

# PRAXISORIENTIERTE AUSLEGUNGSMETHODIK FÜR SCHNECKENWÄRMETAUSCHER UNTER EFFIZIENZ- UND NACHHALTIGKEITSASPEKTEN

zur Erlangung des akademische Grades eines  
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Maschinenbau  
der Universität Paderborn

genehmigte  
DISSERTATION

von  
M. Eng. (FH) Malte Wittje  
aus Oldenburg

**Tag des Kolloquiums:** 25. November 2025  
**Referent:** Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster  
**Korreferent:** Prof. Dr.-Ing. Volker Schöppner  
**Korreferent:** Prof. Dr.-Ing. Christian Lauter







## **Vorwort**

Die vorliegende Dissertation entstand parallel zu meiner beruflichen Tätigkeit bei der AMF-Bruns GmbH & Co. KG in Apen. Die Verbindung von industrieller Praxis und wissenschaftlicher Forschung hat das Projekt maßgeblich geprägt.

Bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Thomas Tröster möchte ich mich für die Betreuung und die Möglichkeit bedanken, dieses Promotionsvorhabens als externer Promovend zu verwirklichen. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Volker Schöppner herzlich für die Übernahme des Korreferats und seine wertvolle Begleitung im Rahmen des Prüfungsverfahrens.

Von besonderer Bedeutung war die wissenschaftliche und persönliche Unterstützung durch Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Lauter. Seine kontinuierliche Bereitschaft zum fachlichen Austausch, seine wertvollen Impulse haben diese Arbeit entscheidend geprägt. Zudem bin ich ihm für die Übernahme des Korreferats und die sorgfältige Begleitung während des Prüfungsverfahrens zu großem Dank verpflichtet. Sein außergewöhnliches Engagement war ein wesentlicher Baustein des erfolgreichen Abschlusses dieser Dissertation.

Ein besonderer Dank gilt dem gesamten Team der PHWT Diepholz. Die hohe fachliche Kompetenz, der stets offene Austausch und die jederzeit spürbare Bereitschaft zur Unterstützung haben einen wesentlichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet. Die konstruktiven Gespräche und der kollegiale Umgang haben diese Promotionsphase entscheidend bereichert.

Mein Dank gilt zudem der Familie Bruns, der Geschäftsführung von AMF-Bruns sowie allen Kolleginnen und Kollegen. Durch ihr Vertrauen, ihre Unterstützung und ihre Flexibilität ließ sich die Vereinbarkeit von beruflichen Aufgaben und wissenschaftlicher Arbeit erst realisieren.

Abschließend möchte ich meiner Familie danken, die mich stets gestützt und motiviert hat. Besonderer Dank gilt meinen Eltern sowie meiner Freundin Lena für ihre Geduld, ihren Rückhalt und ihre beständige Ermutigung.

Edewecht im November 2025

Malte Wittje



# Kurzzusammenfassung

Schneckenwärmetauscher bilden die Grundlage für verschiedene Prozesse zur Erwärmung oder Kühlung von Schüttgütern im industriellen Umfeld. Sowohl bei Greenfield als auch bei Brownfield Projekten besteht immer das Ziel, die Wärmeströme zu maximieren. Die im Rahmen der vorliegenden Dissertation entwickelte Berechnungsmethodik stellt eine effiziente Möglichkeit zur Simulation und Optimierung von Wärmeströmen in Schneckenwärmeübertragern dar. Die Simulation der Mischungskennwerte und Massenströme erfolgte zunächst anhand von zwei Schüttgütern, die auf Basis von praktischen Versuchen und einer praxisnahen Datenbasis kalibriert wurden. Die ermittelten Daten wurden anschließend für die Simulation der Wärmeströme im Rahmen eines numerischen Ersatzmodells verwendet. Auf Basis des gewählten Ansatzes erfolgte anschließend die Definition einer Berechnungsmethodik zur gezielten Optimierung der Wärmeströme in Schneckenwärmeübertragern. Darüber hinaus wurde die definierte Berechnungsmethodik im Rahmen eines Anwendungsbeispiels eingesetzt und exemplarisch das Einsparpotential bei unterschiedlichen Schneckenflügelgeometrien aufgezeigt. In Abhängigkeit von Prozessparametern, Schüttgutdaten und Geometrien ergeben sich deutliche Einsparpotenziale, die nicht mit einem konkreten Wert hinterlegt werden können. Im Rahmen des Anwendungsbeispiels konnte jedoch ein Einsparpotential der Anlagenlänge von 26,7 % bis 40,9 % erreicht werden.

## Abstract

Screw heat exchangers form the basis for various processes for heating or cooling bulk materials in an industrial environment. In both greenfield and brownfield projects, the aim is always to maximise the heat flows. The calculation methodology developed as part of this dissertation represents an efficient way of simulating and optimising heat flows in screw heat exchangers. The simulation of the mixing parameters and mass flows was initially carried out using two bulk solids, which were calibrated on the basis of practical tests and a practical database. The data obtained was then used to simulate the heat flows as part of a numerical substitute model. Based on the selected approach, a calculation method was then defined for the targeted optimisation of heat flows in screw heat exchangers. In addition, the defined calculation methodology was used as part of an application example and the savings potential for different screw blade geometries was demonstrated as an example. Depending on the process parameters, bulk material data and geometries, there is significant potential for savings that cannot be backed up with a specific value. Within the scope of the application example, however, a savings potential of 26.7 % to 40.9 % could be achieved.



**Teilergebnisse dieser Arbeit sind in folgenden Veröffentlichungen erschienen:**

Malte Wittje. "Ermittlung von Mischkennzahlen durch DEM Simulationen – Ausblick zur Optimierung von Wärmeströmen bei Schneckenwärmetauschern". In: *29. Fachtagung Schüttgutfördertechnik Magdeburg : Schüttgutfördertechnik am Puls der Zeit : am 17. und 18. September 2025 in Magdeburg : herausgegeben als Begleitband zur gleichnamigen Fachtagung* (2025), S. 225-232. ISBN: 978-3-948749-55-2. DOI: 10.25673/118679.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Einführung . . . . .	1
1.2 Zielsetzung . . . . .	2
1.3 Vorgehensweise . . . . .	3
<b>2 Problemanalyse</b>	<b>5</b>
2.1 Bypassstaub in der Zementindustrie . . . . .	5
2.2 Ursprung, Einsatzgebiete und Aufbau von Schneckenwärmetauschern	7
2.3 Problemabgrenzung . . . . .	10
<b>3 Theoretische Grundlagen</b>	<b>13</b>
3.1 Schüttguteigenschaften und Messverfahren . . . . .	13
3.1.1 Überblick über Schüttguteigenschaften . . . . .	13
3.1.2 Messverfahren zur Bestimmung von Schüttguteigenschaften . .	14
3.2 Thermodynamische Betrachtung eines Schneckenwärmetauschers . . .	16
3.2.1 Wärmewiderstände eines Schneckenwärmetauschers . . . . .	16
3.2.2 Analytische Berechnung des Schneckenflügels als Wärmerippe im kartesischen Koordinatensystem . . . . .	18
3.2.3 Analytische Berechnung des Schneckenflügels als Wärmerippe im zylindrischen Koordinatensystem . . . . .	21
3.2.4 Finite-Differenzen-Methode und Diskretisierung . . . . .	24
3.3 Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids und des Schüttguts . . . .	27
3.3.1 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Fluiden .	27
3.3.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Schüttgütern	29
3.3.3 Berechnung der Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen . . . .	31
3.4 Durchmischungssimulationen in einem Schneckenwärmetauscher . .	34
3.4.1 Grundlagen der DEM-Simulationen . . . . .	34
3.4.2 Statistische Auswertung der Durchmischung durch den Lacey-Mixing Index . . . . .	38
<b>4 Simulationen des Durchmischungsprozesses mittels DEM</b>	<b>39</b>
4.1 Grundlagen der DEM-Simulation . . . . .	39
4.1.1 Versuchsaufbau und -durchführung zur Ermittlung der Materialparameter von Zement . . . . .	39
4.1.2 Auswertung der Materialparameter von Zement und Bypassstaub . . . . .	42
4.1.3 Kalibrierung des Schüttguts für die DEM-Simulation . . . .	48
4.1.4 Aufbau, Rahmenbedingungen und Versuchsplan der Durchmischungssimulation . . . . .	54

4.2 Auswertung und Interpretation der Simulationsdaten . . . . .	59
4.2.1 Einfluss der simulierten Datenmenge . . . . .	59
4.2.2 Bestimmung der Mischkennzahlen . . . . .	66
4.2.3 Bestimmung der Massenströme . . . . .	69
4.3 Zwischenfazit zur Simulation von Durchmischungskennzahlen . . . . .	73
<b>5 Simulation der Wärmeströme mithilfe eines numerischen Ersatzmodells</b>	<b>75</b>
5.1 Grundlagen des numerischen Ersatzmodells . . . . .	75
5.1.1 Vergleich des Schneckenflügels im kartesischen und zylindrischen Koordinatensystem . . . . .	75
5.1.2 Aufbau und Diskretisierung des Ersatzmodells . . . . .	77
5.1.3 Validierung des numerischen Ersatzmodells . . . . .	81
5.1.4 Bestimmung der Grenzwerte des Wärmeübergangskoeffizienten anhand des Penetrationsmodells . . . . .	86
5.2 Auswertung und Interpretation der Simulationsdaten . . . . .	93
5.2.1 Wärmeströme innerhalb eines Schneckengangs . . . . .	93
5.2.2 Übertragene Energie innerhalb eines Schneckengangs . . . . .	97
5.2.3 Temperaturabhängigkeit der Wärmeströme . . . . .	100
5.2.4 Vergleich der Wärmeströme und übertragene Energie unterschiedlicher Schneckenflügel . . . . .	102
5.3 Zwischenfazit zur Simulation eines Schneckenwärmetauschers . . . . .	107
<b>6 Berechnungsmethodik zur Optimierung von Wärmeströmen in Schneckenwärmetauschern</b>	<b>110</b>
6.1 Anforderungen an die Berechnungsmethodik . . . . .	110
6.2 Berechnungsmethodik zur schnellen Abschätzung von Anlagenlängen	111
6.3 Berechnungsmethodik zur präzisen Bestimmung von Anlagenlängen	112
6.4 Allgemeiner Entscheidungsverlauf . . . . .	113
6.5 Bewertung hinsichtlich der Anforderungen . . . . .	115
<b>7 Anwendung der praxisorientierten Berechnungsmethodik</b>	<b>116</b>
7.1 Anwendungsbeispiel . . . . .	116
7.2 Einordnung der Ergebnisse des Anwendungsbeispiels . . . . .	121
<b>8 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>123</b>
<b>9 Abkürzungen und Symbole</b>	<b>128</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>132</b>

# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung

In der Verfahrenstechnik und Fördertechnik sind Prozesse zum Kühlen oder Aufheizen eines Schüttguts häufig ein essentieller Bestandteil. Der Wärmeaustauschvorgang kann unterschiedliche Gründe, wie die Sterilisation, die Verbesserung der Lagereigenschaften bis hin zum Ermöglichen der eigentlichen Förderung des Schüttguts besitzen. Bei Greenfield Projekten<sup>1</sup> besteht stets der wirtschaftliche Druck, bei möglichst kompakten Anlagenmaßen den erforderlichen Wärmestrom zu generieren. Bei Brownfield Projekten<sup>2</sup> wiederum ist oftmals eine Optimierung des Wärmestroms unter gleichen Anlagenmaßen erforderlich, um größere Umbaumaßnahmen zu vermeiden. Allgemein können sich unterschiedliche Anlagen als Flaschenhals für Prozesse herausstellen und zu Problemen, wie eine zu geringe Durchsatzleistung, führen. [34][49] Einen Beitrag zur Optimierung des Wärmestroms kann die gezielte Konstruktion des Schneckenwärmetauschers und eine präzisere Berechnung leisten. Der Wärmeaustausch ist von der Wärmeaustauschfläche, der logarithmischen Temperaturdifferenz und des Wärmeübergangskoeffizienten abhängig. Da Begrenzungen bei der Wärmeaustauschfläche und der logarithmischen Temperaturdifferenz bestehen, bietet oftmals nur der Wärmeübergangskoeffizient Potential zur Optimierung. [30][62]

Diskrete-Elemente-Methode-Simulationen (DEM-Simulationen) bieten bereits die Möglichkeit der PartikelSimulation im Rahmen der Durchmischung sowie die gleichzeitige thermische Berechnung. Als nachteilig bei DEM-Simulation stellt sich die lange Berechnungsduer heraus, wodurch nicht zwangsläufig eine Wirtschaftlichkeit gegeben ist. Zudem zeigten frühere Untersuchungen bei Mischern einen nichtlinearen Einfluss der Durchmischungsperformance und des resultierenden Wärmeübergangs auf. [63]

Des Weiteren erfolgen viele Berechnungen weiterhin lediglich anhand von analytischen Ansätzen ohne das numerische Potential auszuschöpfen. Bei rein analytischen Ansätzen werden lediglich wenige Betriebsparameter abgedeckt, die exakt errechnet werden können. Wechselwirkungen durch Betriebsparameter können oftmals nicht berücksichtigt werden, wodurch Informationen zum umfassenden Betrieb von Anlagen fehlen und sich nachteilig auf die Durchsatzleistung auswirken können. Dahingegen weisen numerische Ersatzmodelle von Anlagen umfangreiche Berechnungs-

---

<sup>1</sup>Als Greenfield Projekte werden Neuanlagen bezeichnet, die den Neubau von unter anderem Gebäuden, Stahlbauten oder Nebenaggregaten beinhaltet. [49]

<sup>2</sup>Unter Brownfield sind Projekte in Bestandsanlagen zusammengefasst, die eine Verwendung oder Anpassung von bestehenden Gebäuden, Stahlbau oder Nebenaggregaten beinhalten. [34][49]

möglichkeiten sowie Integration mehrerer Betriebsparameter auf, die letztendlich zu einer umfassenden Berechnung führen können. [62]

In technischen Anwendungen wird vorrangig das Augenmerk auf eine möglichst umfassende Simulation gelegt, um eine Problemstellung zu bearbeiten. Es existieren bereits unterschiedliche Ansätze, mit denen eine thermische Durchmischungssimulation erfolgen kann, jedoch liegen die notwendigen Materialkennwerte oftmals nicht vor oder sind nicht wirtschaftlich vertretbar zu ermitteln. Durch die Kombination unterschiedlicher Berechnungsansätze und separaten Berechnungen können eine fokussierte Bearbeitung und Aufbau einer Datenbasis erfolgen. Letztendlich können zusätzliche Rückschlüsse auf das Förderverhalten leichter und mit deutlich verkürzter Simulationszeit implementiert werden. Aktuelle Berechnungsmöglichkeiten bringen entweder sehr lange und unwirtschaftliche Simulationszeiten mit sich oder berücksichtigen nicht die technischen Möglichkeiten und physikalische Zusammenhänge.

## 1.2 Zielsetzung

Hauptziel der Arbeit ist die Entwicklung einer alternativen Berechnungsmethodik, die insbesondere eine Optimierung der Wärmeströme in Schneckenwärmetauschern und eine Zeitersparnis gegenüber DEM-Simulationen mit gekoppelter thermischer Berechnung ermöglicht. Die Arbeit gliedert sich entsprechend der Problemanalyse in drei Ziele. Zunächst werden als Grundlage Simulationen zur Ermittlung der Mischungskennwerte und der Massenströme durchgeführt. Anschließend werden die ermittelten Kennwerte mit Hilfe eines numerischen Ersatzmodells zur Simulation der Wärmeströme verwendet.

Das erste Ziel der Arbeit, die Durchführung von Mischungssimulationen mit der Software Ansys Rocky™, soll Erkenntnisse über die Mischungskennwerte verschiedener Schneckenflügelgeometrien sowie Massenströme bei definierten Betriebspunkten liefern. Der auf Mischungssimulationen fokussierte Ansatz soll den Einfluss unterschiedlicher Schüttguteigenschaften und die allgemeine Komplexität aufzeigen. Aufgrund der Kombination von Materialkennwerten von Bypassstaub und praktischen Versuchen mit Zement erfolgt die Kalibrierung für zwei Schüttgüter anstelle einer exakten Kalibrierung mit der Zielsetzung, den Einfluss unterschiedlicher Schüttguteigenschaften aufzuzeigen.

Das zweite Ziel, das numerische Ersatzmodell, zielt auf den Aufbau eines geeigneten numerischen Ersatzmodells zur Integration der ermittelten Mischungskennwerte sowie der Schüttgutkennwerte ab. Zentrales Ziel ist eine deutliche Verkürzung der Simulationszeiten für die Auslegung unter Einbeziehung dieser Daten bei gleichzeitiger Flexibilisierung der Anwendungsmöglichkeiten, auch bei Abweichungen zwischen Analytik und Numerik. Darüber hinaus sollen Vergleiche zwischen verschiedenen Schneckenflügelgeometrien hinsichtlich des Wärmeffusses ermöglicht werden.

Den dritten Schwerpunkt der Arbeit bildet die Definition einer Berechnungsmethodik zur Simulation von Wärmeströmen unter Einbezug von Durchmischungssimulationen. Das grundlegende Ziel ist hierbei die systematische Vorgehensweise und der Vergleich zur Optimierung von Wärmeströmen.

### 1.3 Vorgehensweise

In Kapitel 3 erfolgt zunächst ein Überblick über den Stand der Technik. Neben den thermodynamischen Grundlagen eines Schneckenwärmetauschers werden die Wärmeleitungsgleichungen des Schneckenflügels für unterschiedliche Koordinatensysteme und die Diskretisierung auf Basis der Finite-Differenzen-Methode beschrieben. Im Anschluss folgt ein Überblick über die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten von Fluid und Schüttgut bei Berücksichtigung des Penetrationsmodells. Zum Schluss wird eine Einführung in den theoretischen Hintergrund von DEM-Simulationen sowie der statistischen Auswertung von Durchmischungen gegeben.

In Kapitel 4 werden die Simulation und Auswertung der Mischkennzahlen und Massenströme für unterschiedliche Schneckenflügelgeometrien und Parameter beschrieben. Zu Beginn erfolgt die Beschreibung und Auswertung von Versuchen zur Ermittlung von Materialkennwerten für Zement sowie die Auswertung von vorliegenden Daten für Bypassstaub. Im Anschluss folgt die Kalibrierung des Schüttguts im Simulationsprogramm Ansys Rocky™ anhand der ermittelten Materialkennwerte und Versuchsaufbauten. Aufgrund von stark streuenden Materialkennwerten werden für zwei Schüttgutvarianten Durchmischungssimulationen und Auswertungen durchgeführt. Im Anschluss erfolgt die Auswertung der Massenströme der beiden Varianten, um einen zusätzlichen Überblick über Verweilzeiten zu geben.

In Kapitel 5 folgt die Integration der in Kapitel 4 erarbeiteten Informationen in ein numerisches Ersatzmodell. Zu Beginn erfolgt die Auswahl des berücksichtigten Koordinatensystems, Diskretisierung und anschließender Validierung in einem Betriebspunkt mit dem analytischen Ansatz. Im Anschluss wird auf Basis der Durchmischungskennzahlen ein Überblick über den temperaturabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten für die unterschiedlichen Schneckenflügelgeometrien und Parameter gegeben. Letztendlich werden diese Wärmeübergangskoeffizienten mithilfe des numerischen Ersatzmodells zur Simulation von Wärmeströmen und des Energietransfers an den einzelnen Betriebspunkten verwendet. Final wird ein Vergleich zwischen den einzelnen Schneckenflügelgeometrien zum Standardfall gegeben.

Die erarbeiteten Ergebnisse sowie die gewählten Vorgehensweisen werden in Kapitel 6 zur Definition einer Berechnungsmethodik zur Optimierung von Wärmeströmen verwendet. Anhand der Berechnungsmethodik kann eine systematische Vorgehensweise zur Bearbeitung der erforderlichen Berechnungspunkte sichergestellt werden.

Sämtliche Erkenntnisse fließen im Anschluss in die Auslegung eines Anwendungsbeispiels zur Bestimmung der besten Schneckenflügelgeometrie aus den bisher Betrachteten. Die Ergebnisse werden in den Gesamtzusammenhang mit Wärmeübergangskoeffizienten als Vergleich gesetzt. Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick zu möglichen weiteren Verbesserungspotentialen und zukünftigen Forschungsaktivitäten.

## 2 Problemanalyse

Schneckenwärmetauscher finden ein breites Anwendungsgebiet in der Förderung und Kühlung von Schüttgütern. In diesem Kapitel wird ein Überblick über Bypassstaub in der Zementindustrie sowie die Grundlagen eines Schneckenwärmetauschers gegeben. Im Anschluss erfolgt eine Problemabgrenzung mit Herausforderungen und Risiken, die sich durch die Verwendung von DEM-Simulationen und numerischen Ersatzmodellen ergeben.

