und der niedrigeren Einzelmasse der kleinen Kugeln zu finden. Ein zweiter Grund liegt in dem geringeren Hohlraumvolumen zwischen den kleineren Kugeln, wodurch die Anzahl der Kontakte mit der Wand und anderen Partikeln erhöht wird. Infolgedessen wird der Wärmeübergang beschleunigt. Dies wird auch in Abbildung 218 deutlich, in welcher die Partikeltemperaturen bei einer Drehzahl von 8 rpm und unterschiedlichen Schüttungsverhältnissen gegenübergestellt sind.



Abbildung 218: Partikeltemperaturen der Schüttungsverhältnisse 75/25, 50/50, 25/75 bei einer Drehzahl von 8 rpm.

des verbesserten Wärmeübergangs So lassen sich infolge bei einem Schüttungsverhältnis von 25/75 insgesamt die höchsten Partikeltemperaturen feststellen, während bei einem Schüttungsverhältnis von 75/25 im Kern der Schüttung die geringsten Temperaturen vorzufinden sind. Bei diesem auch Schüttungsverhältnis lässt sich anhand der Temperaturen der Segregationseffekt deutlich erkennen. Aufgrund der besseren Durchmischung und der Zunahme des Anteils kleiner Partikel ist die Temperaturverteilung der 50/50 -Schüttung nahezu homogen. In der 25/75 – Schüttung dagegen lassen sich wieder Segregationseffekte erkennen, wobei hier die kleinen Partikel an der Wand, wie bereits beschrieben, die höchsten Temperaturen aufweisen. Die kleinen Partikel im Kern der Schüttung dagegen weisen die niedrigsten Temperaturen auf, wobei selbst diese höhere Werte annehmen als die höchsten Werte bei den zwei anderen Schüttungsverhältnissen.

#### 14.2.2.3 Einfluss der Drehzahl

Im vorangegangen Abschnitt wurde beschrieben, dass eine Erhöhung der Drehzahl mit einer Verringerung der Segregation verbunden ist. Diese verbesserte Durchmischung ist auch mit einer Homogenisierung der Partikeltemperaturen verbunden, wie Abbildung 219 verdeutlicht.



Abbildung 219: Partikeltemperaturen einer 50/50 – Schüttung bei den Drehzahlen 2, 4 und 8 rpm.

# 15 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieses Forschungsprojektes war es, Mikrostruktureffekte auf die Wärmeübertragung in einem Drehrohr mit Hubschaufeleinbauten mittels Diskreter Elemente Methode abzubilden. Dazu wurde ein bereits bestehendes Modell eines unbeschaufelten Drehrohres um L-förmige Hubschaufeleinbauten erweitert. Da ein nicht Drehrohrbetrieb analysiert fördernder werden sollte, konnte das Simulationsgebiet aus Rechenzeitgründen auf ein Drehrohrsegment der Lange 50mm begrenzt werden. Zur Überprüfung der Gültigkeit der damit gewonnenen Ergebnisse wurden korrespondierende Experimente an der FS 1 durchgeführt.

Zunächst wurde die transversale Schüttgutbewegung untersucht. Da die zugehörigen Experimente an der FS 1 bereits vorlagen, wurde an der FS 2 ein Drehrohr mit identischen Abmessungen simuliert. Untersucht wurden der Schüttwinkel in einer Schaufel sowie der Massenstrom aus einer Schaufel während einer Umdrehung. Dabei konnte eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den korrespondierenden Experimenten festgestellt werden. Außerdem zeigte sich, dass der Schüttwinkel in einer Schaufel und der Massenstrom aus einer Schaufel mit steigender Drehzahl ansteigen.