### 2.1 Bypassstaub in der Zementindustrie

Im Drehrohrofen bilden sich während der Klinkerproduktion hohe Staubanteile. Diese Staubanteile werden durch das Rauchgas aus dem Drehrohrofen ausgetragen. Zementwerke ohne vernünftige Staubabscheidung gelten als einer der größten Staubverursacher in der industriellen Produktion. Neben den Staubemissionen sind Zementwerke für ungefähr 7 % des weltweiten Kohlenstoffdioxidausstoßes verantwortlich. [26][41]

Aufgrund der Prozesstemperaturen zirkulieren bestimmte Verbindungen, wie Chloride, innerhalb der Anlage. Abhängig vom Eingangsprodukt und dessen elementaren Bestandteilen erfolgt eine Anreicherung der Chloride im Drehrohrofen und der vorgeschalteten Kalzinierung. Um eine Anreicherung zu verhindern, wird der Drehrohrofen um ein Bypass-System erweitert und ein Austrag ermöglicht. [29]

Aufgrund von wirtschaftlichen und ökologischen Aspekten erfolgte in den vergangenen Jahrzehnten eine verstärkte Einbindung von alternativen Brennstoffen in die Klinkerproduktion. Hierdurch konnte, abhängig von den alternativen Brennstoffen, der Einsatz fossiler Brennstoffe deutlich reduziert werden. Der Anteil alternativer Brennstoffe gemessen am gesamten Brennstoffenergiedeinsatz der deutschen Zementindustrie erreicht bereits 2020 einen Anteil von 69,2 %. Vermehrt als alternative Brennstoffe eingesetzt werden: [29]

- Getrockneter Klärschlamm
- Biomasse aus Land- und Forstwirtschaft
- Reifen
- Knochen- und Tiermehl

Obwohl Empfehlungen zum Einsatz von alternativen Brennstoffen und ihrer Zusammensetzung bestehen, stellen diese die Betreiber vor Herausforderungen. Durch

Inhomogenitäten bei Korngröße, Feuchtigkeit und auch Zusammensetzung können dadurch, auch ungewollt, vermehrt zirkulierende Begleitstoffe eingetragen werden.

Durch die Installation eines Bypass-Systems kann ein Teil der Rauchgase sowie die im Prozess entstandenen Staubpartikel aus dem Drehrohrofen gesogen werden. Während dieses Vorgangs erfolgt eine schnelle Abkühlung, wodurch Begleitstoffe an den Staubpartikeln kondensieren. Bypassstaub besteht dadurch neben den kondensierten Begleitstoffen aus feinem Klinkerstaub, kalzinierten und nicht kalzinierten Rohmaterialien. Zusätzlich können hohe Anteile an Schwermetallen im Bypassstaub vorhanden sein, wodurch dieser als Abfallstoff gilt. [26][41]

In der Abbildung 2.1 ist der vereinfachte Aufbau eines Bypass-Systems in der Zementindustrie dargestellt. Über die vorgeschaltete Kalzinierung wird dem Drehrohrofen das Vorprodukt zugegeben. Im Gegenstromprinzip werden die Rauchgase mit den Staubpartikeln aus dem Drehrohrofen in eine Kühlkammer gesogen. Nach der Abkühlung der Rauchgase und dem zuvor beschriebenen Kondensieren von Begleitstoffen an den Staubpartikeln, werden die Staubpartikel je nach Anlagenaufbau über einen Zyklon und einen Filter abgeschieden. Der anfallende Bypassstaub wird dann je nach Anlagenaufbau weiterverarbeitet oder deponiert. [57]

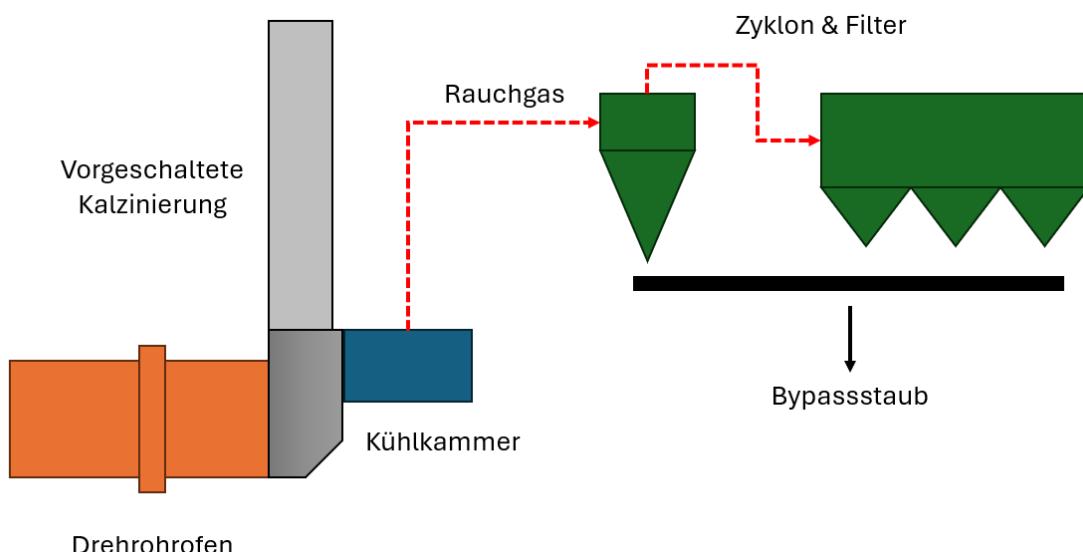


Abbildung 2.1: Vereinfachter Aufbau eines Bypass-Systems [57]

Durch wirtschaftlichen und ökologischen Druck wurden in den vergangenen Jahrzehnten Verwendungsmöglichkeiten für Bypassstaub gesucht. Während der Deponierung zeigten sich aufgrund der kleinen Korngröße und den Anteilen an Schwermetallen und Chloriden negative Auswirkungen auf die Umwelt durch Staubausmissionen und Kontamination von Regen- und Grundwasser. Aufgrund der Zusammensetzung ist die Verwendung von Bypassstaub oftmals nur durch eine Aufbereitung für bestimmte Anwendungen möglich. Zudem kann ein kleiner Anteil dem eigentlichen Prozess erneut zugeführt werden. [10][26][41]

## 2.2 Ursprung, Einsatzgebiete und Aufbau von Schneckenwärmetauschern

Ein Schneckenwärmetauscher ist eine Sonderbauform eines Schneckenförderers. Schneckenförderer werden bereits seit Jahrzehnten in unterschiedlichen Industrien zum Schüttguttransport und für verfahrenstechnische Prozesse eingesetzt. Die Funktionsweise basiert auf einer archimedischen Schraube, wodurch ein Vorschub des Schüttguts erreicht wird. Typische Einsatzgebiete eines Schneckenförderers sind die Schüttgutförderung in der Landwirtschaft, Lebensmittelindustrie oder auch chemischen Industrie. Bewährt haben sich Schneckenförderer durch ihre einfache und robuste Bauform, wodurch sie anspruchsvolle Schüttgüter mit beispielsweise korrosiven oder abrasiven Eigenschaften sicher transportiert können. [19][62]

Der eigentliche Schneckenförderer unterteilt sich in den Trog und die Schneckenwelle. Je nach Prozessanforderungen werden die Troggeometrie und die Anzahl der Schneckenwellen variiert. Zudem werden die Schneckenflügel des Schneckenförderers geometrisch unterschiedlich ausgeführt und auf den Prozess angepasst. Unterschiedliche Varianten wurden in der Literatur bereits umfassend beschrieben. Typische Ausführungsvarianten bei Schneckenförderern sind [59]:

- Vollschncke
- Paddelschnecke
- Bandschnecke

Die unterschiedlichen Ausführungsvarianten sind beispielhaft in der Abbildung 2.2 dargestellt. Durch die unterschiedlichen Flügelausführungen können neben dem Materialtransport auch weitere Zwecke, wie Durchmischung oder Vergleichsmäßigung, erreicht werden.

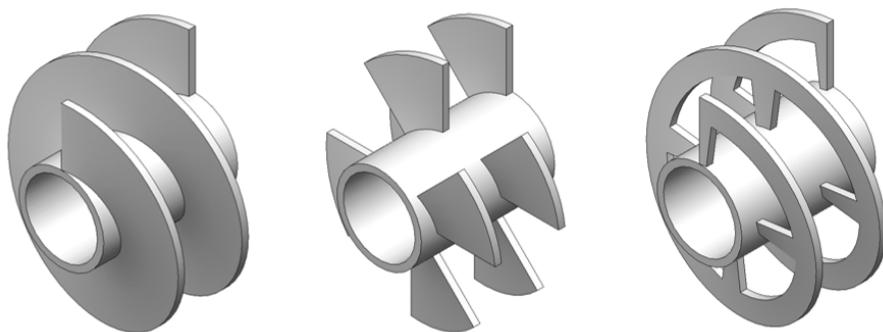


Abbildung 2.2: Beispielhafte Darstellung unterschiedlicher Schneckenflügelgeometrien: Vollblattausführung (links); Paddelausführung (mitte); Bandspiralenausführung (rechts) [19]

In der Verfahrenstechnik werden Schneckenwärmetauscher in Prozessen zum Kühlen, Beheizen, Kristallisieren oder Schmelzen eingesetzt. Die eigentliche Wärmeabfuhr oder -zufuhr erfolgt durch eine Hohlkammervariante. Bei der Schneckenwelle kann neben einer Hohlkammervariante der Schneckenflügel, auch lediglich das Wellenrohr, als Hohlkammer ausgeführt werden. In diesem Fall wirken die Schneckenflügel als Kühl- bzw. Wärmerippen. Neben der Schneckenwelle kann zusätzlich der Trog des Schneckenförderers bei einer Hohlkammerbauweise zur Wärmeabfuhr oder -zufuhr verwendet werden. [19]

In der Abbildung 2.3 ist ein Kühlrohrschnellenförderer für Bypassstaub ohne Hohlkammerbauweise des Herstellers AMF-Brunn GmbH & Co. KG aus Apen dargestellt. Die Wärmeabfuhr erfolgt bei diesem Kühlrohrschnellenförderer durch die Schneckenwelle und den Kühltröpfchen, wobei beide Druckbehälter durch eine Verrohrung verbunden sind. Während die notwendige Anlagenlänge von den jeweiligen Prozessparametern abhängig ist, zeigt dieses Beispiel bereits deutlich die großen Anlagenabmaße.



Abbildung 2.3: Kühlrohrschnellenförderer für Bypassstaub ohne Hohlkammerbauweise des Herstellers AMF-Brunn GmbH & Co. KG aus Apen

In der Abbildung 2.4 ist die Fluidzuführung und -abführung für einen Kühlrohrschnellenförderer ohne Hohlkammerbauweise dargestellt. Die Fluidzuführung erfolgt in die Schneckenwelle mit der Kennung 1 und in den Trog mit der Kennung 3. Die Fluidabführung erfolgt aus der Schneckenwelle mit der Kennung 2 und aus dem Trog mit der Kennung 4. Die vereinfachte Darstellung enthält keine Leitbleche zur Strömungsoptimierung, welche zusätzlich installiert sein können. Je nach Position des Einlaufs und Auslaufs für das Schüttgut, erfolgt die Wärmeübertragung im Gegenstrom- oder Gleichstromprinzip.

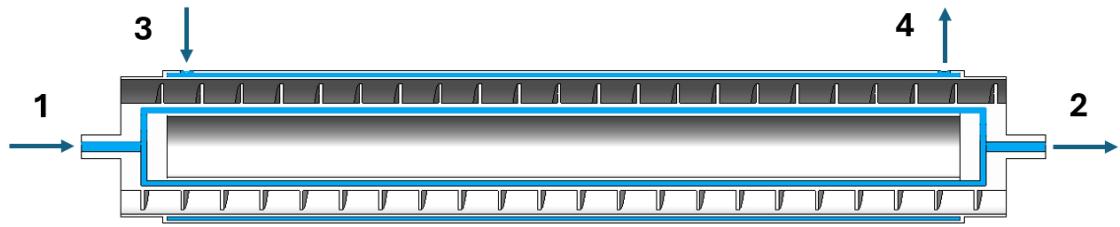


Abbildung 2.4: Fluidzuführung und -abführung bei einem Kühlrohrschnellenförderer ohne Hohlkammerbauweise mit Fluidführung in Schneckenwelle und Trog - Vereinfachte Darstellung ohne Leitbleche. 1. Fluidzuführung Schneckenwelle, 2. Fluidabführung Schneckenwelle, 3. Fluidzuführung Trog, 4. Fluidabführung Trog [1]

Schneckenwärmetauscher besitzen in der Industrie bereits ein breites Anwendungsfeld. Neben der Kühlung von Bett- und Flugasche in der Kraftwerksindustrie ist die Kühlung von Bypassstaub in der Zementindustrie ein etabliertes Anwendungsgebiet. Insbesondere bei Prozessen im niedrigen Temperaturbereich kommt die Auslegung der Schneckenwärmetauscher mit großen Wärmeaustauschflächen und einer Begrenzung des wirtschaftlichen Einsatzes einher.

Innerhalb eines Schneckenförderers kann in Abhängigkeit unterschiedlicher Betriebsparameter ein komplexes Förderverhalten festgestellt werden. Unterschiedliche Arbeiten betrachten bereits den Einfluss der Verweilzeit aufgrund des Förderverhaltens für unterschiedliche Betriebszustände. Innerhalb eines Schneckenförderers kann unter Annahme eines idealen Vorschubverhaltens des Schüttguts eine ideale Verweilzeit  $t_{ideal}$  errechnet werden. Für die Berechnung wird die Förderlänge  $L$ , die Flügelsteigung  $p$  und die Drehzahl  $n$  entsprechend der folgenden Formel herangezogen. [35]

$$t_{ideal} = \frac{L}{pn} \quad (2.1)$$

Das Verhältnis der idealen Verweilzeit  $t_{ideal}$  und der realen Verweilzeit  $t_{real}$  steht im direkten Zusammenhang zu der Füllung innerhalb eines Schneckenflügels und der tatsächlich geförderten Füllung bei einer Umdrehung. Auf Basis der Schüttdichte und der Drehzahl der Schneckenwelle kann ein Bezug zwischen dem idealen Massenstrom  $\dot{m}_{ideal}$  und dem realen Massenstrom  $\dot{m}_{real}$  gezogen werden. Das Verhältnis der Verweilzeiten entspricht dem Verhältnis des realen Massenstroms  $\dot{m}_{real}$  zum idealen Massenstrom  $\dot{m}_{ideal}$ . Diese Annahme basiert auf der idealisierten Vorstellung einer Ppropfenströmung.<sup>1</sup> [35][55]

$$\frac{t_{ideal}}{t_{real}} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (2.2)$$

<sup>1</sup>Bei einer Ppropfenströmung wird angenommen, dass sämtliche Partikel die gleiche Verweilzeit innerhalb des Förderers besitzen. [35]

Eine Berechnung des idealen Massenstroms  $\dot{m}_{ideal}$  kann anhand der DIN 15262 erfolgen, wobei die Norm bereits einen Hinweis enthält, dass bei zu hohen Füllgraden eine Abweichung zwischen dem idealen und realen Massenstrom auftritt. Der ideale Massenstrom  $\dot{m}_{ideal}$  kann durch den Förderquerschnitt  $A_q$ , die Flügelsteigung  $p$ , die Drehzahl  $n$ , die Schütttdichte  $\rho$  und den Füllgrad  $\varphi$  errechnet werden. [11]

$$\dot{m}_{ideal} = A_q p n \rho \varphi \quad (2.3)$$

Auf Basis des idealen Massenstroms, der idealen Verweilzeit und dem realen Massenstrom kann letztendlich eine Berechnung der realen Verweilzeiten für anschließende Berechnungen und Simulationen erfolgen.

## 2.3 Problemabgrenzung

### 1. Herausforderungen aus der Praxis

Nicht immer werden Greenfield Projekte umgesetzt, sondern Anpassungen, wie Änderungen am Prozesslayout oder auch Durchsatzsteigerungen, an Bestandsanlagen vorgenommen. Als problematisch stellen sich hierbei räumliche Gegebenheiten, wie Wände, Säulen oder auch Durchbrüche, heraus. Zudem muss stets der Bestandschutz beachtet werden, wodurch bei größeren Anpassungen aktuelle Standards und Richtlinien berücksichtigt werden müssen. [15] Unter Umständen besitzen bestimmte Prozessanlagen große Abmaße, die bei Durchsatzsteigerungen problematisch sein können oder einen Flaschenhals darstellen. [34]

Grundsätzlich bieten sich Brownfield Projekt insbesondere im Sinne der Nachhaltigkeit und Ressourcenschonung an, da hierbei deutlich geringere Materialeinsätze erforderlich sind und unter Umständen ein vorhandener Denkmalschutz berücksichtigt werden kann. Abhängig von den erforderlichen Anpassungen kann unter Umständen jedoch der Neubau einer Prozessanlage im Vergleich zur Anpassung einer bestehenden Anlage wirtschaftlicher sein. [15] Insofern können bei der Durchführung von Durchsatzsteigerungen Konflikte zwischen ökologischen und ökonomischen Aspekten bestehen.

Neben den ökologischen und ökonomischen Aspekten bestehen weiterhin die Herausforderung darin, dass keine definierte Berechnungsmethodik zur Auslegung eines Schneckenwärmetauschers vorhanden ist. In der Literatur wurde bereits eine analytische Berechnungsweise detailliert betrachtet, wobei eine Auslegung nur mit minimalen Informationen zum Betriebspunkt erfolgt. [62] Weitergehende analytische Untersuchungen beinhalteten bereits tiefergehende Aspekte zu Betriebspunkten, wobei ebenfalls kein umfangreicher Überblick zu den Betriebspunkten besteht. Zusätzlich konnten bereits grundlegend deutliche Einflüsse der Betriebsparameter festgestellt werden. [42] Des Weiteren ergeben sich weitere Möglichkeiten, wie eine thermische Simulation auf Basis von CFD, DEM oder auch CFD-DEM Kopplungen. Im Rahmen von mehreren Arbeiten wurden Einsatzmöglichkeiten, Vor- und Nachteile erörtert, wobei Grenzen der Anwendungsmöglichkeit und ein hoher Zeitaufwand festgestellt

wurden. [36][39][50] Um passende Simulationsergebnisse zu gewährleisten, sind stets entsprechende Materialparameter erforderlich. Insofern gehen CFD, DEM oder auch CFD-DEM mit einem hohen Aufwand, insbesondere bei unterschiedlichen Betriebsparametern oder auch Schüttguteigenschaften, einher.

## **2. Neue Möglichkeiten durch den Einsatz von DEM-Simulationen und numerischen Ersatzmodellen**

Im Vergleich zu rein analytischen Berechnungsansätzen eröffnet der Einsatz von DEM-Simulationen die Möglichkeit, Partikelströmungssimulationen innerhalb von Schneckenförderern bzw. Schneckenwärmetauschern in die Auslegung einzubeziehen. Die Simulationen können hierbei für unterschiedliche Betriebszustände wie den Füllgrad oder die Wellendrehzahl erfolgen. Durch die Partikelsimulationen wird die Ermittlung von Mischkennzahlen ohne Durchführung praktischer Durchmischungsversuche mit Farbtraceren oder andern Farbmitteln ermöglicht. Hierdurch kann eine deutliche Zeiterparnis erreicht werden.

Neben den DEM-Simulationen unterstützt die Berechnung mithilfe eines numerischen Ersatzmodells den Einbezug diverser Nebeneffekte, die bei analytischen Ansätzen nicht gegeben sind. Einflüsse durch Betriebsparameter können, abhängig vom Aufbau des numerischen Ersatzmodells, berücksichtigt werden. Zudem können durch numerische Ersatzmodelle instationäre Simulationen erfolgen, um Aufheiz- und Abkühlvorgänge an Bauteilen des Schneckenwärmetauschers zu bewerten.

Allgemein eröffnet sich durch den Einsatz von DEM-Simulationen und numerischen Ersatzmodellen die Möglichkeit zur Optimierung von Schneckenflügelgeometrien für einen verbesserten Wärmestrom und zur Erweiterung der Datenlage. Zudem können Abschätzungen zu optimalen Betriebspunkten und Wärmeströmen bei Schüttgütern mit vergleichbarem Schüttgutverhalten unter geringem Zeitaufwand durchgeführt werden. Im Vergleich zu analytischen Berechnungsansätzen kann eine deutliche Steigerung der Datenlage und Optimierung erfolgen, während im Vergleich zu DEM-Simulationen mit gekoppelter thermischer Simulation eine Trennung von Berechnungsgebieten erfolgt und somit die Gesamtberechnung einfacher und flexibler wird.

## **3. Herausforderungen durch den Einsatz von DEM-Simulationen und numerischen Ersatzmodellen**

Einen wichtigen Bestandteil stellt die Kalibrierung des Schüttguts zur Gewinnung von verlässlichen Ausgangsdaten dar. Basis hierfür ist zudem die Ermittlung von Materialkennwerten aus praktischen Versuchen. Die Komplexität der Kennwerte zur Beschreibung des Schüttguts im Rahmen von DEM-Simulationen birgt gleichermaßen große Herausforderungen, um verlässliche Werte zu gewährleisten.

Auch das numerische Ersatzmodell bringt große Herausforderungen mit sich. Abhängig vom Aufbau des numerischen Ersatzmodells und der Diskretisierung können Abweichungen zu analytischen Ansätzen und der Realität auftreten. Zusätzlich ergeben sich durch die begrenzten Betriebspunkte passend zu einem analytischen Ansatz ebenfalls nur begrenzte Validierungsmöglichkeiten. Insofern besteht die Herausforderung im Aufbau eines passenden numerischen Ersatzmodells für sämtliche Betriebspunkte.

#### 4. Fazit

Bisherige Auslegungen von Schneckenwärmetauschern erfolgen vorrangig analytisch oder der Einzug von thermischen Simulationen bei DEM-Simulationen führt zwangsläufig zu langen Berechnungszeiten und keiner sinnvollen Trennung von Berechnungsgebieten. Es besteht somit ein großes Verbesserungspotential durch den Einsatz von DEM-Simulationen und numerischen Ersatzmodellen bei zusätzlicher Flexibilisierung für Abschätzungen bei neuen Schüttgütern.

Zudem besteht ein großes Potential, ökonomische und ökologische Aspekte zu verbinden. Bisher ist es schwierig, anhand bestehender Berechnungsweisen eine strukturierte Optimierung von Wärmeströmen in Schneckenwärmetauschern zu ermöglichen. Insofern besteht hierbei das Potential, eine Optimierung an Bestandsanlagen bei gleicher Baugröße vorzunehmen. Hierdurch kann der Sachverhalt des unter Umständen höheren Aufwands und Kosten bei Brownfield Projekten im Vergleich zu Greenfield Projekten umgangen werden.

# 3 Theoretische Grundlagen

## 3.1 Schüttguteigenschaften und Messverfahren

Schüttgüter besitzen diverse Eigenschaften, die von unterschiedlichen Parametern beeinflusst werden. Durch unterschiedliche Versuchsaufbauten können diese Eigenschaften ermittelt und verglichen werden. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über diese Eigenschaften und mögliche Messmethoden gegeben.

### 3.1.1 Überblick über Schüttguteigenschaften

Analog zu Gasen und Flüssigkeiten weisen Festkörper bzw. Schüttgüter ein Fließverhalten und somit rheologische Eigenschaften auf. Zur Beschreibung des Fließverhaltens wurden bereits diverse Untersuchungen durchgeführt und Modelle erstellt, um das elastische und viskose Verhalten zu beschreiben. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die theoretische Beschreibung dieser Modelle verzichtet, um lediglich einen allgemeinen Überblick über die Schüttguteigenschaften sowie typische Einflüsse auf diese zu geben. [14]

- Böschungswinkel
- Ausströmwinkel
- Reibwinkel
- Fließfähigkeit
- Partikelgröße und -verteilung

Ebenfalls können äußere Einflüsse, wie auch die Feuchtigkeit des Schüttguts selbst, einen Einfluss auf beispielsweise die Fließfähigkeit haben. Bei steigender Feuchtigkeit der Schüttung kann ab einem schüttgutspezifischem Schwellenwert eine Verringerung der Fließfähigkeit festgestellt werden. Währenddessen kann bei steigender Schüttguttemperatur eine verbesserte Fließfähigkeit resultieren. [21]

Die Handhabung bzw. der Betrieb der Anlage hat ebenfalls einen Einfluss auf das Schüttgutverhalten. Bei Gasumströmungen können Adhäsionskräfte zwischen Partikeln einen geringeren Einfluss auf das Schüttgutverhalten aufweisen, weshalb bei einer Einordnung der Fließfähigkeit stets der Anwendungsfall mitbetrachtet werden muss. [21]

### 3.1.2 Messverfahren zur Bestimmung von Schüttguteigenschaften

Schüttgüter und die Bestimmung von Schüttguteigenschaften stellen ein komplexes Feld dar. Die Messung von Schüttguteigenschaften kann auf unterschiedlichste Weisen in Abhängigkeit der Prozessbedingungen erfolgen. Für die Dissertation folgt aus diesem Grund eine praxisnahe Messung der Schüttguteigenschaften in Anlehnung an die DIN ISO 4324 sowie der Literatur. [23][60] Im Laufe der vorliegenden Dissertation werden die Versuchsaufbauten zur Bestimmung des Schüttwinkels, Ausströmwinkels und Reibwinkels bei den praktischen Versuchen mit Zement beschrieben. Aus diesem Grund erfolgt für diese Messverfahren lediglich ein grober Überblick, während für die Ermittlung der Fließfähigkeit per Ringscherzelle sowie Korngrößenverteilung per Siebung eine genauere Betrachtung erfolgt.

Ein typischer Kennwert einer Partikelschüttung ist der Böschungswinkel. Es handelt sich bei der Bestimmung des Böschungswinkels um einen einfachen Vergleichstest unter geringer Belastung. Neben der typischen Versuchsdurchführung durch ein Rohr oder einen Trichter kann ebenfalls der Ausströmwinkel als Böschungswinkel herangezogen werden. Zu beachten ist, dass insbesondere bei kohäsiven Schüttgütern die Bestimmung des Schüttwinkels keine Reproduzierbarkeit aufweist, da eine sehr unregelmäßige Geometrie resultiert. [21][23][44][45][48]

Zur Bestimmung des statischen Reibwerts zwischen dem Schüttgut und einer metallischen Oberfläche kann die Versuchsdurchführung mit einer geneigten Platte herangezogen werden. Unter Messung des Neigungswinkels erfolgt die kontinuierliche Neigungsanpassung bis zum Gleiten der Partikelschüttung. [60]

Neben optischen Messverfahren stellt die Siebung von Schüttgütern ein einfaches Verfahren zur Größenklassierung dar. Bei diesem Verfahren wird keine Messung des exakten Partikeldurchmessers sondern eines Äquivalentdurchmessers entsprechend der Sieboffnungsweite durchgeführt. Für die Siebung werden zwischen fünf bis zehn Siebdecks, in Abhängigkeit der gewünschten Klassierung, mit unterschiedlichen Sieboffnungsweiten verwendet. Durch die einzelnen Siebdecks erfolgt eine Klassierung des Schüttguts, wodurch letztendlich eine Verteilungssumme ermittelt werden kann. Die Bestimmung der Verteilungssumme erfolgt mit der Mengenart  $r=3$ , weshalb die Massen der einzelnen gesiebten Partikelfraktionen gewogen werden. [3][14]

In der Abbildung 3.1 ist ein vereinfachter Aufbau einer Siebeinheit zur Bestimmung der Partikelgrößenverteilung dargestellt. Die Siebeinheit ist in den Siebturm und das Gehäuse mit Antrieb unterteilt. Durch das Gehäuse des Antriebs wird eine Schwingung in den Siebturm induziert. Der Siebturm ist durch mehrere Siebe mit unterschiedlicher Maschenweite sowie die Siebpfanne unterteilt. Durch die induzierte Vibration erfolgt über die Siebzeit ein Durchrieseln der Partikel durch die Siebe.[14]

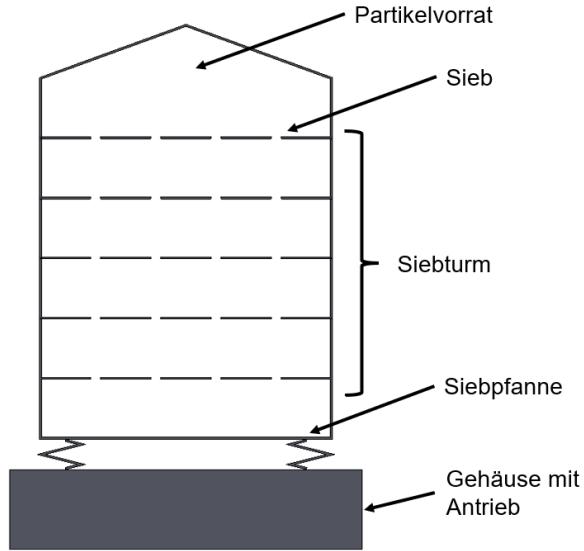


Abbildung 3.1: Vereinfachter Aufbau einer Siebeinheit zur Bestimmung der Partikelgrößenverteilung [14]

Neben der Partikelgrößenverteilung ist eine weitere wichtige Eigenschaft einer Partikelschüttung die Fließfähigkeit. Die Fließfähigkeit entspricht dem inneren Reibwinkel einer Partikelschüttung in Abhängigkeit der Belastung. In der Abbildung 3.2 ist ein vereinfachter Aufbau eines Ringschergeräts zur Bestimmung der Fließfähigkeit dargestellt. Das Ringschergerät ist unterteilt in den Ringkanal und den Deckel. In den Ringkanal, welcher feststehend ist, wird das Schüttgut aufgegeben. Über den Deckel wird eine Normalkraft sowie ein Drehmoment auf die Partikelschüttung aufgebracht. Das Drehmoment wird in Abhängigkeit der Normalkraft bis zum Abscherpunkt gemessen. Anhand der Normalkraft und des benötigten Drehmoments am Abscherpunkt kann auf die Fließfähigkeit der Schüttung geschlossen werden. [48]

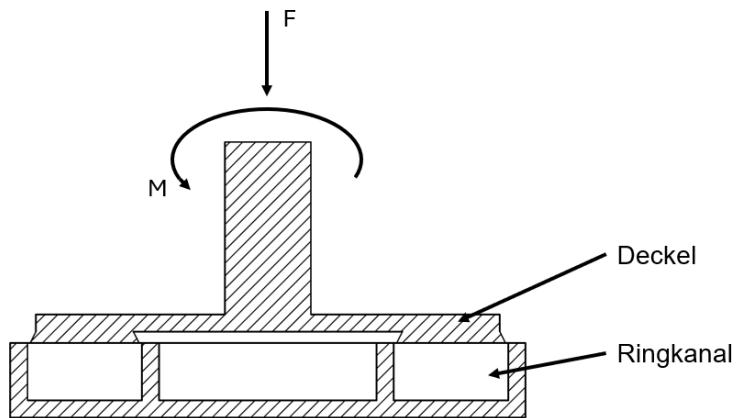


Abbildung 3.2: Vereinfachter Aufbau einer Ringscherzelle zur Bestimmung der Fließfähigkeit [48]

Anhand des gemessenen Drehmoments und der Normalkraft kann die Scherkraft in Abhängigkeit des aufgebrachten Drucks für den jeweiligen Abscherpunkt ermittelt werden. Durch mehrere ermittelte Abscherpunkte kann letztendlich der Fließort bzw. die Fließfähigkeit des Schüttguts bestimmt und aufgetragen werden. [48]

## 3.2 Thermodynamische Betrachtung eines Schneckenwärmetauschers

Das numerische Ersatzmodell eines Schneckenwärmetauschers basiert auf einer Diskretisierung der Differentialgleichung, der Wärmeleitung und Schaltung einzelner Wärmewiderstände. In dem folgenden Unterkapitel werden die Wärmewiderstände bzw. die Schaltungen eines Schneckenwärmetauschers, die Wärmeleitungsgleichungen sowie die Diskretisierung durch die Finite-Differenzen-Methode betrachtet.

### 3.2.1 Wärmewiderstände eines Schneckenwärmetauschers

Schneckenwärmetauscher bestehen, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, aus unterschiedlichen Komponenten zur Wärmeübertragung. Grundsätzlich kann für die Gesamtanlage der Wärmeübergangskoeffizient  $k$  ermittelt werden, welcher stets anlagen- und produktspezifisch ist. Der Wärmeübergangskoeffizient  $k$  errechnet sich aus dem Kehrwert des Gesamtwärmewiderstands  $R_k$  des Schneckenwärmatauschers, entsprechend der folgenden Formel. [5][28]

$$k = \frac{1}{R_k} \quad (3.1)$$

Der Gesamtwärmewiderstand  $R_k$  der Gesamtanlage basiert auf unterschiedlichen Einzelwärmewiderständen, die sowohl in Reihe als auch parallel geschaltet wirken. Im Folgenden wird eine grundlegender Überblick der Wärmewiderstände zur Einordnung der weiteren Betrachtungen und Vorgehensweisen gegeben. Eine genaue Untersuchung erfolgte bereits in früheren Arbeiten, auf die sich folgend bezogen wird. [62]

Die weitere Betrachtung erfolgt lediglich für ein gekühltes Schneckenwellenrohr. Auf eine zusätzliche Kühlung der Schneckenflügel durch eine Hohlkammerausführung wird im Folgenden verzichtet. Der Trog und die Schneckenwelle bzw. abhängig vom Anlagenaufbau auch mehrere Schneckenwellen wirken als parallel geschaltete Wärmeüberträger. Der Kehrwert des Gesamtwärmewiderstands  $R_k$  errechnet sich über die Summe der Kehrwerte der Einzelwiderstände der Schneckenwelle  $R_w$  und des Trogs  $R_t$ .

$$\frac{1}{R_k} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_t} \quad (3.2)$$

Der Wärmewiderstand des Trog  $R_t$  resultiert aus dem Wärmeübergang  $\alpha_{partikel}$  zwischen Partikel und Stahlwand, der Wärmeleitung  $\lambda$  in der Stahlwand und dem Wärmeübergang  $\alpha_f$  zwischen Stahl und Fluid. Beide Wärmeübergänge werden im Rahmen weiterer Untersuchungen in den folgenden Kapiteln betrachtet und im Rahmen dieses Kapitels nicht weiter beschrieben. Die einzelnen Bereiche bilden ebenfalls einzelne Wärmewiderstände, welche in Reihe geschaltet sind.

$$R_t = \frac{1}{\alpha_{partikel}} + \frac{s_t}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f} \quad (3.3)$$

Im Gegensatz zum Trog besitzt die Schneckenwelle zusätzlich noch den Wärmeübergang der Schneckenflügel  $R_{w1}$ . Diese ergeben einen parallel geschalteten Wärmewiderstand  $R_w$  zusätzlich zu dem Wärmewiderstand des Wellenrohrs  $R_{w2}$ .

$$\frac{1}{R_w} = \frac{1}{R_{w1}} + \frac{1}{R_{w2}} \quad (3.4)$$

Der Wärmewiderstand  $R_{w1}$  des Schneckenflügels besitzt eine Kopplung durch eine Schweißnaht mit dem Wellenrohr. Dadurch muss der zusätzliche Wärmewiderstand des Wellenrohrs ebenfalls berücksichtigt werden. Insofern ergeben sich analog zu dem Wärmewiderstand für den Trog die Wärmewiderstände  $R_{w1}$  und  $R_{w2}$ .

$$\frac{1}{R_{w1}} = R_{wf} + \frac{s_r}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f} \quad (3.5)$$

$$R_{w2} = \frac{1}{\alpha_{partikel}} + \frac{s_r}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_f} \quad (3.6)$$

Die Unterteilung des Kühlrohrschnellenförderers für die thermodynamische Berechnung basierend auf Reihen- und Parallelschaltung ist in Abbildung 3.3 dargestellt. In der Abbildung ist lediglich ein einzelner Schneckengang dargestellt, wobei dies für die gesamte Förderlänge analog übertragen werden kann, solange keine konstruktive Änderung während der Förderung erfolgt und hierdurch der Wärmewiderstand verändert wird. Bei sämtlichen Berechnungen ist zu beachten, dass gegebenenfalls Oberflächenverhältnisse bei parallel geschalteten Wärmewiderständen berücksichtigt werden müssen.

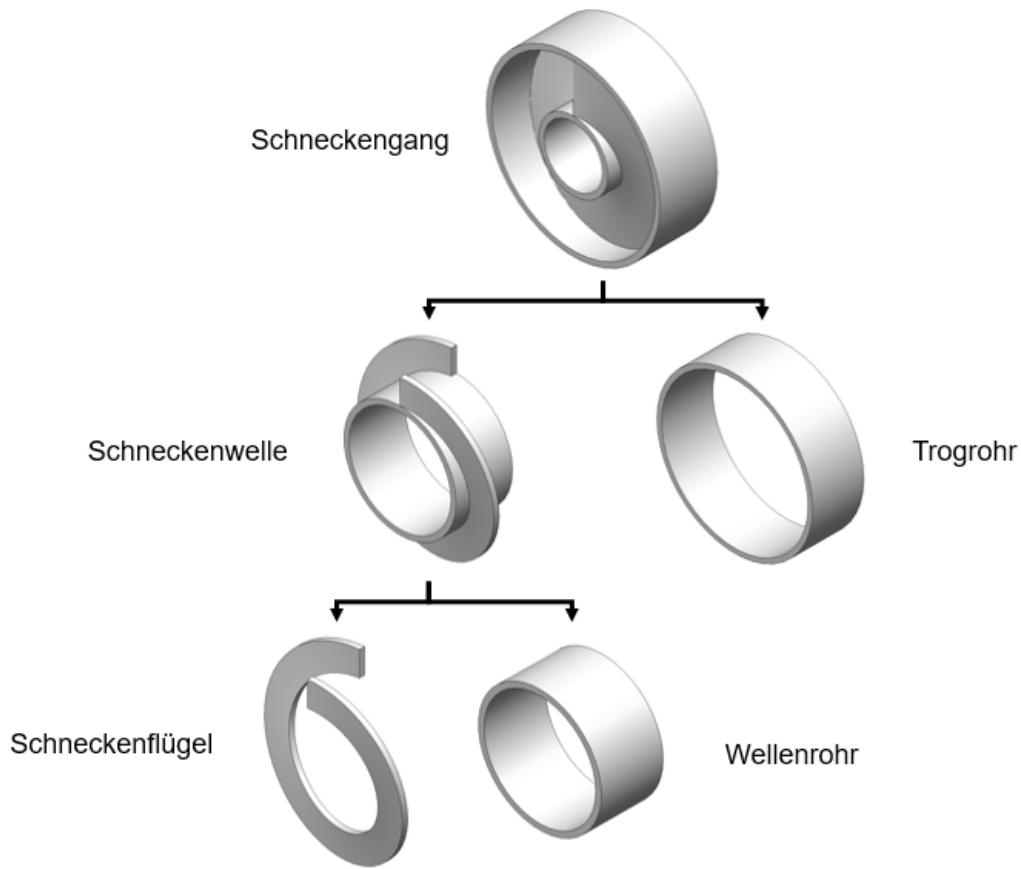


Abbildung 3.3: Aufbau eines Kühlohrschnellenförderers unterteilt in einzelne Bau- teile für die thermodynamische Betrachtung - Unterteilung in Schneckenwelle und Schneckenflügel sowie weitere Unterteilung der Schneckenwelle in Flügel und Wellenrohr

### 3.2.2 Analytische Berechnung des Schneckenflügels als Wärmerippe im kartesischen Koordinatensystem

Bei Idealisierung des Schneckenflügels als Rechteckrippe, kann eine Berechnung im kartesischen Koordinatensystem erfolgen. In Abbildung 3.4 sind eine Kühlrippe im kartesischen Koordinatensystem sowie das betrachtete Element dargestellt. Die folgenden Ausführungen basieren ausschließlich auf „Marek und Nitsche“ aus 2019. [30]

Am betrachteten Element kann der Wärmestrom  $Q_{L,y}$  in Richtung zum Rippenfuß durch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Stahl}$ , die Austauschfläche  $A$  und die Temperaturänderung  $dT$  über das Streckenelement  $dy$  beschrieben werden.