In einem nächsten Schritt wurde der Einfluss der Drehrohrparameter auf den Wärmeübergang analysiert. Dazu wurde zunächst ein indirekt beheiztes Drehrohr simuliert. Es konnte festgestellt werden, dass sich eine Erhöhung der Drehzahl und eine Reduktion des Füllungsgrades positiv auf den Wärmeübergang zwischen Drehrohrwand und Schüttbett auswirken. Die zeitlichen Verläufe der mittleren Schüttbetttemperaturen in Experiment und Simulation stimmten in guter Näherung überein. Im Gegensatz dazu, zeigten sich beim Vergleich der Temperaturverläufe während eines direkten Kühlvorgangs anfangs Differenzen zwischen simulierten und experimentell bestimmten Werten. Diese konnten durch Modifikation des DEM-Codes und Kopplung mit einem CFD-Simulationstool behoben werden, da somit über der Drehrohrlänge variierende Gasströme berücksichtigt werden konnten. Es wurde festgestellt, dass neben der Erhöhung der Drehzahl auch ein Anstieg der Gasgeschwindigkeit zu einem verbesserten Wärmestrom zwischen Gasphase und Schüttung beiträgt.

Anschließend wurden die Hubschaufeleigenschaften variiert, um ihren Einfluss auf die indirekte und direkte Wärmeübertragung zu untersuchen. Hierbei zeigte sich, dass ein Anstieg der Hubschaufelanzahl und der Hubschaufelgeometrie mit einer Verbesserung des Wärmeübergangs, sowohl bei indirekter als auch bei direkter Beheizung oder Kühlung verbunden sind.

Des Weiteren wurde untersucht, welche Auswirkungen das Schüttgut selbst auf die Wärmeübergangsmechanismen hat. Dazu wurde das Drehrohr anstelle von Glaskugeln mit Stahlkugeln bestückt, woraus eine Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten resultierte.

Abschließend wurden Wärmeübergange bei bi-dispersen Schüttungen betrachtet. Dazu wurden 3 und 5mm große Glaskugeln in unterschiedlichen Mengenverhältnissen in das Drehrohr gegeben. Dabei wurde deutlich, dass eine größere Zahl kleiner Partikel zu einer schnelleren Erwärmung und homogeneren Durchmischung beiträgt. Die Ergebnisse dieser Simulationen wurden mit eigenen Experimenten verglichen. Auch hier zeigte sich eine gute Übereinstimmung.

Die so bestimmten Zusammenhänge zwischen Eigenschaften des Drehrohres sowie der Schüttung und den Wärmeübergangsmechanismen ermöglichen ein tieferes Verständnis der in beschaufelten Drehrohren ablaufenden Vorgänge. Damit können zukünftig gezielt einzelne Parameter so eingestellt werden, dass der Wärmtransport in das Schüttgut verbessert wird. Außerdem dienen die Ergebnisse der Entwicklung eines makroskopischen Modells an der FS 1, mit welchem die zielgereichte Auslegung und Optimierung von beschaufelten Drehrohren noch vereinfacht werden kann.

# 16 Literaturangaben

- [1] Sunkara, K. R.: Granular Granular flow and design studies in flighted rotating drums, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2013
- [2] Saeman, W. C.: Passage of solids through rotary kilns. Chemical Engineering Progress 47 (1951) 10
- [3] Liu, X.: Experimental and theoretical study of transverse solids motion in rotary kilns, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2005
- [4] Herz, F., Mitov, I., Specht, E. u. Stanev, R.: Experimental study of the contact heat transfer coefficient between the covered wall and solid bed in rotary drums. Chemical Engineering Science 82 (2012), S. 312–318
- [5] Herz, F., Mitov, I., Specht, E. u. Stanev, R.: Influence of operational parameters and material properties on the contact heat transfer in rotary kilns. International Journal of Heat and Mass Transfer 55 (2012) 25-26, S. 7941–7948
- [6] Herz, F., Mitov, I., Specht, E. u. Stanev, R.: Influence of the Motion Behavior on the Contact Heat Transfer Between the Covered Wall and Solid Bed in Rotary Kilns. Experimental Heat Transfer 28 (2015) 2, S. 174–188
- [7] Lee, A. u. Sheehan, M. E.: Development of a geometric flight unloading model for flighted rotary dryers. Powder Technology 198 (2010) 3, S. 395–403
- [8] van Puyvelde, D. R.: Modelling the hold up of lifters in rotary dryers. Chemical Engineering Research and Design 87 (2009) 2, S. 226–232
- [9] Lisboa, M. H., Vitorino, D. S., Delaiba, W. B., Finzer, J. R. d. u. Barrozo, M. A. S.: A study of particle motion in rotary dryer. Brazilian Journal of Chemical Engineering 24 (2007) 3, S. 365–374
- [10] Laurent, B. F. C., Bridgwater, J. u. Parker, D. J.: Motion in a particle bed agitated by a single blade. AIChE Journal 46 (2000) 9, S. 1723–1734
- [11] Kelly, J.: Flight design in rotary dryers. Drying Technology 10 (1992) 4, S. 979– 993
- [12] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E. u. Mellmann, J.: Influence of flight design on the particle distribution of a flighted rotating drum. Chemical Engineering Science 90 (2013), S. 101–109
- [13] Baker, C.G.J.: The design of flights in cascading rotary dryers. Drying Technology 6 (1988) 4, S. 631–653