$$Q_{L,y} = -\lambda_{Stahl} A \frac{dT}{dy} \quad (3.7)$$

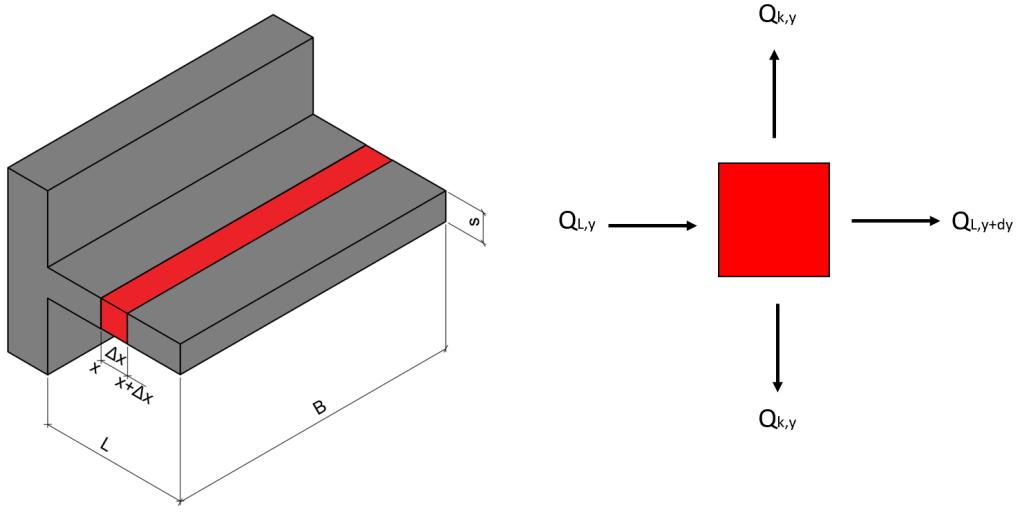


Abbildung 3.4: Rippendarstellung im kartesischen Koordinatensystem mit Darstellung des betrachteten Bereichs und den resultierenden Wärmeströmen [30]

Der Wärmestrom  $Q_{L,y+dy}$  am betrachteten Element in Richtung Rippenspitze errechnet sich aus dem Wärmestrom  $Q_{L,y+dy}$  und der Änderung des Wärmestroms über das Streckenelement  $dy$ . Die Änderung des Wärmestroms wird über eine Taylorreihenentwicklung angenähert und ergibt sich zu  $\frac{1}{1!} \frac{\delta Q_{L,y}}{\delta y} dy$ .

$$Q_{L,y+dy} = Q_{L,y} + \frac{1}{1!} \frac{\delta Q_{L,y}}{\delta y} dy \quad (3.8)$$

Neben den Wärmeströmen aufgrund von Wärmeleitung tritt ein Wärmestrom  $Q_k$  durch den Wärmeübergang zwischen dem Schüttgut bzw. der Umgebung und dem betrachteten Flächenelement  $dA_k$  auf. Der Wärmestrom  $Q_k$  ist abhängig von dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{partikel}$ , dem Flächenelement  $dA_k$ , der Rippentemperatur  $T(y)$  am Berechnungspunkt  $y$  und der Umgebungstemperatur  $T_u$ , welche der Schüttguttemperatur entspricht.

$$Q_{k,y} = \alpha_{partikel} dA_k (T(y) - T_u) \quad (3.9)$$

Die Wärmestromgleichungen stehen im Gleichgewicht. In diesem Gleichgewicht wird der Wärmestrom  $Q_{k,y}$  mit dem Faktor 2 berücksichtigt, da der Wärmestrom auf der Vorder- und Rückseite des Flügels bzw. der Rippe erfolgt.

$$0 = Q_{L,y} - 2Q_{k,y} - Q_{L,y+dy} \quad (3.10)$$

Durch Einsatz der aufgestellten Wärmestromgleichungen in das Gleichgewicht ergibt sich nach entsprechender Kürzung folgende lineare Differentialgleichung.

$$0 = \frac{d^2T}{dy^2} - \frac{2\alpha_{partikel}}{\lambda_{StahlS}}(T(y) - T_u) \quad (3.11)$$

Die Differentialgleichung kann nach entsprechender Entdimensionierung gelöst und eine Gleichung für die Übertemperatur  $\theta$  hergeleitet werden. Diese beinhaltet den Rippenfaktor  $\mu_y$  und die entdimensionierte Strecke  $\eta$ . Für den Rippenfaktor  $\mu_l$  wurde bereits die Vereinfachung getroffen, dass die Rippenbreite  $B$  deutlich größer als die Rippenlänge  $L$  ist.

$$\mu_y^2 = \frac{2\alpha_{partikel}}{\lambda_{StahlS}} \quad (3.12)$$

$$\theta(\eta) = \frac{\cosh(\mu_y(1-\eta))}{\cosh(\mu_y)} \quad (3.13)$$

Für die Betrachtung im kartesischen Koordinatensystem wird ein Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit des Rippenfaktors  $\mu_y$  und der Rippenlänge  $L$  berechnet. Die Rippenlänge  $L$  kann vereinfacht als Höhe des Schneckenflügels auf Basis des Außenradius  $R_a$  und des Innenradius  $R_i$  berücksichtigt werden.

$$\eta_r = \frac{\tanh(\mu_y L)}{\mu_y L} \quad (3.14)$$

Letztendlich errechnet sich auf Basis des Rippenwirkungsgrads  $\eta_r$  und des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{partikel}$  der Rippenwiderstand des Schneckenflügels. Der errechnete Rippenwiderstand ist abhängig von der konstruktiven Ausführung und den verwendeten Werkstoffen. Bei einer variablen Ausführung innerhalb des Wärmetauschers sind aus diesem Grund jeweils die Widerstände zu errechnen.

$$R_{wf} = \frac{\mu_y L}{\alpha_{partikel} \tanh(\mu_y L)} \quad (3.15)$$

Der Rippenwiderstand zeigt bereits, dass lediglich die Flügelhöhe einbezogen wird und die Rondenform durch einen Innen- und Außenradius keine Berücksichtigung finden.

### 3.2.3 Analytische Berechnung des Schneckenflügels als Wärmerippe im zylindrischen Koordinatensystem

Alternativ zur Berechnung im kartesischen Koordinatensystem kann die Berechnung im zylindrischen Koordinatensystem erfolgen. Aufgrund des Innen- und Außenradius der Schneckenflügel, ist eine Berechnung im zylindrischen Koordinatensystem zutreffender für Schneckenwärmetauscher, als im kartesischen Koordinatensystem. Da diese Berechnungsvariante im Gegensatz zum kartesischen Koordinatensystem den Einfluss der Radien berücksichtigt, wird diese Berechnungsweise detaillierter betrachtet. Die folgenden Ausführungen basieren ausschließlich auf „Marek und Nitsche“ aus 2019. [30]

Für die Berechnung wird, wie im kartesischen Koordinatensystem, vorausgesetzt, dass das Schüttgut den gesamten Schneckenflügel umgibt und somit eine konstante Temperatur über die Flügel- bzw. Rippenhöhe vorliegt. Durch das Schüttgut wird ein Wärmestrom auf den Schneckenflügel übertragen. In der Abbildung 3.5 ist die Betrachtungsweise im zylindrischen Koordinatensystem als Ringrippe dargestellt. Zusätzlich sind die resultierenden Wärmeströme am betrachteten Element aufgeführt.

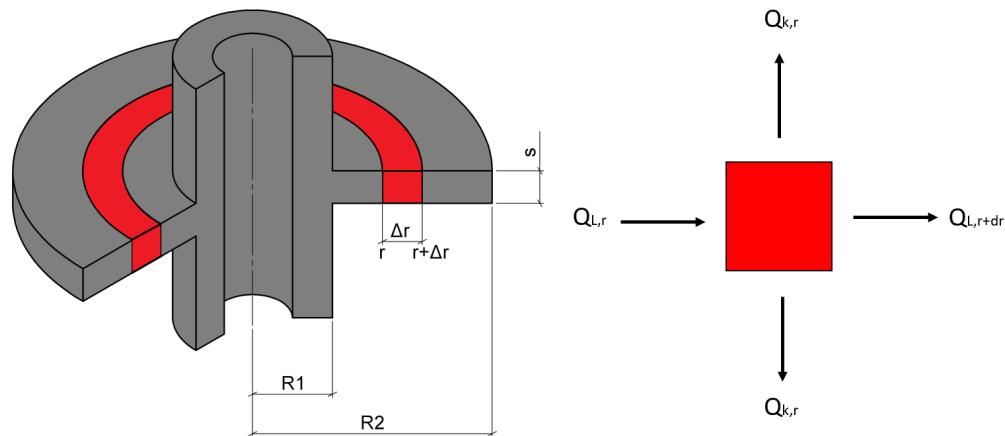


Abbildung 3.5: Rippendarstellung im zylindrischen Koordinatensystem mit Darstellung des betrachteten Bereichs und den resultierenden Wärmeströmen [30]

Am betrachteten Element kann der Wärmestrom  $Q_{L,r}$  in Richtung zum Rippenfuß durch die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Stahl}$ , die Austauschfläche und die Temperaturänderung  $dT$  über das Streckenelement  $dr$  beschrieben werden.

$$Q_{L,r} = -\lambda_{Stahl} 2\pi r s \frac{dT}{dr} \quad (3.16)$$

Der Wärmestrom  $Q_{L,r+dr}$  am betrachteten Element in Richtung Rippenspitze errechnet sich aus dem Wärmestrom  $Q_{L,r}$  und der Änderung des Wärmestroms über das Streckenelement  $dr$ . Die Änderung des Wärmestroms wird über eine Taylorreihenentwicklung angenähert und ergibt sich zu  $\frac{1}{1!} \frac{\delta Q_{L,r}}{\delta r} dr$ .

$$Q_{L,r+dr} = Q_{L,r} + \frac{1}{1!} \frac{\delta Q_{L,r}}{\delta r} dr \quad (3.17)$$

Neben dem Wärmestrom aufgrund von Wärmeleitungen tritt ein Wärmestrom  $Q_{k,r}$  durch den Wärmeübergang zwischen dem Schüttgut bzw. der Umgebung und dem betrachteten Flächenelement, der Rippentemperatur  $T(r)$  am Berechnungspunkt  $r$  und der Umgebungstemperatur  $T_u$ , auf.

$$Q_{k,r} = \alpha_{Stahl} 2\pi r dr (T(r) - T_u) \quad (3.18)$$

Die Wärmestromgleichungen ergeben ein Gleichungssystem, dessen Aufbau analog zur Berechnungsweise im kartesischen Koordinatensystem ist. Der Wärmestrom vom Produkt zur Rippe wird ebenfalls mit dem Faktor 2 berücksichtigt.

$$0 = Q_{L,r} - 2Q_{k,r} - Q_{L,r+dr} \quad (3.19)$$

Das Einsetzen der Wärmestromgleichungen in das Gleichungssystem bietet die Möglichkeit, eine gemeinsame Differentialgleichung zu bilden.

$$0 = r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - \frac{\alpha_{Stahl} 2}{\lambda_{Stahl} s} r (T(r) - T_u) \quad (3.20)$$

Wie bei der kartesischen Betrachtungsweise erfolgt zur Lösung der Differentialgleichung eine Entdimensionierung. Die nachfolgend angegebenen Variablen ermöglichen eine dimensionslose Schreibweise der Differentialgleichung.  $\Theta(r)$  ist hierbei die dimensionslose Darstellung der Übertemperatur.

$$\Theta = \frac{T(r) - T_u}{T_w - T_u} \quad (3.21)$$

$$T(r) = T_u + \Theta(T_w - T_u) \quad (3.22)$$

$$dT = (T_w - T_u) d\Theta \quad (3.23)$$

Die Berechnung des dimensionslosen Radius  $\xi$  erfolgt durch das Verhältnis zwischen Radius  $r$  zu Innenradius  $r_i$ .

$$\xi = \frac{r}{r_i} \quad (3.24)$$

$$dr = r_i d\xi \quad (3.25)$$

Bei der entdimensionierten Differentialgleichung handelt es sich um eine modifizierte Besselfunktion.

$$0 = \frac{d^2\Theta}{d\xi^2} + \frac{1}{\xi} \frac{d\Theta}{d\xi} - \frac{2\alpha_{Partikel}r_i^2}{\lambda_{Stahl}s} \Theta \quad (3.26)$$

Die entdimensionierte Differentialgleichung beinhaltet den Rippenfaktor  $\mu_r$ , wodurch die geometrischen und thermischen Bedingungen der Ringrippe in der Berechnung berücksichtigt werden.

$$\mu_r^2 = \frac{2\alpha_{partikel}r_i^2}{\lambda_{Stahl}s} \quad (3.27)$$

Durch die Lösung der besselschen Differentialgleichung kann eine Gleichung für eine normierte Übertemperatur bei einer Betrachtung im zylindrischen Koordinatensystem ermittelt werden. Bei dieser Gleichung werden der Rippenfaktor  $\mu_r$  und die normierte Entfernung  $\eta_r$  verwendet. Das Produkt beider Variablen bildet die Variable  $m$ .

$$m = \mu_r \eta_r \quad (3.28)$$

In der entdimensionierten Gleichung der Übertemperatur  $\Theta(m)$  findet die Variable  $m$  Einzug. Neben der Variable  $m$  werden die beiden Konstanten  $m_0$  und  $m_1$  in der Berechnung berücksichtigt. Die Konstante  $m_0$  wird am Innenradius  $R_i$  und die Konstante  $m_1$  am Außenradius  $R_a$  berechnet.

$$\Theta(m) = \frac{K_1(m_1)I_0(m) + I_1(m_1)K_0(m)}{K_1(m_1)I_0(m_0) + K_0(m_0)I_1(m_1)} \quad (3.29)$$

Für die Betrachtung im zylindrischen Koordinatensystem errechnet sich hierdurch ein Rippenwirkungsgrad in Abhängigkeit des Rippenfaktors  $\mu_y$ , des Innenradius  $r_i$ , des Außenradius  $r_a$  sowie unterschiedlicher Besselfunktionen.

$$\eta_r = \frac{2R_i^2}{\mu_r(R_a^2 - R_i^2)} * \frac{I_1(m_1)K_1(m_0) - I_1(m_0)K_1(m_1)}{K_1(m_1)I_0(m_0) + K_0(m_0)I_1(m_1)} \quad (3.30)$$

Letztendlich errechnet sich auf Basis des Rippenwirkungsgrads  $\eta_r$  und des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{bed}$  der Rippenwiderstand des Schneckenflügels. Der errechnete Rippenwiderstand ist abhängig von der konstruktiven Ausführung und den verwendeten Werkstoffen. Bei einer variablen Ausführung innerhalb des Wärmetauschers sind aus diesem Grund jeweils die Widerstände zu errechnen.

$$R_{wf} = \frac{\mu_r(R_a^2 - R_i^2)}{2R_i^2\alpha_{partikel}} \frac{K_1(m_1)I_0(m_0) + K_0(m_0)I_1(m_1)}{I_1(m_1)K_1(m_0) - I_0(m_0)K_1(m_1)} \quad (3.31)$$

Neben der Abhängigkeit der Besselfunktionen finden zusätzlich die Geometrie der Schneckenflügel bzw. der Ronde einen nichtlinearen Einbezug in die Berechnung des Rippenwirkungsgrads.

### 3.2.4 Finite-Differenzen-Methode und Diskretisierung

Beim Finite-Differenzen-Methode wird der Schneckenflügel, das Rohr und der Trog durch eine diskrete und endliche Punktmenge ersetzt. An diesen Punkten werden die Ortsableitungen diskretisiert und dadurch die Funktionswerte approximiert. Für die Bestimmung der zu berücksichtigenden Ortsableitungen bietet sich eine Betrachtung im dreidimensionalem Raum an den einzelnen Bauteilen an.

In der Abbildung 3.6 ist als Beispiel die Idealisierung des Schneckenflügels als Ringkühlrippe dargestellt. Für die Betrachtung eines kleinen Elements durch  $dr$  und  $d\phi$  ist eine Detailansicht mit den zugehörigen Wärmeströmen in der Abbildung enthalten. Diese Detailansicht bildet die grundlegende Betrachtung im zylindrischen Koordinatensystem. Hierbei finden die radialen Wärmeströme  $Q_r$  und  $Q_{r+dr}$ , die lateralen Wärmeströme  $Q_\phi$  und  $Q_{\phi+d\phi}$ , die axialen Wärmeströme  $Q_z$  und  $Q_{z+dz}$  und der Wärmestrom durch die Temperaturänderung des Elements  $Q_m$  Berücksichtigung.

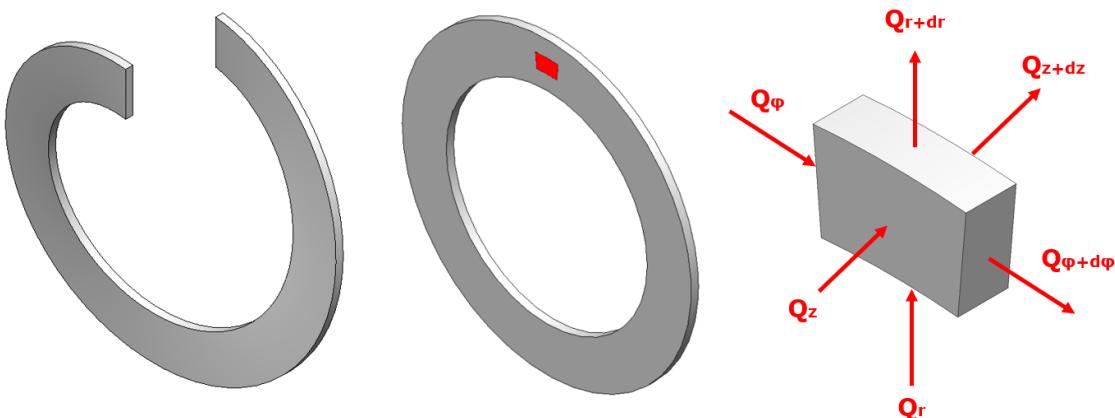


Abbildung 3.6: Betrachtungselement für die Finite-Differenzen-Methode im Kontext der gesamten Kühlrippe mit Angabe der Wärmeströme [30]

Letztendlich können die Wärmeströme, wie in den vorherigen Kapiteln in ein Gleichungssystem überführt werden. Das resultierende Gleichungssystem basierend auf der Abbildung 3.6 ist in der folgenden Gleichung dargestellt.

$$0 = Q_r - Q_{r+dr} + Q_\phi - Q_{\phi+d\phi} + Q_z - Q_{z+dz} - Q_m \quad (3.32)$$

Durch eine Annäherung der Wärmeströme  $Q_{r+dr}$ ,  $Q_{\phi+d\phi}$  und  $Q_{z+dz}$  mittels einer Taylorreihenentwicklung kann eine weitere Vereinfachung des Gleichungssystems erfolgen. Diese Differentialgleichung muss für die weitere Verwendung der Ortsableitungen und Zeitableitung weiter vereinfacht werden. Neben den bereits bekannten Ortsableitungen aus der rein radialen Betrachtungsweise, findet die Ortsableitung in lateraler Richtung  $\frac{d^2T}{d\phi^2}$ , die Ortsableitung in axialer Richtung  $\frac{d^2T}{dz^2}$  und die Zeitableitung des Elements  $\frac{dT}{dt}$  Berücksichtigung.

$$0 = \frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} + \frac{1}{r^2} \frac{d^2T}{d\phi^2} + \frac{d^2T}{dz^2} - \frac{\rho_{Stahl} \cdot c_{p,Stahl}}{\lambda_{Stahl}} \frac{dT}{dt} \quad (3.33)$$

Zur Nutzung des vereinfachten Gleichungssystems muss eine Diskretisierung der Ortsableitungen erfolgen. Die Diskretisierung ermöglicht die approximierte Lösung auf den Berechnungspunkten. [13][28]

Die Ortsableitung der Temperatur über den Radius  $\frac{d^2T}{dr^2}$  kann durch den im Radius zurückliegenden Berechnungspunkt  $T_{r-1,\phi,z,t}$ , den folgenden Berechnungspunkt  $T_{r+1,\phi,z,t}$ , den betrachteten Berechnungspunkt  $T_{r,\phi,z,t}$  und den Berechnungsschritt im Radius  $\delta r^2$  errechnet werden.

$$\frac{d^2T}{dr^2} \approx \frac{T_{r-1,\phi,z,t} - 2T_{r,\phi,z,t} + T_{r+1,\phi,z,t}}{\delta r^2} \quad (3.34)$$

Die Ortsableitung der Temperatur über den Winkel  $\frac{d^2T}{d\phi^2}$  erfolgt analog zu der Vorgehensweise beim Radius. Es wird der zurückliegende Berechnungsschritt  $T_{r,\phi-1,z,t}$ , der betrachtete Berechnungsschritt  $T_{r,\phi,z,t}$ , der folgende Berechnungsschritt  $T_{r,\phi+1,z,t}$  und der Berechnungsschritt  $\delta\phi^2$  herangezogen.

$$\frac{d^2T}{d\phi^2} \approx \frac{T_{r,\phi-1,z,t} - 2T_{r,\phi,z,t} + T_{r,\phi+1,z,t}}{\delta\phi^2} \quad (3.35)$$

Die Ortsableitung der Temperatur über die axiale Richtung  $\frac{d^2T}{dz^2}$  erfolgt analog zu der Vorgehensweise beim Radius. Es wird der zurückliegende Berechnungsschritt  $T_{r,\phi,z-1,t}$ , der betrachtete Berechnungsschritt  $T_{r,\phi,z,t}$ , der folgende Berechnungsschritt  $T_{r,\phi,z+1,t}$  und der Berechnungsschritt  $\delta z^2$  verwendet.

$$\frac{d^2T}{dz^2} \approx \frac{T_{r,\phi,z-1,t} - 2T_{r,\phi,z,t} + T_{r,\phi,z+1,t}}{\delta z^2} \quad (3.36)$$

Die Ortsableitung  $\frac{dT}{dr}$  wird durch den zurückliegenden Berechnungsschritt in radialer Richtung  $T_{r-1,\phi,z,t}$ , den vorliegenden Zeitschritt  $T_{r+1,\phi,z,t}$  und der zweifachen Berechnungsschrittweite  $\delta r$  errechnet.

$$\frac{dT}{dr} \approx \frac{T_{r-1,\phi,z,t} - T_{r+1,\phi,z,t}}{2\delta r} \quad (3.37)$$

Die Zeitableitung der Temperatur  $\frac{dT}{dt}$  wird über die Temperatur im nächsten Zeitschritt  $T_{r,\phi,z,t+1}$ , die Temperatur im aktuellen Zeitschritt  $T_{r,\phi,z,t}$  und den Zeitschritt  $\delta t$  ermittelt.

$$\frac{dT}{dt} \approx \frac{T_{r,\phi,z,t+1} - T_{r,\phi,z,t}}{\delta t} \quad (3.38)$$

Die Diskretisierung der Ortsableitungen und der Zeitableitung aus den vorangegangenen Gleichungen ermöglichen die approximierte Lösung an jedem Berechnungspunkt zu jedem Zeitschritt. Für die eigentliche Berechnung der Zeitableitung wird in diesem Fall ein explizites Berechnungsverfahren gewählt.