- [14] Schofield, F. R. u. Glikin, P. G.: Rotary dryers and coolers for granular fertilizers.Chemical Engineering Research and Design 40 (1962), S. 183–190
- [15] Evripidis, I. u. Schlünder, E.-U.: Kombinierte Kontakt- und Konvektionstrocknung von rieselfähigem Trocknungsgut in einem Trommeltrockner. Chemie Ingenieur Technik 63 (1991) 8, S. 835–837
- [16] Baker, C.G.J.: Air-solids drag in cascading rotary dryers. Drying Technology 10 (1992) 2, S. 365–393
- [17] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E. u. Mellmann, J.: Transverse flow at the flight surface in flighted rotary drum. Powder Technology 275 (2015), S. 161–171
- [18] Riquelme, G. D. u. Navarro, G.: Analysis and modelling of rotary dryer-drying of copper concentrate. Drying of Solids- Recent International Developments, Wiley Eastern, New Delhi (1986)
- [19] Kamke, F. A. u. Wilson, J. B.: Computer simulation of a rotary dryer. Part I: Retention time. AIChE Journal 32 (1986) 2, S. 263–268
- [20] Langrish, T. A. G.: Langrish, Timothy Alan Granville. The mathematical modelling of cascading rotary dryers, University of Oxford Dissertation 1988
- [21] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E. u. Mellmann, J. (Hrsg.): Theoretical and experimental analysis of the optimal surface area of the cascading particles in a flighted rotating drum. 2012
- [22] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E. u. Mellmann, J. (Hrsg.): A study on the influencing parameters of the particle motion in a flighted rotary drum. 2012
- [23] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E. u. Mellmann, J. (Hrsg.): Influence of flight cascading rate on the particle distribution in a flighted rotary drum. 2012
- [24] Sunkara, K. R., Herz, F., Specht, E., Mellmann, J. u. Erpelding, R.: Modeling the discharge characteristics of rectangular flights in a flighted rotary drum. Powder Technology 234 (2013), S. 107–116
- [25] Sudbrock, F., Simsek, E., Rickelt, S., Wirtz, S. u. Scherer, V.: Discrete element analysis of experiments on mixing and stoking of monodisperse spheres on a grate. Powder Technology 208 (2011) 1, S. 111–120
- [26] Arntz, M. M. H. D., den Otter, W. K., Briels, W. J., Bussmann, P. J. T., Beeftink,
  H. H. u. Boom, R. M.: Granular mixing and segregation in a horizontal rotating drum: A simulation study on the impact of rotational speed and fill level. AIChE Journal 54 (2008) 12, S. 3133–3146

- [27] Chandratilleke, G. R., Yu, A. B. u. Bridgwater, J.: A DEM study of the mixing of particles induced by a flat blade. Chemical Engineering Science 79 (2012), S. 54–74
- [28] Zhou, Y. C., Yu, A. B., Stewart, R. L. u. Bridgwater, J.: Microdynamic analysis of the particle flow in a cylindrical bladed mixer. Chemical Engineering Science 59 (2004) 6, S. 1343–1364
- [29] Cleary, P. W.: Particulate mixing in a plough share mixer using DEM with realistic shaped particles. Powder Technology 248 (2013), S. 103–120
- [30] Sturm, M., Wirtz, S., Scherer, V. u. Denecke, J.: Coupled DEM-CFD Simulation of Pneumatically Conveyed Granular Media. Chemical Engineering & Technology 33 (2010) 7, S. 1184–1192
- [31] d. Höhner, Wirtz, S. u. Scherer, V.: A study on the influence of particle shape and shape approximation on particle mechanics in a rotating drum using the discrete element method. Powder Technology 253 (2014), S. 256–265
- [32] Komossa, H., Wirtz, S., Scherer, V., Herz, F. u. Specht, E.: Transversal bed motion in rotating drums using spherical particles: Comparison of experiments with DEM simulations. Powder Technology 264 (2014), S. 96–104
- [33] Le Guen, L., Huchet, F. u. Dumoulin, J.: A wall heat transfer correlation for the baffled-rotary kilns with secondary air flow and recycled materials inlet. Experimental Thermal and Fluid Science 54 (2014), S. 110–116
- [34] Si, X., Yang, H., Wu, Y., Wang, W., Zhang, H. u. Lu, J.: Heat transfer in the rotary ash cooler with residual char combustion considered. Fuel Processing Technology 94 (2012) 1, S. 61–66
- [35] Blumberg, W.: Selektive Konventions- und Kontakttrocknung im Drehrohr. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 384. Düsseldorf: VDI Verlag 1995
- [36] Friedman, S. J. u. Marshall, W. R.: Studies in rotary drying. 1. Holdup and dusting. Chemical Engineering Progress 45 (1949) 8, S. 482–493
- [37] Saeman, W. C. u. Mitchell, T. R.: Analysis of rotary dryer and cooler performance. Chemical Engineering Progress 50 (1954) 9, S. 467–475
- [38] Vargas, W. L. u. McCarthy, J. J.: Heat conduction in granular materials. AIChE Journal 47 (2001) 5, S. 1052–1059
- [39] Vargas, W. L. u. McCarthy, J. J.: Stress effects on the conductivity of particulate beds. Chemical Engineering Science 57 (2002) 15, S. 3119–3131

- [40] Zhu, H. P., Zhou, Z. Y., Hou, Q. F. u. Yu, A. B.: Linking discrete particle simulation to continuum process modelling for granular matter: Theory and application. Particuology 9 (2011) 4, S. 342–357
- [41] Simsek, E., Bluhm-Drenhaus, T., Wirtz, S., Scherer, V. u. Schulz, D.: Dreidimensionale Simulation des Partikeltransports, der Wärmeübertragung und der chemischen Reaktion in Kalkschachtöfen mit einem gekoppelten DEM-CFD-Code. 24. Deutscher Flammentag (2009)
- [42] Simsek, E., Brosch, B., Wirtz, S., Scherer, V. u. Krüll, F.: Numerical simulation of grate firing systems using a coupled CFD/discrete element method (DEM).
   Brazilian Journal of Chemical Engineering 193 (2009) 3, S. 266–273
- [43] Schlünder, E. U.: Wärmeübergang an bewegte Kugelschüttungen bei kurzfristigem Kontakt. Chemie Ingenieur Technik 43 (1971) 11, S. 651–654
- [44] Schlünder, E.-U.: Über den Stand der wissenschaftlichen Grundlagen zur
   Auslegung von Kontakttrocknern für grobkörniges, rieselfähiges Trocknungsgut.
   Chemie Ingenieur Technik 53 (1981) 12, S. 925–941
- [45] Schlünder, E.-U. u. Mollekopf, N.: Vacuum contact drying of free flowing mechanically agitated particulate material. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 18 (1984) 2, S. 93–111
- [46] Vosteen, B.: Zum trockenen Wärmedurchgang an rieselfähige Schüttgüter im indirekt beheizten Drehrohr, Taumeltrockner und Tellertrockner. Chemie Ingenieur Technik 56 (1984) 11, S. 858–859
- [47] Lybaert, P.: Wall-particles heat transfer in rotating heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer 30 (1987) 8, S. 1663–1672
- [48] Dhanjal, S. K., Barr, P. V. u. Watkinson, A. P.: The Rotary Kiln: An Investigation of Bed Heat Transfer in the Transverse Plane. Metallurgical and Materials Transactions 35 (2004), S. 1059–1070
- [49] Li, S.-Q., Ma, L.-B., Wan, W. u. Yao, Q.: A Mathematical Model of Heat Transfer in a Rotary Kiln Thermo-Reactor. Chemical Engineering & Technology 28 (2005) 12, S. 1480–1489
- [50] Sonavane, Y.: Influence of the Wall on the Heat Transfer Process in Rotary Kiln, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2010
- [51] Sonavane, Y. u. Specht, E.: Study of temperature profile in the agitated bed of pilot scale externally heated rotary kiln. AIChE Spring National Meeting & 5th Global Congress on Process Safety (2009)