Letztendlich kann durch Einfügen der diskretisierten Ableitungen in das Gleichungssystem und einer Umstellung zum nächstfolgenden Zeitschritt  $T_{r,\phi,z,t+1}$  mit einem explizitem Verfahren gerechnet werden. Dieser Zusammenhang ist in der folgenden Gleichung wiedergegeben:

$$T_{r,\phi,z,t+1} \approx T_{r,\phi,z,t} + \frac{\delta t \lambda_{Stahl}}{\rho_{Stahl} c_p, Stahl} \frac{T_{r-1,\phi,z,t} - 2 \cdot T_{r,\phi,z,t} + T_{r+1,\phi,z,t}}{\delta r^2} + \quad (3.39)$$

$$\frac{1}{r} \frac{T_{r-1,\phi,z,t} - T_{r+1,\phi,z,t}}{2\delta r} + \frac{1}{r^2} \frac{T_{r,\phi-1,z,t} - 2T_{r,\phi,z,t} + T_{r,\phi+1,z,t}}{\delta \phi^2} +$$

$$\frac{T_{r,\phi,z-1,t} - 2T_{r,\phi,z,t} + T_{r,\phi,z+1,t}}{\delta z^2}$$

Bei den Schneckenwärmetauschern erfolgt an den Knotenpunkten am Rand eine Wärmeübertragung vom Schüttgut bzw. Fluid auf den Stahl. Innerhalb des Stahls tritt eine Wärmeleitung, wie zuvor diskretisiert auf. Der Wärmestrom an Knotenpunkten durch Konvektion kann durch die Robin Randbedingung berücksichtigt werden. Es wird ein Gleichungssystem gebildet, welches voraussetzt, dass der Wärmestrom durch Konvektion gleich dem Wärmestrom durch Wärmeleitung ist.

Die Temperatur  $T_{r,\phi,z,t}$  entspricht der Schüttguttemperatur, wobei die Temperatur  $T_{r,\phi,z-1,t}$  der letzten Temperatur auf dem Berechnungsgitter für Wärmeleitung entspricht. [30]

$$-\lambda \frac{dT}{dz^2} = \alpha_{partikel}(T_{r,\phi,z,t} - T_{r,\phi,z-1,t}) \quad (3.40)$$

Für das Wellenrohr und den Rohrtrog kann analog eine Berücksichtigung und Diskretisierung im zylindrischen Koordinatensystem erfolgen. Insofern können die diskretisierten Formeln sowie die Randbedingung ebenfalls hierfür verwendet werden.

### 3.3 Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids und des Schüttguts

In der Berechnung der Wärmeströme in einem Schneckenwärmetauscher werden diverse Wärmewiderstände aufgrund von Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. In diesem Unterkapitel werden die Grundlagen zur Berechnung des fluidseitigen und des schüttgutseitigen Wärmeübergangskoeffizienten näher betrachtet.

#### 3.3.1 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Fluiden

Wie zuvor beschrieben, erfolgt der Wärmeübergang des Schüttguts auf ein Fluid, welches getrennt innerhalb des Schneckenwärmetauschers strömt. Dabei können die Fluidkanäle als durchströmte Rechteckprofile vereinfacht werden. Durch diese Vereinfachung kann der Wärmeübergangskoeffizient auf Basis eines laminar oder turbulent durchströmten Rohres angenähert werden. Die folgenden Ausführungen basieren ausschließlich auf „Marek und Nitsche“ aus 2019. [30]

Für nicht kreisförmige Rohre wird als Ersatz für den Durchmesser der hydraulische Durchmesser  $D_h$  berechnet. Dieser errechnet sich aus der Querschnittsfläche  $A$  und dem Umfang  $U$  des durchströmten Rohres.

$$D_h = \frac{4 * A_f}{U} \quad (3.41)$$

Durch den hydraulischen Durchmesser  $D_h$ , der kinematischen Viskosität  $v$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  kann die Reynolds-Zahl ermittelt werden. Die kinematische Viskosität  $\nu$  ist eine fluidabhängige Zustandsgröße und somit temperaturabhängig.

$$Re = \frac{w * D_h}{\nu} \quad (3.42)$$

Die Prandtl-Zahl ist eine fluidabhängige Größe und errechnet sich aus der dynamischen Viskosität  $\eta$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Fluids.

$$Pr = \frac{\eta_f * c_{pf}}{\lambda_{fluid}} \quad (3.43)$$

In Abhängigkeit der Höhe der Reynolds-Zahl stellt sich innerhalb der Rohrströmung eine laminare, turbulente oder Übergangsströmung ein. Unterhalb von  $Re <= 2300$  wird eine laminare Strömung, bei  $Re >= 10000$  eine turbulente Strömung und zwischen diesen beiden Reynolds-Zahlen eine Übergangsströmung berücksichtigt. Durch die Grenzen ergeben sich drei separate Berechnungen für die Nußelt-Zahl.

$$Nu_0 = \frac{\frac{\zeta}{8} * Re * Pr}{1 + 12,7 * \sqrt{\frac{\zeta}{8}} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (3.44)$$

$$Nu_0 = (1 - \gamma) * Nu_{0,lam}(Re = 2300) + \gamma * Nu_{0,turb}(Re = 10^4) \quad (3.45)$$

$$Nu_0 = (49,37 + (1,615 * (Re * Pr * \frac{D_h}{L})^{1/3} - 0,7)^3)^{1/3} \quad Re < 2300 \quad (3.46)$$

Der Übergangsbereich wird durch die Interpolationsgleichung beschrieben und basiert auf der Nußelt-Zahl einer laminaren Strömung am Grenzwert  $Re = 2300$  und der Nußelt-Zahl einer turbulenten Strömung am Grenzwert  $Re = 10000$ .

Die errechnete Nußelt-Zahl  $Nu_0$  ist dabei lediglich ein Grundwert und kann zusätzlich durch einen Korrekturfaktor  $K_L$  für lokal erhöhte Wärmeübergangskoeffizienten und einen Korrekturfaktor  $K_T$  für die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte ergänzt werden. Für lange Rohrprofile, wie bei Schneckenwärmetauschern mit  $L \gg D_h$ , geht der Korrekturfaktor  $K_L$  gegen 1 und findet deshalb keine Berücksichtigung. Der Korrekturfaktor der Temperaturabhängigkeit  $K_T$  wird durch die Prandtl-Zahl des Fluids  $Pr$  und die Prandtl-Zahl der Wandtemperatur  $Pr_w$  errechnet. Unterschieden wird hierbei, ob durch das Fluid eine Erwärmung oder Kühlung der Wand stattfindet.

$$K_T = \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad \text{Heizen} \quad (3.47)$$

$$K_T = \left( \frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{Kühlen} \quad (3.48)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{fluid}$  errechnet sich durch die errechnete Nußelt-Zahl  $Nu_0$ , den Korrekturfaktor  $K_T$ , die Wärmeleitfähigkeit des Fluids  $\lambda_{fluid}$  und den hydraulischen Durchmesser  $D_h$ .

$$\alpha_{fluid} = \frac{Nu_0 * K_T * \lambda_{fluid}}{D_h} \quad (3.49)$$

### 3.3.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten von Schüttgütern

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten eines undurchmischten und mechanisch durchmischten Schüttgutbetts kann das Penetrationsmodell herangezogen werden. Für die Berechnung wird das körnige Schüttgut als eine Phase vereinfacht. Als weitere Vereinfachung werden Phasenänderungen und chemische Prozesse innerhalb der Phase ausgeschlossen. Der VDI-Wärmeatlas bietet umfangreiche Ansätze zur Berechnung, worauf sich im Rahmen dieses Kapitels bezogen wird. [31][47][52]

Der tatsächliche Wärmeübergangskoeffizient der Partikel  $\alpha_{partikel}$  kann durch den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wand und Partikel  $\alpha_{WS}$  und den Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttgutbetts  $\alpha_{bed}$  errechnet werden. Dieser Zusammenhang ist in der folgenden Gleichung aufgeführt.

$$\frac{1}{\alpha_{partikel}} = \frac{1}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{bed}} \quad (3.50)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Partikel  $\alpha_{WS}$  ist der obere Grenzwert des tatsächlichen Wärmeübergangskoeffizienten und der Wärmeübergangskoeffizient des Schüttgutbetts  $\alpha_{bed}$  der untere Grenzwert. Es ergeben sich somit physikalische Grenzwerte des Wärmeübergangskoeffizienten, die von Durchmischung und Schüttguteigenschaften abhängig sind.

Die Schüttguteigenschaften, welche den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{bed}$  beeinflussen, sind die Schüttdichte  $\rho$ , die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  und die Verweilzeit  $t$ . Der Zusammenhang des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{bed}$  und den einzelnen Parametern ist in der folgenden Gleichung angegeben.

$$\alpha_{bed,dry} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{(\rho * \lambda * c_p)_{bed,dry}}}{\sqrt{t}} \quad (3.51)$$

Da für sehr kleine Verweilzeiten  $t$  der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{bed,dry}$  gegen unendlich strebt, ergibt sich zwangsweise ein Schnittpunkt mit der physikalischen Obergrenze für den wandseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Schnittpunkt ergibt die kritische Verweilzeit  $t_c$  und kann durch die bekannten Parameter errechnet werden. Bei einer kleineren Verweilzeit  $t$  als der kritischen Verweilzeit  $t_c$  steigt der Wärmeübergangskoeffizient somit nicht weiter an.

$$t_c = \frac{4 (\rho * \lambda * c_p)_{bed,dry}}{\pi \alpha_{WS}^2} \quad (3.52)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei mechanisch durchmischten Schüttgutbetten wird im Penetrationsmodell das kontinuierliche Mischen durch eine Abfolge von Stillstandszeiten ersetzt. Die Dauer der Stillstandszeit entspricht der Verweildauer  $t_R$ . Dadurch ergibt sich folgende Gleichung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{bed}$ .

$$\alpha_{bed} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{(\rho * \lambda * c_p)_{bed,dry}}}{\sqrt{t_R}} \quad (3.53)$$

Die Verweilzeit  $t_R$  kann durch die Mischkennzahl  $N_{mix}$  und die Zeitkonstante  $t_{mix}$  errechnet werden. Die Mischkennzahl ist eine Kennzahl des Mischarrapparats, welcher eine Abhängigkeit von diversen Parametern, wie die Drehzahl oder den Füllgrad innerhalb der Anlage besitzen kann. Aufgrund der Abhängigkeiten zu unterschiedlichen Parametern kann daher keine pauschale Angabe der Mischkennzahl  $N_{mix}$  erfolgen.

$$t_R = t_{mix} N_{mix} \quad (3.54)$$

Die Zeitkonstante  $t_{mix}$  kann durch die Drehzahl  $n$  des Mischarrapparats errechnet werden und ist in der folgenden Gleichung angegeben.

$$t_{mix} = \frac{1}{n} \quad (3.55)$$

Die physikalische Obergrenze des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{WS}$  errechnet sich durch den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{WP}$  durch Kontakt zwischen Wand und Partikel, sowie den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{rad}$  aufgrund von Wärmestrahlung. Zusätzlich findet der Überdeckungsfaktor  $\varphi_P$  Einbezug.

$$\alpha_{WS} = \varphi_P \alpha_{WP} + \alpha_{rad} \quad (3.56)$$

Die physikalische Obergrenze des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{WP}$  ist von diversen Prozessparametern und Partikeleigenschaften abhängig, wie der Wärmeleitfähigkeit des umgebenen Gases im Prozess  $\lambda_g$ , dem Partikeldurchmesser  $d$ , der freien Weglänge der Gasmoleküle  $l$  und der Oberflächenrauigkeit  $\delta_R$ .

$$\alpha_{WP} = \frac{4\lambda_g}{d} \left( \left( 1 + \frac{2(l + \delta_R)}{d} \right) \ln \left( 1 + \frac{d}{2(l + \delta_R)} \right) - 1 \right) \quad (3.57)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{rad}$  wird aufgrund von Strahlung durch den Faktor  $C_{W,bed}$  und die Partikeltemperatur  $T$  errechnet.

$$\alpha_{rad} = 4C_{W,bed}T^3 \quad (3.58)$$

Der Faktor  $C_{W,bed}$  ist abhängig von der Stefan-Boltzmann Konstanten  $\sigma$  und den Emissionskoeffizienten  $\varepsilon_{bed}$  der Partikel und  $\varepsilon_W$  der Wand.

$$C_{W,bed} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_W} + \frac{1}{\varepsilon_{bed}} - 1} \quad (3.59)$$

Die modifizierte freie Weglänge der Gasmoleküle  $l$  ist abhängig von mehreren Prozessparametern, wie der Wärmeleitfähigkeit des Gases  $\lambda_g$ , dem Betriebsdruck  $p_g$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,g}$ , dem Akkomodationskoeffizient  $\gamma$ .

$$l = 2 \frac{2 - \gamma}{\gamma} \sqrt{\frac{2\pi\tilde{R}T}{\tilde{M}}} \frac{\lambda_g}{p(2c_{p,g} - \frac{\tilde{R}}{\tilde{M}})} \quad (3.60)$$

Der Akkomodationskoeffizient stellt einen Korrekturfaktor für den Energieaustausch beim Wand-Partikel Kontakt dar. Für niedrige Temperaturen und Luft kann der Akkomodationskoeffizient näherungsweise mit  $\gamma_{25^\circ C} = 0,9$  angesetzt werden. Bei Verwendung der folgenden Formel kann der Akkomodationskoeffizient auch für höhere Temperaturen durch den Faktor  $C = 2,8$  angenähert werden. [31]

$$\log\left(\frac{1}{\gamma} - 1\right) = 0,6 - \frac{(1000\frac{K}{T}) + 1}{C} \quad (3.61)$$

### 3.3.3 Berechnung der Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen kann das erweiterte Modell von „Zehner und Schlünder“ angesetzt werden. Es wird hierbei kein Fluidstrom innerhalb der Schüttung berücksichtigt, der den Wärmetransport und die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung beeinflusst. Zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit sind unterschiedliche Berechnung im Voraus erforderlich, die im Folgenden beschrieben werden und ausschließlich auf „Tsotsas“ basieren. [53]

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit muss der äquivalente Durchmesser für die polydisperse Mischung errechnet werden. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Einzelfraktionen durch den jeweiligen Durchmesser  $d_i$  und dem jeweiligen Volumenanteil  $Q_i$  entsprechend der folgenden Funktion.

$$d = \left( \sum \frac{Q_i}{d_i} \right)^{-1} \quad (3.62)$$

Der Einfluss der Korngrößendispersivität auf die Wärmeleitfähigkeit wird durch die Verteilungsfunktion  $F(\zeta)$  berücksichtigt. Versuche haben gezeigt, dass für polydisperse Schüttungen der Wert 1 angewendet werden kann, wodurch diese keinen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit besitzt.

$$f(\zeta) = 1 \quad (3.63)$$

Die Druckabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit wird durch den Quotienten  $k_G$  berücksichtigt. Dieser berechnet sich durch die freie modifizierte Weglänge  $l$ , welche bereits beim Penetrationsmodell Verwendung findet, sowie dem äquivalenten Partikeldurchmesser  $d$ .

$$k_G = \frac{\lambda_G}{\lambda_f} = \left( 1 + \frac{l}{d} \right)^{-1} \quad (3.64)$$

Der Einfluss der Wärmestrahlung wird durch den Quotienten  $k_{rad}$  berücksichtigt. Dieser berechnet sich durch die Stefan-Boltzmann Konstante  $\sigma$ , den Emissionskoefizienten  $\epsilon$ , die Partikeloberfläche, die Partikeltemperatur  $T$ , den äquivalenten Partikeldurchmesser  $d$  und die Wärmeleitfähigkeit des Fluids  $\lambda_f$ .

$$k_{rad} = \frac{\lambda_{rad}}{\lambda_f} = \frac{4 * \sigma}{\frac{2}{\epsilon} - 1} * T^3 * \frac{d}{\lambda_f} \quad (3.65)$$

Der Quotient  $k_c$  berechnet sich durch den Verformungsfaktor  $B$ , den Quotienten  $k_{rad}$ ,  $k_G$  und  $k_p$  und die Hilfsvariable  $N$ . Der Quotient der Wärmeleitfähigkeit der Schüttung  $k_p$  errechnet sich durch die Wärmeleitfähigkeit eines einzelnen Partikels  $\lambda_p$  und die Wärmeleitfähigkeit des umgebenden Partikels  $\lambda_f$  mittels  $k_p = \lambda_p / \lambda_f$ . Der errechnete Quotient ergibt das Verhältnis der Wärmeleitfähigkeit der Einheitszelle  $\lambda_c$  und der Wärmeleitfähigkeit des umgebenden Fluids  $\lambda_f$ .

$$k_c = \frac{2}{N} * \left( \frac{B * (k_p + k_{rad} - 1)}{N^2 * k_G * k_p} * \frac{k_p + k_{rad}}{B * (k_G + (1 - k_G) * (k_p + k_{rad}))} + \right. \quad (3.66)$$

$$\left. \frac{B + 1}{2 * B} * \left( \frac{k_{rad}}{k_p} - B * \left( 1 + \frac{1 - k_G}{k_G} * k_{rad} \right) \right) - \frac{B - 1}{N * k_G} \right)$$

Der Verformungsfaktor  $B$  errechnet sich durch den Formfaktor  $C_f$ , die Porosität  $\Psi$  und die Verteilungsfunktion  $f(\zeta)$ , wobei die Verteilungsfunktion, wie zuvor beschrieben, mit dem Wert  $f(\zeta) = 1$  berücksichtigt werden kann. Die Porosität  $\Psi$  ist abhängig von der Partikelform, kann jedoch für eine kubisch-dichtest gepackte Kugelschüttung mit  $\Psi = 0,476$  angenähert werden.

$$B = C_f * \left( \frac{1 - \Psi}{\Psi} \right)^{10/9} * f(\zeta) \quad (3.67)$$

$$N = \frac{1}{k_G} * \left( 1 + \frac{k_{rad} - B * k_G}{k_p} \right) - B * \left( \frac{1}{k_G} - 1 \right) * \left( 1 + \frac{k_{rad}}{k_p} \right) \quad (3.68)$$

Durch die Porosität  $\Psi$ , den Quotienten der Druckabhängigkeit  $k_G$ , den Quotienten der Wärmestrahlung  $k_{rad}$ , den Quotienten der Partikelleitfähigkeit  $k_p$  und den Quotienten  $k_C$  kann der Quotient der Wärmeleitfähigkeit der Schüttung  $k_{bed}$  errechnet werden.

$$k_{bed} = (1 - (1 - \Psi)^{1/2} * \Psi * \left( \frac{1}{\Psi - 1 + \frac{1}{k_G}} + k_{rad} \right) + \quad (3.69)$$

$$(1 - \Psi)^{1/2} * (\varphi * k_p + (1 - \varphi) * k_c)$$

Letztendlich kann durch den Quotienten der Wärmeleitfähigkeit der Schüttung  $k_{bed}$  sowie der Wärmeleitfähigkeit des umgebenden Fluids  $\lambda_f$ , die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung  $\lambda_{bed}$  errechnet werden.

$$\lambda_{bed} = k_{bed} * \lambda_f \quad (3.70)$$

## 3.4 Durchmischungssimulationen in einem Schneckenwärmetauscher

In einem Schneckenförderer bzw. Schneckenwärmetauscher können in Abhängigkeit der Schüttguteigenschaften und Schneckenflügelgeometrien unterschiedliche Durchmischungskoeffizienten resultieren. Die Ermittlung von Durchmischungskoeffizienten kann heutzutage durch DEM-Simulationen erfolgen. Im Rahmen des Kapitels werden die theoretischen Grundlagen einer DEM-Simulation und die statistische Auswertung der Durchmischung näher dargestellt.

### 3.4.1 Grundlagen der DEM-Simulationen

Der Ursprung der DEM-Simulation liegt in der Simulation der Fels- und Bodenmechanik und wurde von Cundall und Strack entwickelt. Es handelt sich um eine numerische Berechnungsweise zur Beschreibung von Partikelsystemen. Das Einsatzgebiet liegt insbesondere dort, wo die Kontinuumsmechanik an ihre Grenzen stößt und eine analytische Berechnung nur schwer möglich ist. [17]

Bei der DEM-Simulation können unterschiedliche Partikelformen, wie sphärische und nicht sphärische Partikel, zum Einsatz kommen. Sphärische Partikel werden oftmals aufgrund geringer Berechnungsleistung im Gegensatz zu nicht sphärischen Partikel verwendet [17]. Nicht sphärische Partikel bieten im Vergleich zu sphärischen Partikeln mehr Kontaktmöglichkeiten. Daraus resultiert ein deutlich größerer Berechnungsaufwand [61]. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, nicht sphärische Partikel durch überlappende sphärische Partikel aufzubauen. Dadurch kann eine deutlich verbesserte Partikelform erreicht werden. Insbesondere bei Partikeln mit abweichender Partikelstruktur im Vergleich zu Kugeln kann damit der Einfluss der Partikelstruktur auf das Schüttgutverhalten berücksichtigt werden, während die Berechnungszeit nur begrenzt steigt. [9]

Zur Berechnung der Kontaktkräfte zwischen den Partikeln ist die Implementierung eines Kontaktmodells erforderlich. Oftmals herangezogen wird hierfür das Hertz-Mindlin-Kontaktmodell. Es handelt sich um ein nichtlineares Modell, bei welchem eine Steifigkeits- und Dämpfungskonstante für tangentiale und normale Kräfte zwischen Partikeln eingebunden ist [6][17][20][32]. Ein weiteres Kontaktmodell wurde durch Walton und Braun erarbeitet, welches zusätzlich die Energieabgabe bei einem plastischen Kontakt berücksichtigt. Hierdurch ergibt sich eine erhöhte Berechnungsgenauigkeit bei mehreren gleichzeitigen Kontakten im Vergleich zum Hertz-Mindlin-Kontaktmodell. [46][56]

Die elastisch-plastische Normalkraft  $F_n^t$  zum Zeitpunkt  $t$  errechnet sich inkrementell durch die elastisch-plastische Normalkraft  $F_n^{t-\Delta t}$  zum vorherigen Zeitpunkt  $t - \Delta t$ . Zusätzlich finden die Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$ , die Entlastungssteifigkeit  $K_{nu}$ , die Änderung der Partikelüberlappung  $\Delta s_n$ , und die dimensionslose Konstante  $\lambda$  Einbezug in die Berechnung. Die folgend betrachteten Sachverhalte basieren auf den DEM-Grundlagen von Ansys Inc. [2][20][32][56][46]

$$F_n^t = \begin{cases} \min(K_{nl}s_n^t, F_n^{t-\Delta t} + K_{nu}\Delta s_n) & \text{falls } \Delta s_n \geq 0 \\ \max(F_n^{t-\Delta t} + K_{nu}\Delta s_n, \lambda K_{nl}s_n^t) & \text{falls } \Delta s_n < 0 \end{cases} \quad (3.71)$$

Die Änderung der Partikelüberlappung  $\Delta s_n$  errechnet sich, entsprechend der folgenden Formel, durch die Partikelüberlappung im aktuellen Zeitschritt  $s_n^t$  und die Partikelüberlappung des vorherigen Zeitschritts  $s_n^{t-\Delta t}$ .

$$\Delta s_n = s_n^t - s_n^{t-\Delta t} \quad (3.72)$$

Die Berechnung der Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$  und der Entlastungssteifigkeit  $K_{nu}$  erfolgt durch die Partikelgröße  $d$ , den E-Modul und den Restitutionskoeffizienten  $\epsilon$ . Die Partikelgröße  $d$ , das E-Modul der Partikelschüttung  $E_p$  und das E-Modul der Wand  $E_b$ , ergeben entsprechend der folgenden Formel die individuellen Steifigkeiten  $K_{nl,p}$  für den Partikel und  $K_{nl,b}$  für die Wand. Ein typischer Wert für das E-Modul der Partikelschüttung entspricht  $E_p = 1 \times 10^8 \text{ Pa}$ .

$$K_{nl,p} = E_p * d \quad (3.73)$$

$$K_{nl,b} = E_b * d \quad (3.74)$$

Durch die errechneten individuellen Steifigkeiten kann die Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$  für den Partikel-Partikel und den Partikel-Wand Kontakt errechnet werden. Dieser Zusammenhang ist in der folgenden Formel dargestellt, wobei die individuelle Partikelsteifigkeit für jedes Partikel einzeln betrachtet wird. Bei gleicher Partikelsteifigkeit ergibt sich deshalb  $K_{nl,p1} = K_{nl,p2}$ .

$$\frac{1}{K_{nl}} = \begin{cases} \frac{1}{K_{nl,p1}} + \frac{1}{K_{nl,p2}} & \text{für Partikel - Partikel Kontakt} \\ \frac{1}{K_{nl,p}} + \frac{1}{K_{nl,b}} & \text{für Partikel - Wand Kontakt} \end{cases} \quad (3.75)$$

Die Entlastungssteifigkeit  $K_{nu}$  errechnet sich durch die zuvor berechnete Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$  und den Restitutionskoeffizienten  $\epsilon$  entsprechend der folgenden Formel.

$$K_{nu} = \frac{K_{nl}}{\epsilon^2} \quad (3.76)$$

In der Abbildung 3.7 ist der schematische Verlauf der Normalspannung in Abhängigkeit der Partikelüberlappung für den Belastungs- und Entlastungsfall aufgetragen. Während die Normalkraft  $F_n$  im Belastungsfall sofort bei einer Partikelüberlappung  $s_n > 0$  linear ansteigt, fällt die Normalkraft auf den Wert  $F_n = 0$  zurück, bevor die Überlappung  $s_n \leq 0$  gilt. Dieser Sachverhalt wird in der Abbildung

deutlich, da für den Schritt C zu A keine Normalkraft wirkt, während weiterhin eine Partikelüberlappung vorhanden ist. Dieser Zusammenhang ergibt sich durch den Restitutionskoeffizienten, wodurch eine höhere Steigung für den Entlastungsfall resultiert. Die dadurch umschlossene Fläche im dargestellten Graphen spiegelt die zuvor beschriebene Energieabgabe im linearen Feder-Hysterese Modell wider.

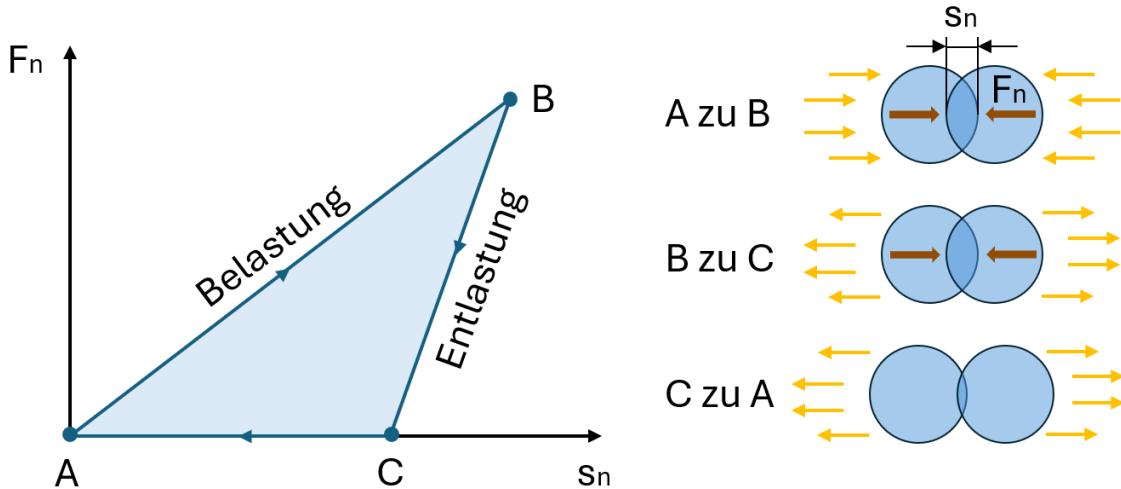


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung der Normalkraft  $F_n$  beim Belastungs- und Entlastungsfall in Abhängigkeit des Überlappungsabstands  $s_n$  - Zusätzliche Darstellung der Partikelüberlappung (dunkleres blau), Kraftwirkungen (orange) und Geschwindigkeitsprofilen (gelb) [2][46]

Zur Berechnung der tangentialen Kraftkomponente kann das lineare Feder-Coulomb-Grenzmodell eingesetzt werden. Hierbei werden Haft- und Gleitreibungskoeffizienten berücksichtigt, die durch die Coulomb'sche Reibung ein Maximum als Grenzwert bilden. Insofern ergibt sich, entsprechend der folgenden Formel, dass die maximale Tangentialkraft zum Zeitpunkt  $t$  dem Minimum der rein elastischen Kraft  $F_{\tau,e}^t$  und der Coloumb'schen Reibung auf Basis des Reibwertes  $\mu$  und der Normalkraft  $F_n^t$  entspricht.

$$F_\tau^t = \min(|F_{\tau,e}^t|, \mu_s F_n^t) \frac{F_{\tau,e}^t}{|F_{\tau,e}^t|} \quad (3.77)$$

Zusätzlich erfolgt eine Unterscheidung beider Reibwerte, wobei ein Gleiten der Partikel beim erstmaligen Überschreiten der Coloumb'schen Reibung mit dem Haftreibungskoeffizienten  $\mu_s F_n^t$  vorausgesetzt wird.

Das lineare Feder-Coulomb-Grenzmodell besitzt ein breites Anwendungsgebiet und ist mit allen Kontaktmodellen in Ansys Rocky™ kompatibel. Aus diesem Grund wird auf eine Beschreibung weiterer Modelle, mit einer begrenzten Kompatibilität oder vereinfachten Berechnungsweisen, verzichtet.

Viele Schüttgüter neigen aufgrund ihrer Korngröße, Feuchtigkeit oder auch anderen Eigenschaften zu einem adhäsiven Verhalten. Die zuvor beschriebenen Modelle zur Berechnung der Normal- und Tangentialkräfte berücksichtigen diesen Zusammenhang nicht. Aus diesem Grund ist die Implementierung eines Adhäsions-Modells erforderlich. Das lineare Adhäsions-Modell ist ein oftmals eingesetztes Modell, welches eine variable Adhäsionskraft ermöglicht.

Entsprechend der folgenden Formel ergibt sich für die normale Adhäsions-Kontaktkraft ein Wert von  $F_{n,adh} = 0$ , wenn der Kontaktabstand  $s_n$  größer als die festgelegte Adhäsionsdistanz  $\delta_{adh}$  ist. In diesem Fall treten somit keine Adhäsionskräfte zwischen den Partikeln auf. Bei einem Kontaktabstand  $s_n$  kleiner als die festgelegte Adhäsionsdistanz  $\delta_{adh}$ , ergibt sich die Adhäsions-Kontaktkraft  $F_{n,adh}$  aus dem festgelegten Steifigkeitsverhältnis  $r_{adh}$ , der Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$ , dem Kontaktabstand  $s_n$  und der Adhäsionsdistanz  $\delta_{adh}$ . Die Belastungssteifigkeit  $K_{nl}$  resultiert aus dem zuvor beschriebenen linearen Feder-Coulomb-Kontaktmodell. Das Steifigkeitsverhältnis  $r_{adh}$  variiert zwischen den Werten 0 und 0,5.

$$F_{n,adh} = \begin{cases} 0 & \text{falls } -s_n \geq \delta_{adh} \\ r_{adh}K_{nl}(s_n + \delta_{adh}) & \text{ansonsten} \end{cases} \quad (3.78)$$

Daraus resultiert eine veränderliche Adhäsionskraft in Abhängigkeit der Partikelabstände. Je geringer der Kontaktabstand  $s_n$  zwischen den Partikeln ist, desto größer ist die entsprechende Adhäsionskraft. Die beschriebenen Adhäsionskräfte können zusätzlich zwischen einzelnen Partikeln und der Umgebung, wie einer Stahloberfläche auftreten.

Neben den beschriebenen Modellen wird oftmals zusätzlich ein Rollwiderstand-Modell implementiert. Aufgrund der sphärischen Partikelform kann hierdurch eine nicht sphärische Partikelform im Sinne des Rollverhaltens angenähert werden. Das Rollwiderstand-Modell mit konstantem Moment wird insbesondere für hohe Schüttwinkel bei nicht vorhandenen Adhäsionskräften verwendet, weshalb sich im folgenden auf dieses Modell beschränkt wird.

Das Rollwiderstandsmoment  $M_r$  bezogen auf das einzelne Partikel errechnet sich durch den Rollwiderstandskoeffizienten  $\mu_r$ , den Rollradius  $r_r$ , die Normalkraft  $F_n$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ . Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  wird lediglich zur Ermittlung der Wirkungsrichtung des Rollwiderstandsmoments  $M_r$  einbezogen.

$$M_r = -\mu_r|r_r|F_n \frac{\omega}{|\omega|} \quad (3.79)$$

In Summe ermöglichen die einzelnen Modelle die Beschreibung des Partikelverhaltens in Schüttungen. Für eine passende Simulation der Partikelströmungen ist jedoch eine Kalibrierung der einzelnen Parameter erforderlich.

### 3.4.2 Statistische Auswertung der Durchmischung durch den Lacey-Mixing Index

Für die Auswertung der Durchmischung werden in der Praxis unterschiedliche Parameter berechnet. Typische Parameter sind hierbei der Lacey-Mixing Index, Kramer-Mixing Index, Beaudry-Mixing Index und Valentin-Mixing Index. Zusätzlich wurden bereits robustere Mischungskoeffizienten entwickelt, welche jedoch mit einem erhöhten Berechnungsaufwand und Auswertungsaufwand verbunden sind. Da der Lacey-Mixing Index oftmals in der Wissenschaft und Industrie eingesetzt wird, wird sich im folgenden auf die Verwendung des Lacey-Mixing Index begrenzt. [25]

Der Lacey-Mixing Index basiert auf einer statistischen Auswertung des Durchmischungsprozesses und erreicht bei einer vollständigen Durchmischung den Wert  $M = 1$  und bei vollständig undurchmischem Zustand den Wert  $M = 0$ . Der Lacey-Mixing Index wird durch die Varianz  $\sigma_R^2$  bei vollständiger Durchmischung, die Varianz  $\sigma_0^2$  bei vollständiger Entmischung sowie die Varianz  $\sigma_v$  für den aktuellen Durchmischungszustand berechnet. Zu beachten ist die gewählte Zellgröße zur Auswertung in Abhängigkeit der Partikelgröße, um größere Abweichungen zu vermeiden. [7]

$$M = \frac{\sigma_0^2 - \sigma_v^2}{\sigma_0^2 - \sigma_R^2} \quad (3.80)$$

Die Varianz  $\sigma$  berechnet sich durch den Anteil der Partikel.

$$\sigma_v^2 = \sum_{i=1}^m \left( \frac{n_i}{N_g} \left( \frac{n_i}{N_i} - p_v \right)^2 \right) \quad (3.81)$$

Bei Annäherung des Lacey-Mixing Index an  $M = 1$  in Abhängigkeit der Mischungsdauer und der Drehzahl des Mischelements, kann auf die Anzahl der Umdrehung für das Erreichen des ideal durchmischten Zustands geschlossen werden.

Versuche von „Chou“ und „Jin“ haben gezeigt, dass bei passender Zellgröße in Abhängigkeit der Partikelgröße der Lacey-Mixing Index den Wert  $M = 1$  nicht überschreitet. Der Lacey-Mixing Index hat sich bei einem Wert von  $M = 0,95$  eingependelt. Zudem zeigt sich, dass der Lacey-Mixing Index nicht zwangsläufig einen Startwert mit  $M = 0$  besitzt. Je nach Startlage der Partikel und der Auswertezellen kann bereits ein Lacey-Mixing Index von  $M > 0$  vorhanden sein. [8][25]

# **4 Simulationen des Durchmischungsprozesses mittels DEM**

## **4.1 Grundlagen der DEM-Simulation**

Zur Durchführung der DEM-Simulation ist vorab die Kalibrierung des Schüttguts im Programm Ansys Rocky™ erforderlich. Basis hierfür bilden Kennwerte von Materialparametern, die zu bestimmen sind. In diesem Unterkapitel werden die Versuchsaufbauten und die Bestimmung dieser Materialparameter beschrieben. Die Kalibrierung des Schüttguts wird anhand der Materialparameter im Programm durchgeführt. Im Anschluss an die Kalibrierung folgen die Beschreibung des Simulationsaufbaus, die gewählten Vereinfachungen und die Auswertung für die folgenden Durchmischungssimulationen.

### **4.1.1 Versuchsaufbau und -durchführung zur Ermittlung der Materialparameter von Zement**

Die Ermittlung der Kennwerte erfolgt durch unterschiedliche Versuche, die teilweise durch praktische Versuche im Rahmen der Dissertation ermittelt wurden. Für die verbliebenen Versuche waren Materialkennwerte eines deutschen Anlagenbauers zugänglich, die aus Geheimhaltungsgründen nicht genauer spezifiziert sind. Für die praktische Ermittlung von Schüttguteigenschaften wurde auf handelsüblichen Zement, der Marke Dyckerhoff Eco Comfort - CEM II/C-M (S-LL) 42,5 N-NA, zurückgegriffen. Dieser wurde für die Bestimmung der Schüttdichte, des Schüttwinkels, des Ausströmwinkels und des Reibwertes zwischen Stahl und Zement verwendet. Neben der Bestimmung dieser Schüttguteigenschaften erfolgte eine zusätzliche Auswertung von Messdaten einer Ringscherzelle sowie einer Korngrößenverteilung von Bypassstaub. Diese Messdaten wurden durch einen deutschen Anlagenbauer in der Zementindustrie bereitgestellt. Aufgrund von Geheimhaltungsgründen erfolgt keine Zuordnung der einzelnen Proben zu existierenden Werken, sondern lediglich eine Nummerierung.

Für die Ermittlung der Schüttdichte sowie des Schüttwinkels wurde als Versuchsaufbau ein transparentes Rohr, eine Box als Raumbegrenzung und ein Gliedermaßstab als Messinstrument verwendet. Das verwendete Rohr besaß einen Durchmesser von 200 mm. In Abbildung 4.1 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Die linke Darstellung zeigt den ungefüllten Zustand zu Beginn jeden Versuchs. Die rechte Darstellung zeigt den gefüllten Zustand mit Gliedermaßstab zur Bestimmung der Messhöhe.

Während des eigentlichen Befüllvorgangs und durch leichte Bewegungen des Rohrs fand bei sämtlichen Versuchen ein geringer Materialaustritt statt. Aufgrund der geringen Masse und vermutlich geringen Auswirkung auf die Ergebnisse fand keine weitere Betrachtung dieses systematischen Fehlers statt. Zudem wurde für die Versuchsdurchführung auf eine vergleichmäßigte Oberfläche geachtet.



Abbildung 4.1: Versuchsaufbau zur Ermittlung der Schüttdichte und des Schüttwinkels durch ein Rohr - unbefüllter Zustand (links) und befüllter Zustand zur Versuchsdurchführung mit geringem Materialaustritt (rechts)

Für jede Versuchsdurchführung wurde eine definierte Füllmenge in das Rohr eingebracht. Diese wurde durch die Verwiegung vor und nach dem Befüllvorgang als Differenz ermittelt. Nach der Verwiegung erfolgt eine Vergleichsmäßigung der Füllhöhe, wobei darauf geachtet wurde, keine Kompaktierung des Zements zu bewirken. Im Anschluss wurde die Füllhöhe durch den eingebrachten Gliedermaßstab aufgenommen. Durch die definierte Masse und das errechnete Füllvolumen wurde die Schüttdichte entsprechend errechnet.