- [52] Sonavane, Y. u. Specht, E.: Numerical analysis of the heat transfer in the wall of rotary kiln using finite element method ANSYS. In: Witt, P. J. u. Schwarz, M. P. (Hrsg.): The 7th International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. Melbourne, Australia, 9-11 December, 2009. Canberra, Australia: CSIRO Australia 2009
- [53] Figueroa, I., Vargas, W. L. u. McCarthy, J. J.: Mixing and heat conduction in rotating tumblers. Chemical Engineering Science 65 (2010) 2, S. 1045–1054
- [54] Liu, X. Y. u. Specht, E.: Temperature distribution within the moving bed of rotary kilns: Measurement and analysis. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 49 (2010) 2, S. 147–150
- [55] Wes, G.W.J., Drinkenburg, A.A.H. u. Stemerding, S.: Heat transfer in a horizontal rotary drum reactor. Powder Technology 13 (1976) 2, S. 185–192
- [56] Tscheng, S. H. u. Watkinson, A. P.: Convective heat transfer in a rotary kiln. The Canadian Journal of Chemical Engineering 57 (1979) 4, S. 433–443
- [57] Nafsun, A. I.: Experimental Analysis of Heat transport in the Solid Bed of Rotary Kilns, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2015
- [58] Nafsun, A. I., Herz, F., Specht, E., Scherer, V. u. Wirtz, S. (Hrsg.): The contact heat transfer in rotary kilns and the effect of material properties. 2014
- [59] Nafsun, A. I., Herz, F., Specht, E., Scherer, V. u. Wirtz, S.: Heat Transfer Experiments in a Rotary Drum for a Variety of Granular Materials. Experimental Heat Transfer 29 (2016) 4, S. 520–535
- [60] Nafsun, A. I., Herz, F. u. Specht, E. (Hrsg.): Analysis of heat penetration into the solid bed of rotary drums. 2014
- [61] Nafsun, A. I. u. Herz, F.: Experiments on the temperature distribution in the solid bed of rotary drums. Applied Thermal Engineering 103 (2016), S. 1039–1047
- [62] Nafsun, A. I., Herz, F., Specht, E., Komossa, H., Wirtz, S., Scherer, V. u. Liu, X.: Thermal bed mixing in rotary drums for different operational parameters. Chemical Engineering Science 160 (2017), S. 346–353
- [63] Emady, H. N., Anderson, K. V., Borghard, W. G., Muzzio, F. J., Glasser, B. J. u. Cuitino, A.: Prediction of conductive heating time scales of particles in a rotary drum. Chemical Engineering Science 152 (2016), S. 45–54
- [64] Zhang, Z., Liu, Y., Zhao, X., Xiao, Y. u. Lei, X.: Mixing and Heat Transfer of Granular Materials in an Externally Heated Rotary Kiln. Chemical Engineering & Technology 42 (2019) 5, S. 987–995

- [65] Bongo Njeng, A. S., Vitu, S., Clausse, M., Dirion, J.-L. u. Debacq, M.: Wall-tosolid heat transfer coefficient in flighted rotary kilns: Experimental determination and modeling. Experimental Thermal and Fluid Science 91 (2018), S. 197–213
- [66] Xie, Q., Chen, Z., Hou, Q., Yu, A. B. u. Yang, R.: DEM investigation of heat transfer in a drum mixer with lifters. Powder Technology 314 (2017), S. 175–181
- [67] Xie, Q., Chen, Z., Mao, Y., Chen, G. u. Shen, W.: Case studies of heat conduction in rotary drums with L-shaped lifters via DEM. Case Studies in Thermal Engineering 11 (2018), S. 145–152
- [68] Gnielinski, V.: Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. Forschung im Ingenieurwesen 41 (1975) 5, S. 145–153
- [69] Gnielinski, V.: Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. Forschung im Ingenieurwesen 41 (1975) 1, S. 8–16
- [70] Gnielinski, V.: Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. Forschung im Ingenieurwesen 61 (1995) 9, S. 240–248
- [71] Hsiau, S. S. u. Hunt, M. L.: Kinetic Theory Analysis of Flow-Induced Particle Diffusion and Thermal Conduction in Granular Material Flows. Journal of Heat Transfer 115 (1993) 3, S. 541
- [72] Boateng, A. A.: On flow-induced kinetic diffusion and rotary kiln bed burden heat transport. Chemical Engineering Communications 170 (1998) 1, S. 51–66
- [73] Boateng, A. A. u. Barr, P. V.: A thermal model for the rotary kiln including heat transfer within the bed. International Journal of Heat and Mass Transfer 39 (1996) 10, S. 2131–2147
- [74] Ogata, K., Funatsu, K. u. Tomita, Y.: Experimental investigation of a free falling powder jet and the air entrainment. Powder Technology 115 (2001) 1, S. 90–95
- [75] Uchiyama, T.: Numerical analysis of particulate jet generated by free falling particles. Powder Technology 145 (2004) 2, S. 123–130
- [76] Davies, P. R., Norton, M. J.S., Wilson, D. I., Davidson, J. F. u. Scott, D. M.: Gas flow in rotary kilns. Particuology 8 (2010) 6, S. 613–616
- [77] Wardjiman, C., Lee, A., Sheehan, M. u. Rhodes, M.: Behaviour of a curtain of particles falling through a horizontally-flowing gas stream. Powder Technology 188 (2008) 2, S. 110–118

- [78] Evripidis, I.: Kombinierte Kontakt- und Konvektionstrocknung in einem
   Trommeltrockner. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1991. Fortschritt-Berichte / VDI
   Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 241. Düsseldorf: VDI-Verl. 1991
- [79] Wardjiman, C. u. Rhodes, M.: Heat transfer in a particle curtain falling through a horizontally-flowing gas stream. Powder Technology 191 (2009) 3, S. 247–253
- [80] Afshar, S. u. Sheehan, M.: Using CFD to simulate heat transfer in particle curtains. Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries (2012), S. 1–7
- [81] Afshar, S. u. Sheehan, M.: CFD and experimental study of convectional heat transfer in free falling particle curtains. AIP Conference Proceedings. AIP 2013, S. 2005–2008
- [82] Afshar, S., Sheehan, M. u. Fazlollahi, A.: Using CFD to derive reduced order models for heat transfer in particle curtains. Progress in Computational Fluid Dynamics, An International Journal 15 (2015) 2, S. 71
- [83] Afshar, S. u. Sheehan, M.: Applying Infrared Thermography and Image Analysis to Dilute 2-phase Particulate Systems: Hot Particle Curtains. Energy Procedia 110 (2017), S. 408–413
- [84] Afshar, S. u. Sheehan, M.: CFD and infrared thermography of particle curtains undergoing convection heat transfer: Image analysis and edge prediction. Powder Technology 325 (2018), S. 167–179
- [85] Scherer, V., Mönnigmann, M., Berner, M. O. u. Sudbrock, F.: Coupled DEM– CFD simulation of drying wood chips in a rotary drum – Baffle design and model reduction. Fuel 184 (2016), S. 896–904
- [86] Le Guen, L., Piton, M., Hénaut, Q., Huchet, F. u. Richard, P.: Heat convection and radiation in flighted rotary kilns: A minimal model. The Canadian Journal of Chemical Engineering 95 (2017) 1, S. 100–110
- [87] Nascimento, S. M., Duarte, C. R. u. Barrozo, M. A. S.: Analysis of the design loading in a flighted rotating drum using high rotational speeds. Drying Technology 36 (2018) 10, S. 1200–1208
- [88] Ajayi, O. O. u. Sheehan, M. E.: Application of image analysis to determine design loading in flighted rotary dryers. Powder Technology 223 (2012), S. 123–130
- [89] Karali, M. A., Sunkara, K. R., Herz, F. u. Specht, E.: Experimental analysis of a flighted rotary drum to assess the optimum loading. Chemical Engineering Science 138 (2015), S. 772–779