Die Ermittlung des Schüttwinkels erfolgte stets im Anschluss an die Bestimmung der Füllhöhe. Der Gliedermaßstab wurde aus dem Rohr entfernt. Im Anschluss wurde das Rohr vertikal zum Boden mit einer gleichbleibenden Geschwindigkeit von ungefähr  $20 \text{ cm/s}$  vertikal geführt. Nachdem die Füllhöhe des Zements überschritten wurde, das Rohr aus dem Versuchsaufbau entfernt und eine Beruhigung des Schüttguts stattgefunden hat, wurde eine Aufnahme durchgeführt. Anhand dieser Aufnahme erfolgte eine anschließende Bestimmung des Schüttwinkels für die linke und rechte Flanke der Schüttung.

Für die Ermittlung des Ausströmwinkels wurde ein separater Versuchsaufbau verwendet. Eine Box mit transparenter Scheibe als Front wurde mit einem zusätzlichen Schieberblech im Boden ausgestattet. Das Schieberblech wurde mit einer Breite von  $100 \text{ mm}$  ausgeführt und nach dem Befüllen mit Zement und dem Vergleichmäßigen des Zements herausgezogen. Die Positionierung des Schieberblechs wurde niedriger als der verbliebene Behälterboden vorgesehen. Bei einem vollständigen Entfernen des Schieberblechs konnte so sichergestellt werden, dass keine zusätzliche Abstützkante für das Schüttgut verbleibt. In der Abbildung 4.2 ist der Versuchsaufbau dargestellt.

Die linke Darstellung zeigt den Versuchsaufbau ohne Füllung, während die rechte Darstellung den befüllten Zustand mit leicht vergleichmäßiger Oberfläche zeigt.



Abbildung 4.2: Versuchsaufbau zur Ermittlung des Ausströmwinkels - unbefüllter Zustand (links) und befüllter Zustand zur Versuchsdurchführung mit vorhandenem Schieberblech (rechts)

Zu Beginn jeden Versuchs wurde der Behälter mit Zement befüllt und die Oberfläche vergleichmäßigt. Hierbei wurde darauf geachtet, keine Verdichtung des Zements zu bewirken. Im Gegensatz zu dem Versuchsaufbau für die Bestimmung der Schütt-dichte erfolgt die Befüllung nicht mit einer definierten Masse. Nach Vergleichmäßigung wurde das Schieberblech im Boden mit einer gleichmäßigen Geschwindigkeit von ungefähr  $20 \text{ cm/s}$  herausgezogen und aus dem Versuchsaufbau entfernt. Nachdem kein weiteres Fließen mehr festgestellt werden konnte, wurde eine Aufnahme durchgeführt. Die Aufnahme wurde analog zu der Bestimmung des Schüttwinkels im Anschluss zur Bestimmung des Flankenwinkels verwendet.

Für die Bestimmung des Reibwinkels wurde ein neigbarer Versuchsaufbau mit einer Metallplatte aus dem Werkstoff 1.4301 als Grundplatte vorgesehen. Mithilfe einer Probenform mit einem Durchmesser von  $100 \text{ mm}$  wurde das Schüttgut auf die Metallplatte aufgebracht, wobei keine definierte Masse vorgesehen wurde. Nach Befüllung der Probenform erfolgte eine zusätzliche Vergleichmäßigung der Probenoberfläche, während darauf geachtet wurde, keine Kompaktierung zu bewirken. Die Neigung der Metallplatte wurde durch einen Flaschenzug, der mit der Metallplatte verbunden wurde, variiert. Die Messaufnahme des Winkels erfolgte mittels eines elektronischen Winkelmessers. In der Abbildung 4.3 ist der Versuchsaufbau dargestellt. Die linke Darstellung zeigt den Versuchsaufbau in waagerechter Position mit der verwendeten Probenform. Die rechte Darstellung zeigt die aufgebrachte Menge Zement durch die Probenform.

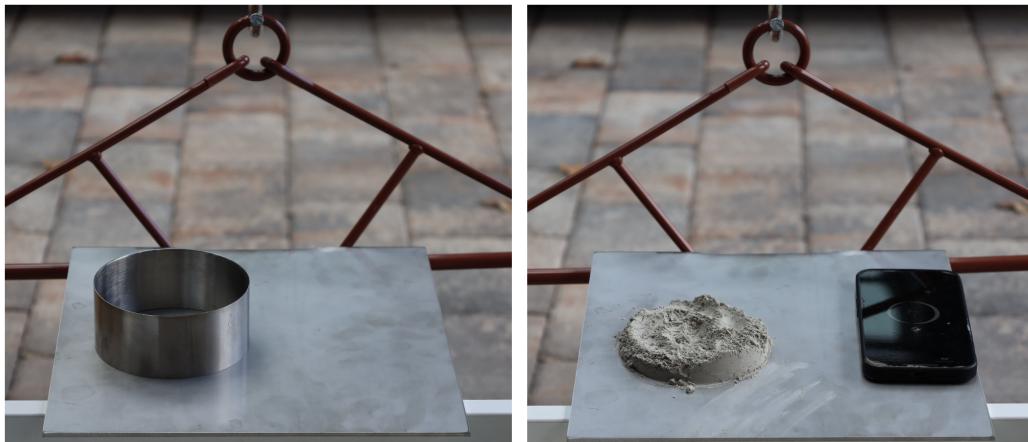


Abbildung 4.3: Versuchsaufbau zur Bestimmung des Reibwinkels von Zement - Probenform ohne Schüttgut bei einem Neigungswinkel von  $0^\circ$  (links) und aufgebrachte Probe bei einem Neigungswinkel von  $0^\circ$  (rechts)

Nach Aufbringen der Probe auf die Metallplatte wurde der Neigungswinkel startend aus der waagerechten Position erhöht. Durch betätigen des Flaschenzuges wurde die Metallplatte mit einer Winkelgeschwindigkeit von ungefähr  $4^\circ/s$  bis zu einem Neigungswinkel von  $45^\circ$  geneigt. Während der gesamten Versuchsdauer wurden Videoaufnahmen des Versuchs durchgeführt. Anhand der Videoaufnahmen erfolgte im Nachgang eine Auswertung der Probenform in Abhängigkeit der Neigung sowie des eigentlichen Reibwinkels.

#### 4.1.2 Auswertung der Materialparameter von Zement und Bypassstaub

Die Durchführung der zuvor beschriebenen Versuche erfolgte mit einer definierten Anzahl an Versuchen, die in Anlehnung an frühere Forschungsvorhaben, wie der „DEM-Schüttgutdatenbank“ der TU München, gewählt wurde. Folglich wurden für die Bestimmung der Schüttdichte fünf Wiederholungen und für die weiteren Versuche zehn Wiederholungen festgelegt. Die Auswertung der Partikelgrößenverteilung und der Fließfähigkeit erfolgte mit sämtlichen vorliegenden Daten. [17]

In der Tabelle 4.1 sind die gemessene Füllmenge und Füllhöhe für die einzelnen Versuchsdurchführungen aufgetragen. Anhand des definierten Rohrdurchmessers wurde das Füllvolumen errechnet, woraus die angegebene Schüttdichte resultiert.

Tabelle 4.1: Messreihe zur Ermittlung der Schüttdichte von Zementstaub

Messdurchgang	1	2	3	4	5	
Füllmenge	4473	4468	4462	4450	4550	[g]
Füllhöhe	160	163	162	162	163	[mm]
Schüttdichte	890,3	873,0	877,2	874,8	869,4	[kg/m <sup>3</sup> ]

Für den Zementstaub konnte eine durchschnittliche Schütttdichte von  $\rho = 876,9 \text{ kg/m}^3$  bei einer Standardabweichung von  $s = 8 \text{ kg/m}^3$  ermittelt werden. Die gemessene Schütttdichte liegt leicht unterhalb der typischen Werte für Portlandzement. Die errechnete Standardabweichung ist vergleichbar mit Versuchsreihen zur Ermittlung des Schüttgewichts in der Literatur. [17]

In der Abbildung 4.4 ist eine Beispielaufnahme zur Auswertung des Schüttwinkels dargestellt. Die Aufnahme erfolgte im Anschluss der zuvor definierten Versuchsdurchführung. Beispielhaft wurde der Schüttwinkel der linken Flanke angetragen, wobei die unterschiedlichen Ebenen der Aufnahmen zu beachten sind. Aus diesem Grund sind nicht zwangsläufig die Außenkonturen der Abbildungen verwendbar.



Abbildung 4.4: Schüttwinkel von Zement mit sehr kohäsivem Verhalten nach Versuchsdurchführung

Die visuelle Auswertung deutet bereits auf ein kohäsives Schüttgutverhalten aufgrund der steilen Flanken und dem weiterhin bestehendem Schüttgutkern hin. In der Tabelle 4.2 sind die Ergebnisse für den gemessenen Schüttwinkel links und rechts für die Versuchsdurchgänge aufgetragen. Die Messung des Schüttwinkels erfolgte im Nachgang zu der Versuchsdurchführung anhand des aufgenommenen Bildmaterials.

Tabelle 4.2: Messreihe zur Ermittlung des Schüttwinkels von Zementstaub

Messdurchgang	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Schüttwinkel links	55	59	61	60	58	62	61	60	64	60	[°]
Schüttwinkel rechts	57	59	65	58	61	60	63	62	62	63	[°]

Für den Zement konnte ein linker Schüttwinkel von  $60^\circ$  bei einer Standardabweichung von  $s = 2,40^\circ$  und für den rechten Schüttwinkel von  $61^\circ$  bei einer Standardabweichung von  $s = 2,49^\circ$  ermittelt werden. Neben einem hohen Schüttwinkel sind ebenfalls hohe Standardabweichungen festzustellen. Bei Versuchen von „Günthner“ zeigten insbesondere kohäsive Schüttgüter eine größere Standardabweichung, wobei ein zusätzlicher Einfluss zum gewählten Rohrdurchmesser für die Versuche besteht [17]. Insofern bestätigen die visuelle Auswertung und die Messungen des Schüttwinkels ein kohäsives Verhalten des Schüttguts.

In der Abbildung 4.5 ist eine Beispielaufnahme zur Auswertung des Ausströmwinkels dargestellt. Die Aufnahme erfolgte im Anschluss der zuvor definierten Versuchsdurchführung. Beispielhaft wurde der Ausströmwinkel für die rechte Flanke angetragen.

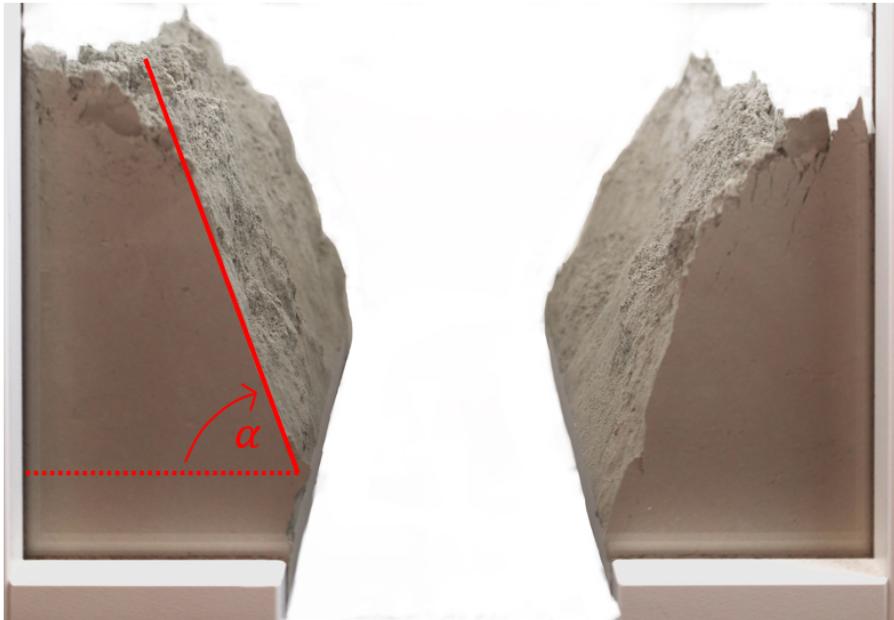


Abbildung 4.5: Ausströmwinkel von Zement mit sehr kohäsivem Verhalten nach Versuchsdurchführung

Die visuelle Auswertung deutet, wie bereits beim Schüttwinkel, auf ein kohäsives Schüttgutverhalten hin. Es sind steile Flankenwinkel über die gesamte Tiefe vorhanden. In der Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse für die gemessenen Flankenwinkel links und rechts für die Versuchsdurchgänge des Ausströmwinkels aufgetragen. Die Messung erfolgte, analog zum Schüttwinkel, im Nachgang zu der Versuchsdurchführung anhand des aufgenommenen Bildmaterials.

Tabelle 4.3: Messreihe zur Ermittlung des Ausströmwinkels von Zementstaub

Messdurchgang	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Flankenwinkel rechts	90	80	71	77	80	76	74	70	71	71	[°]
Flankenwinkel links	74	77	83	78	76	74	76	75	73	72	[°]

Für den Zement konnte ein rechter Ausströmwinkel von  $76^\circ$  bei einer Standardabweichung von  $s = 6,18^\circ$  und für den linken Ausströmwinkel von  $75,8^\circ$  bei einer Standardabweichung von  $s = 3,12^\circ$  ermittelt werden. Analog zu der Auswertung des Schüttwinkels ergeben sich hier ebenfalls hohe Ausströmwinkel und teilweise eine hohe Standardabweichung.

In der Abbildung 4.6 ist die Schüttgutprobe während des Versuchs zur Bestimmung des Reibwinkels bei unterschiedlichen Neigungswinkeln dargestellt. Die Auswertung

und Fotoaufnahmen erfolgten auf Basis der Videoaufnahmen während der Versuchsdurchführung.



Abbildung 4.6: Probenform in Abhängigkeit des Neigungswinkels der Metallplatte: 0° Neigungswinkel (links), 20° Neigungswinkel (mitte), 36° Neigungswinkel (rechts)

Die Probe weist eine sehr gute Formstabilität bis zum eigentlichen Gleiten auf. Bei steigendem Neigungswinkel erfolgt ein begrenztes Zusammenfallen der Probe, wobei dies abhängig von der aufgebrachten Probenhöhe ist. Insofern bestätigen die Versuche zur Ermittlung des Reibwinkels ebenfalls ein kohäsives Schüttgutverhalten. Die Ergebnisse der einzelnen Messungen des Reibwinkels sind in der Tabelle 4.4 aufgeführt. Die Messung erfolgte anhand der Videoaufnahmen im Nachgang zur Versuchsdurchführung.

Tabelle 4.4: Messreihe zur Ermittlung des Reibwinkels zwischen Zementstaub und Stahl aus 1.4301

Messdurchgang	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Reibwinkel	36	39	36	38	37	39	37	36	36	37	[°]

Für den Zement konnte ein mittlerer Reibwinkel von  $37,1^\circ$  bei einer Standardabweichung von  $s = 1,14$  ermittelt werden. Umgerechnet zum Haftreibungskoeffizienten ergeben sich ein mittlerer Reibwert von 0,76 bei einer Standardabweichung von  $s = 0,03$ . Vergleichbare Reibwerte und Standardabweichungen konnten bereits bei früheren Untersuchungen festgestellt werden. [17]

Für die Auswertung der Partikelgrößenverteilung wurde auf insgesamt zehn Proben eines deutschen Anlagenbauers aus der Zementindustrie zurückgegriffen. Aufgrund von Geheimhaltungsgründen sind die einzelnen Proben nummeriert und ohne Bezug zu einzelnen Zementwerken. Bei den Messwerten handelt es sich um eine Summenverteilung bezogen auf das Volumen und somit der Mengenart  $r = 3$ . Die Summenverteilung  $Q_3$  über die Korngröße in mm ist in der Abbildung 4.7 für die einzelnen Proben aufgetragen.

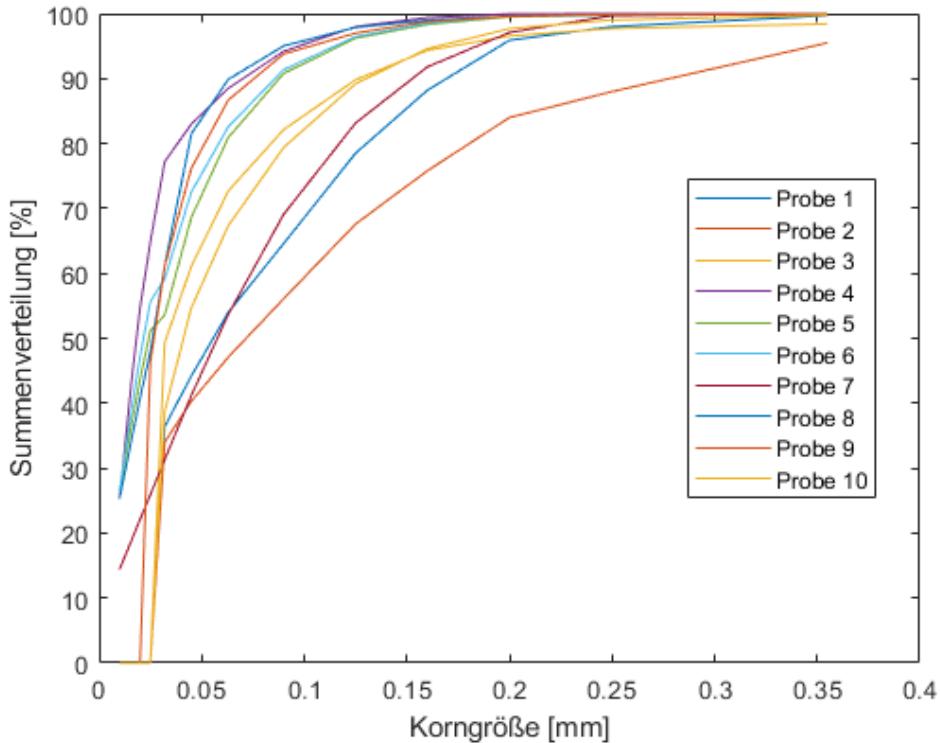


Abbildung 4.7: Partikelgrößenverteilung von zehn unterschiedlichen Proben By-passstaub aus unterschiedlichen Zementwerken: Summenverteilung (Mengenart  $r = 3$ ) in % über die Korngröße in mm aufgetragen.

Bei einem Großteil der Proben zeigt sich ein Summenanteil von 50 % bei einer Korngröße von  $50 \mu m$  und kleiner. Insbesondere bei Korngrößen über  $50 \mu m$  zeigen sich deutliche Unterschiede in der Summenverteilung der einzelnen Proben. Vereinzelt ergeben sich nennenswerte Anteile bei Korngrößen von mehr als  $200 \mu m$  während einige Verteilungen bereits bei  $150 \mu m$  einen Summenanteil von über 95 % aufweisen. Die maximale gemessene Korngröße unter den Proben betrug  $350 \mu m$ .

Für die Berechnung unterschiedlicher Parameter wird der mittlere Partikeldurchmesser  $d_{50}$  verwendet. Anhand der vorhandenen Partikelgrößenverteilung kann eine Berechnung des mittleren Partikeldurchmessers erfolgen. In der Abbildung 4.8 ist der mittlere Partikeldurchmesser  $d_{50}$  in  $mm$  über der Probennummer aufgetragen. Zusätzlich ist der durchschnittliche mittlere Partikeldurchmesser  $d_{50}$  für sämtliche Proben angegeben.