- [90] Karali, M. A., Specht, E., Herz, F., Mellmann, J. u. Refaey, H. A.: Unloading characteristics of flights in a flighted rotary drum operated at optimum loading. Powder Technology 333 (2018), S. 347–352
- [91] Karali, M. A., Specht, E., Herz, F. u. Mellmann, J.: Different camera and light positions to facilitate image analysis processing in rotary drums studies. Powder Technology 306 (2017), S. 55–60
- [92] Karali, M. A., Herz, F., Specht, E. u. Mallmann, J.: Comparison of image analysis methods to determine the optimum loading of flighted rotary drums. Powder Technology 291 (2016), S. 147–153
- [93] Liu, X. Y., Specht, E., Gonzalez, O. G. u. Walzel, P.: Analytical solution for the rolling-mode granular motion in rotary kilns. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 45 (2006) 6, S. 515–521
- [94] Specht, E.: Wärme- und Stoffübertragung in der Thermoprozesstechnik. Grundlagen, Berechnungen, Prozesse. Edition GWI - EWI International. Essen: Vulkan-Verl. 2014
- [95] Zhu, H. P., Zhou, Z. Y., Yang, R. Y. u. Yu, A. B.: Discrete particle simulation of particulate systems: A review of major applications and findings. Chemical Engineering Science 63 (2008) 23, S. 5728–5770
- [96] Metzger, T., Kwapinska, M., Peglow, M., Saage, G. u. Tsotsas, E.: Modern Modelling Methods in Drying. Transport in Porous Media 66 (2007) 1-2, S. 103– 120
- [97] Kruggel-Emden, H., Simsek, E., Rickelt, S., Wirtz, S. u. Scherer, V.: Review and extension of normal force models for the Discrete Element Method. Powder Technology 171 (2007) 3, S. 157–173
- [98] Komossa, H., Wirtz, S., Scherer, V., Herz, F. u. Specht, E.: Heat transfer in indirect heated rotary drums filled with monodisperse spheres: Comparison of experiments with DEM simulations. Powder Technology 286 (2015), S. 722–731

# 17 Publikationen, Vorträge und Abschlussarbeiten aus dem Projekt

#### 17.1 Publikationen

- 2017 Seidenbecher, J., Herz, F., Meitzner, C., Specht, E. (2017). *Temperature Profile Analysis in Flighted Rotary Drums*. 9th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Foz Do Iguacu, Brasil. (*Full Conference Paper*)
- 2018 Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). Influence of operating parameters on the temperature distribution in flighted rotary drums. 3rd Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), Fort Lauderdale, USA, pp. 1261-1270. ISSN: 2379-1748, DOI: 10.1615/TFEC2018.tfh.020944. (Full Conference Paper)
- 2018 Seidenbecher, J., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). Experimentelle Analyse des Wärmeübergangs in beschaufelten Drehrohröfen. Jahrestreffen Abfallbehandlung und Wertstoffrückgewinnung (AuW) und Hochtemperaturtechnik (HTT), Bremen, Germany. (Conference Paper)
- 2018 Seidenbecher, J., Herz, F. (2018). Experimentelle Wärmeübergangsanalyse in beschaufelten Drehrohrreaktoren. Nachwuchswissenschaftlerkonferenz, Köthen, Germany. (Conference Abstract)
- 2018 Seidenbecher, J., Meitzner, C., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). *The convective heat transfer coefficient in flighted rotary drums*. 16th International Heat Transfer Conference (IHTC), Beijing, China. (*Full Conference Paper*)
- 2018 Seidenbecher, J., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). Modelling the particle motion in flighted rotary drums. 9th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids, London, UK. (Full Conference Paper)
- 2019 Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2019). *Determination of the heat transfer coefficient in flighted rotary drums*.

4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), Las Vegas, USA. (*Conference Abstract*)

- 2019 Berndt, A., Wirtz, S., Scherer, V., Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E. (2019). Heat transfer coefficients in flighted rotary kilns: Comparison of experiments with DEM simulations. International Congress on Particle Technology (PARTEC), Nürnberg, Germany. (Conference Abstract)
- Vsl. 2019 Seidenbecher, J., Herz, F., Meitzner, C., Berndt, A., Wirtz, S., Scherer,
   V., Liu, X. (in progress). *Temperature Analysis in Flighted Rotary Drums and the Influence of Operating Parameters*. Applied Thermal Engineering. (*Full Journal Paper*)

#### 17.2 Vorträge

- 21.11.2016 Beitrag zur Tagung der Deutschen Keramischen Gesellschaft e.V. (DKG Fachausschuss 4 "Thermische Prozesse") im Rahmen des Feuerfest-Symposiums (TU Bergakademie Freiberg). Vortrag zum Thema: "Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten".
- 14.02.2017 Beitrag zur Sitzung des wissenschaftlichen Beirates der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. in Bennewitz. Vortrag zum Thema: "Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten".
- 22.03.2017 Beitrag zur 92. DKG Jahrestagung in der TU Berlin. Vortrag zum Thema: "Process modelling in rotary kilns for assessing the temperature profiles of the refractory material".
- 05.03.2018 Konferenzbeitrag auf der "3rd Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)" in Fort Lauderdale, Florida, USA. Vortrag zum Thema: "Influence of operating parameters on the temperature distribution in flighted rotary drums".
- 06.03.2018 Konferenzbeitrag auf dem "Jahrestreffen Abfallbehandlung und Wertstoffrückgewinnung (AuW) und Hochtemperaturtechnik (HTT)" der DECHEMA in Bremen, Deutschland. Poster zum Thema:

"Experimentelle Analyse des Wärmeübergangs in beschaufelten Drehrohröfen".

- 06.06.2018 Konferenzbeitrag auf der "19. Nachwuchswissenschaftlerkonferenz" an der Hochschule Anhalt, Köthen, Deutschland. Poster zum Thema: "Experimentelle Wärmeübergangsanalyse in beschaufelten Drehrohrreaktoren".
- 14.08.2018 Konferenzbeitrag auf der "16th International Heat Transfer Conference (IHTC)" in Beijing, China. Vortrag und Poster zum Thema: "The convective heat transfer coefficient in flighted rotary drums".
- 29.08.2018 Beitrag Sitzung des wissenschaftlichen Beirates der zur Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. in Frankfurt (Main). Vortrag Thema: "Analyse und Modellierung des zum Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten".
- 12.09.2018 Konferenzbeitrag auf der "9th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids (CHoPS)" in London, UK. Vortrag und Poster zum Thema: "Modelling the particle motion in flighted rotary drums.".
- 15.04.2019 Konferenzbeitrag auf der "4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)" in Las Vegas, Nevada, USA. Vortrag zum Thema: "Determination of the heat transfer coefficient in flighted rotary drums".

#### 17.3 Abschlussarbeiten

- 2016 Markus Neumann, Bachelorarbeit: "Analyse der transversalen Schüttgutbewegung im beschaufelten Drehrohr"
- 2017 Sohail Irshad, Masterarbeit: "Developing an automated analysis tool to analyze the transverse particle motion in a flighted rotary drum"
- 2017 Claudia Meitzner, Masterarbeit: "Analyse des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln"

- 2017 Farhan Hamigi, Masterarbeit: "Analysis of the transverse particle motion in a flighted rotary drum"
- 2018 Jonas Bollmann, Bachelorarbeit: "Analyse des Einflusses der Hubschaufelanzahl auf den Wärmeübergang in beschaufelten Drehrohren"
- 2018 Nico Kurs, Bachelorarbeit: "Analyse des Einflusses des Hubschaufellängenverhältnisses auf den Wärmeübergang in beschaufelten Drehrohren"
- 2018 Guan Wang, Masterarbeit: "Vergleich manueller und automatisierter Bildanalyseverfahren im Bezug auf das transversale Partikelverhalten in Drehtrommeln mit Hubschaufeln"
- 2018 Zhongyun Chang, Masterarbeit: "Entwicklung eines automatisierten Auswerteverfahrens zur Analyse der transversalen Partikelbewegung in beschaufelten Drehtrommeln"
- 2019 Anthony Olubunmi Jeyifous, Masterarbeit: "Influence of the particle density on the heat transfer in flighted rotary kilns"
- 2019 Fereidoon Tahmasebifar, Masterarbeit: "Heat transfer analysis in flighted rotary kilns with respect to the particle diameter"
- 2019 Mahmoud Salem Gomaa, Masterarbeit: "The dependence of the contact heat transfer and the convective heat transfer on the bulk dispersity in rotary kilns with flights"