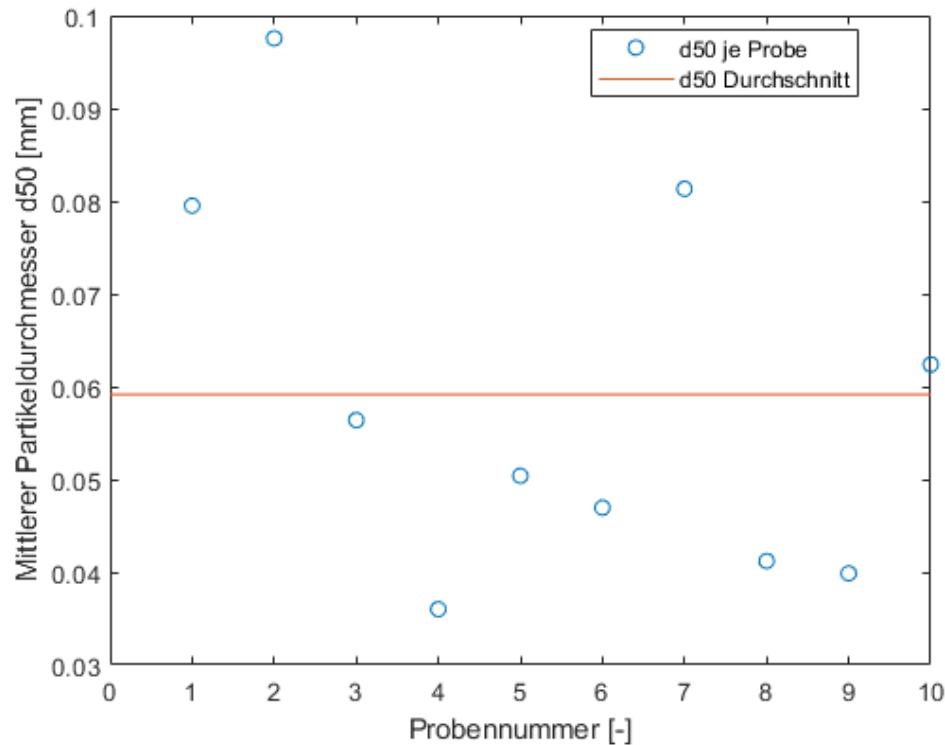


Abbildung 4.8: Mittlere Partikelgröße  $d_{50}$  für die einzelnen Proben sowie die durchschnittliche Partikelgröße  $d_{50}$  - Mittlere Partikelgröße  $d_{50}$  in mm aufgetragen über die Probennummer

Es zeigen sich deutliche Abweichungen zwischen den einzelnen Proben und ergeben hierdurch eine starke Streuung um den Mittelwert. Es zeigt sich somit eine Abhängigkeit zwischen der Partikelgrößenverteilung, dem mittleren Partikeldurchmesser  $d_{50}$  und der chemischen Zusammensetzung der einzelnen Proben. Für aufbauende Berechnungen wird ein mittlerer Partikeldurchmesser von  $59 \mu\text{m}$  berücksichtigt.

In der Abbildung 4.9 ist das Fließverhalten von zehn unterschiedlichen Bypassstäben über die größte Verfestigungsspannung aufgetragen. Zusätzlich erfolgt die Einteilung in die definierten Bereiche frei fließend, leicht fließend, kohäsig, sehr kohäsig und nicht fließfähig bzw. verhärtet. Sechs Proben können der Kategorie leicht fließend zugeordnet werden, während vier weitere Proben den Bereichen kohäsig oder sehr kohäsig zugeordnet werden können. Bezogen auf die Fließfähigkeit zeigt sich somit, dass deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Zementwerken bestehen. [48]

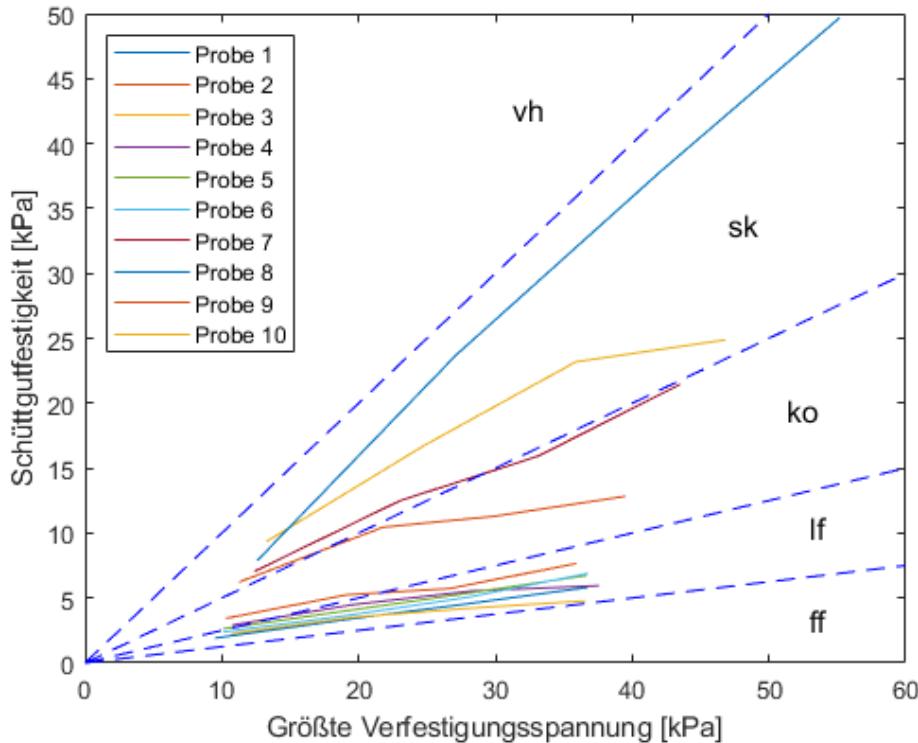


Abbildung 4.9: Fließverhalten von zehn unterschiedlichen Proben Bypassstaub aus unterschiedlichen Zementwerken - Schüttgutfestigkeit über die größte Verfestigungsspannung aufgetragen - vh = verhärtet, sk = sehr kohäsiv, ko = kohäsiv, lf = leicht fließend, ff = frei fließend

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Materialeigenschaften je Zementwerk unterschiedlich sind und keine allgemeingültigen Materialparameter für die DEM-Simulation gewonnen werden können. Während die Versuche zur Bestimmung des Schüttwinkels, des Ausströmwinkels und des Reibwinkels deutlich geringere Streuungen aufweisen, zeigt insbesondere die Fließfähigkeit eine große Streuung zwischen den einzelnen Proben. Eine Wechselwirkung zwischen den einzelnen Materialparametern kann nicht ausgeschlossen werden, weshalb Versuchsdurchführungen mit unterschiedlichen Zementsorten ebenfalls zu großen Streuungen führen könnten. Grundsätzlich haben unterschiedliche Parameter wie die Feuchtigkeit, aber auch die Schüttguttemperatur und die Partikelgrößenverteilung, Einfluss auf die Fließfähigkeit des Schüttguts. [48]

#### 4.1.3 Kalibrierung des Schüttguts für die DEM-Simulation

In den praktischen Versuchen zur Ermittlung der Schüttguteigenschaften und der zusätzlichen Datenauswertung der Ringscherzelle zeigt sich insbesondere bei der Fließfähigkeit eine sehr große Varianz. Eine allgemeingültige Kalibrierung des Bypassstaubs ist somit nicht möglich. Für die weiteren Untersuchungen werden deshalb zwei unterschiedliche Schüttgüter kalibriert, wobei eines mit einem sehr kohäsiven Fließverhalten und das andere mit einem leicht fließenden Fließverhalten kalibriert

wurden. Die Kalibrierung wurde mittels des unstrukturierten Ansatzes durchgeführt, wodurch der Parametersatz ohne eine vorherige Parameterstudie ermittelt wurde. In Form eines iterativen Prozesses wurden die Parameter dann angepasst, um möglichst genau die Zielgrößen zu erreichen. [17]

Um die Berechnungszeiten zu begrenzen wird ein „Coarse Graining“ des Schüttguts berücksichtigt, in dessen Kontext der Partikeldurchmesser des Schüttguts deutlich größer gewählt wurde. Die Literatur bestätigt einen Faktor von 3 als unproblematisch für die Berechnung. Bei kleinen Partikelgrößen kann zudem ein größerer „Coarse Graining“ Faktor angesetzt werden. Aufgrund der Partikelanzahl im System, der Systemgröße und der Anzahl der durchzuführenden Simulationen wird im Folgenden ein deutlich größerer Faktor für das „Coarse Graining“ angesetzt. [4]

Abhängig von der untersuchten Probe zeigte sich, bezogen auf die Masse, bei einem Durchgangsanteil von ungefähr 50 % ein Partikeldurchmesser von  $25 \mu\text{m}$ . Bei einem Durchgangsanteil von 100 % wurde ein Partikeldurchmesser von  $350 \mu\text{m}$  ermittelt. Für die Kalibrierung und die folgenden Simulationen wurde zur Begrenzung der Berechnungszeit ein Partikeldurchmesser von  $4 \text{ mm}$  angesetzt. Bezogen auf die gemessenen Partikeldurchmesser ergibt sich ein „Coarse Graining“ von 160 bzw. 11,5, wodurch der in der Literatur vorhandene Richtwert deutlich überschritten wird. Eine vergleichbare Vorgehensweise findet sich in der Literatur bei der Kalibrierung für Milchpulver im Rahmen eines Forschungsprojektes. Für Milchpulver konnte ein Medianwert  $d_{50}$  von  $62 \mu\text{m}$  und ein maximaler Wert  $d_{100}$  von ungefähr  $350 \mu\text{m}$  ermittelt werden. Im Rahmen der Kalibrierung des Milchpulvers wurde eine Partikelgrößenverteilung mit einem Mindestdurchmesser von  $4 \text{ mm}$  gewählt. Daraus ergeben sich ebenfalls ähnlich große „Coarse Graining“ Faktoren, die den allgemeinen Richtwert in der Literatur deutlich überschreiten. [17]

Als Zielgröße für das sehr kohäsive Schüttgut wurden die zuvor praktisch ermittelten Kennwerte des Schüttwinkels, des Ausströmwinkels, des Reibwinkels und der Ringscherzelle angesetzt. Für das fließende Schüttgut wurde das Ergebnis der Ringscherzelle angesetzt, da die anderweitig ermittelten Kennwerte nicht anwendbar sind. Die Kalibrierung beider Schüttgüter erfolgte auf einem Desktop-PC mit 32 GB Arbeitsspeicher und einer Nvidia T1000 Grafikkarte. Für die Kalibrierung wurde die Programmversion Ansys Rocky™ 2024 R1.1 eingesetzt. Um eine Vergleichbarkeit mit den praktischen Versuchen zu erreichen, wurden die voreingestellten Versuchsaufbauten an die Realität angepasst. Angepasste Versuchsaufbauten wurden für den Schüttwinkel, den Ausströmwinkel und den Reibwinkel eingesetzt. Für die Auswertung der einzelnen Simulationen wurde zum Teil die Calibration-Suite verwendet.

In der Tabelle 4.5 sind die gewählten Einstellparameter für das sehr kohäsive und leicht fließende Schüttgut aufgeführt. Während diverse Parameter beider Kalibrierungen gleich gewählt wurden, zeigt sich insbesondere bei den Adhäsionskoeffizienten und Adhäsionsabständen ein Unterschied. Zusätzlich wurden angepasste statische und dynamische Reibwiderstände und Rollwiderstände verwendet. In der weiterführenden Betrachtung erfolgt lediglich ein direkter Vergleich zwischen dem sehr

kohäsiven Schüttgut und der entsprechenden Kalibrierung. Aufgrund der bewussten Abweichung bei der leicht fließenden Kalibrierung kann kein verwertbarer Vergleich zu den praktisch ermittelten Materialkennwerten erfolgen.

Tabelle 4.5: Kalibrierparameter für ein sehr kohäsives und ein leicht fließendes Schüttgut

Schüttgut	sehr kohäsiv	leicht fließend	
Partikeldurchmesser	4	4	[mm]
E-Modul	$8 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^6$	[N/mm <sup>2</sup> ]
Rollwiderstand	0,05	0,1	[ <sup>-</sup> ]
Statischer Reibwinkel - Stahl und Partikel	0,25	0,2	[ <sup>-</sup> ]
Dynamischer Reibwinkel - Stahl und Partikel	0,25	0,2	[ <sup>-</sup> ]
Tangentiales Steifigkeitsverhältnis - Stahl und Partikel	1	1	[ <sup>-</sup> ]
Adhäsions Distanz - Stahl und Partikel	0,02	0,04	[mm]
Adhäsions Koeffizient - Partikel und Partikel	0,02	0,04	[ <sup>-</sup> ]
Statischer Reibwinkel - Partikel und Partikel	0,12	0,12	[ <sup>-</sup> ]
Dynamischer Reibwinkel - Partikel und Partikel	0,12	0,12	[ <sup>-</sup> ]
Tangentiales Steifigkeitsverhältnis - Partikel und Partikel	1	1	[ <sup>-</sup> ]
Adhäsions Distanz - Partikel und Partikel	0,12	0,0	[mm]
Adhäsions Koeffizient - Partikel und Partikel	0,2	0,0	[ <sup>-</sup> ]
Stoßzahl Partikel/Partikel	0,6	0,6	[ <sup>-</sup> ]
Stoßzahl Partikel/Wand	0,69	0,69	[ <sup>-</sup> ]
Querkontraktionszahl	0,3	0,3	[ <sup>-</sup> ]

Die Kalibrierung des statischen Schüttwinkels erfolgt für beide Schüttgüter mit einem „Numerical Softening Factor“ von 0,001. Der Versuchsaufbau bestand analog zu den praktischen Versuchen aus einem Rohr mit 200 mm Durchmesser, positioniert auf einer waagerechten Ebene. Das Rohr wurde mit einer definierten Masse an Partikel per Volumenfüllung gefüllt, welche durch die Calibration Suite selbst begrenzt wurde. Nach Beruhigung der Partikelschüttung wurde das Rohr mit einer Geschwindigkeit von 20 cm/s vertikal zum Boden geführt. Nach der Beruhigung der Partikel erfolgte eine Messung des Schüttwinkels in mehreren Achsen durch die Calibration Suite. Der Schüttwinkel des kalibrierten sehr kohäsiven Schüttgut ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Die Höhe der kalibrierten Schüttung ist farblich gekennzeichnet.

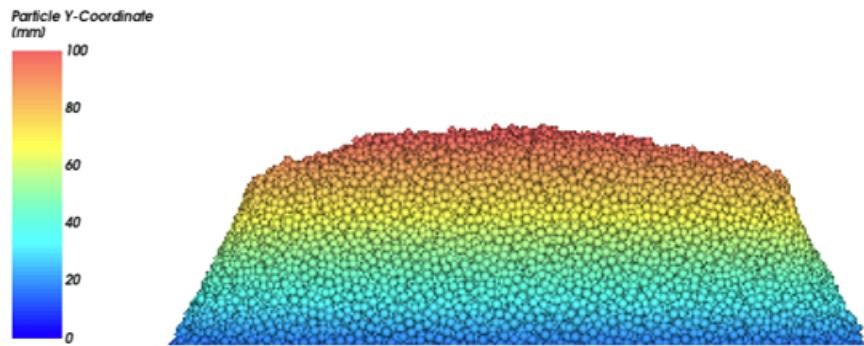


Abbildung 4.10: Kalibrierter statischer Schüttwinkel für das sehr kohäsive Schüttgut

Das sehr kohäsive Schüttgut weist einen kalibrierten Schüttwinkel von  $63,6^\circ$  auf. Die Schüttung besitzt eine geringe Aufweitung auf  $30\text{ cm}$  im Vergleich zum Ursprungs-durchmesser von  $20\text{ cm}$  auf. Grundsätzlich zeigt sich ebenfalls ein stabiler Schütt-gutkern, wie in den praktischen Versuchen ermittelt. Das leicht fließende Schüttgut, welches nicht in der Abbildung 4.10 enthalten ist, weist einen kalibrierten Schüttwin-kel von  $9,5^\circ$  auf. Die Schüttung besitzt eine Aufweitung auf deutlich über  $30\text{ cm}$  im Vergleich zum Ursprungs-durchmesser von  $20\text{ cm}$ . In diesem Fall ist abweichend zu den praktischen Erkenntnissen aus Kapitel 3 kein stabiler Schüttgutkern vorhanden.

Für die Kalibrierung des Ausströmwinkels wurde ein „Numerical Softening Factor“ von  $0,001$  eingesetzt. Der Kasten wurde zu Beginn mit dem Schüttgut gefüllt und nach einer definierten Zeit wurde ein Teil des Bodens herausgezogen. Das sehr kohäsive Schüttgut weist einen Ausströmwinkel von  $69,2^\circ$  und das leicht fließende Schüttgut einen Ausströmwinkel von  $4,6^\circ$  auf. In der Abbildung 4.11 ist der kali-brierte Ausströmwinkel des sehr kohäsiven Schüttguts dargestellt.

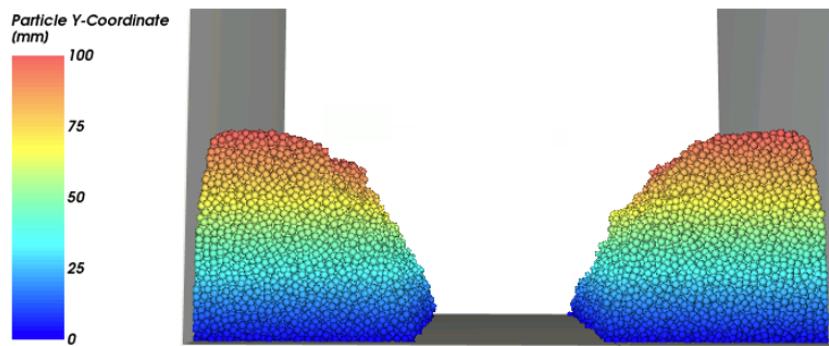


Abbildung 4.11: Kalibrierter Ausströmwinkel für das sehr kohäsive Schüttgut

Kalibrierung und Praxis weisen ein ähnlich kohäsives Verhalten mit steilen Flanken auf. Das sehr kohäsive Schüttgut besitzt einen kalibrierten Flankenwinkel von  $69,2^\circ$ . Analog zu den Abweichungen beim kalibrierten Schüttwinkel, besitzt das leicht flie-ßende Schüttgut einen niedrigen Ausströmwinkel von lediglich  $4,6^\circ$ .

Die Kalibrierung des Reibwinkels erfolgte für beide Schüttgüter mit einem „Numerical Softening Factor“ von 0,001. Mithilfe eines Rohrs wurde eine definierte Menge des Schüttguts mit begrenztem Außendurchmesser erzeugt. Das Rohr als Begrenzung wurde aus der Simulation entfernt und besaß keinen weiteren Einfluss. Im Anschluss wurde die Platte mit einer definierten Geschwindigkeit von  $4^\circ/s$ , analog zu den praktischen Versuchen, geneigt. In der Abbildung 4.12 ist der kalibrierte Reibwinkel des sehr kohäsiven Schüttguts, direkt vor Beginn des Gleitens, in einer Seitenansicht dargestellt.

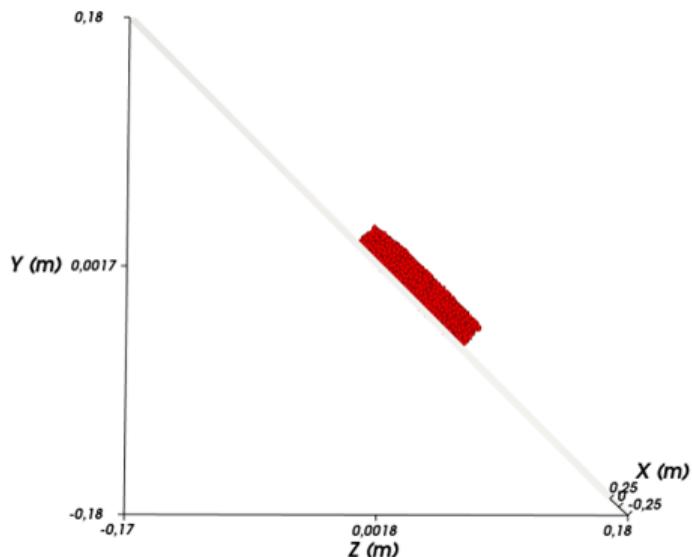


Abbildung 4.12: Kalibrierter Reibwinkel des sehr kohäsiven Schüttguts in der Seitenansicht bei einem Neigungswinkel von  $45^\circ$

Das kalibrierte Schüttgut weist eine sehr gute Formstabilität bis zum Gleiten auf und übersteigt in dieser Eigenschaft die praktischen Versuche. Das leicht fließende Schüttgut, welches nicht in Abbildung 4.12 enthalten ist, weist eine deutlich geringere Formstabilität auf. Bereits vor dem eigentlichen Gleiten erfolgt ein Verfallen der Ursprungsform. Der Reibwinkel für das kalibrierte sehr kohäsive Schüttgut beträgt  $45^\circ$  und für das leicht fließende Schüttgut  $11,3^\circ$ .

Die Kalibrierung der Fließfähigkeit der Ringscherzelle erfolgte mit einem „Numerical Softening Factor“ von 1. Für die Kalibrierung wurde der Standardaufbau der Ringscherzelle aus der Calibration Suite verwendet und keine Änderungen vorgenommen. In der Abbildung 4.13 ist die Fließfähigkeit der einzelnen Proben, die durchschnittliche Fließfähigkeit der Proben sowie die kalibrierte Fließfähigkeit der beiden Schüttgüter aufgetragen. Für die Fließfähigkeit der einzelnen Proben wurde jeweils der Durchschnittswert der Abscherpunkte berechnet und aufgetragen.

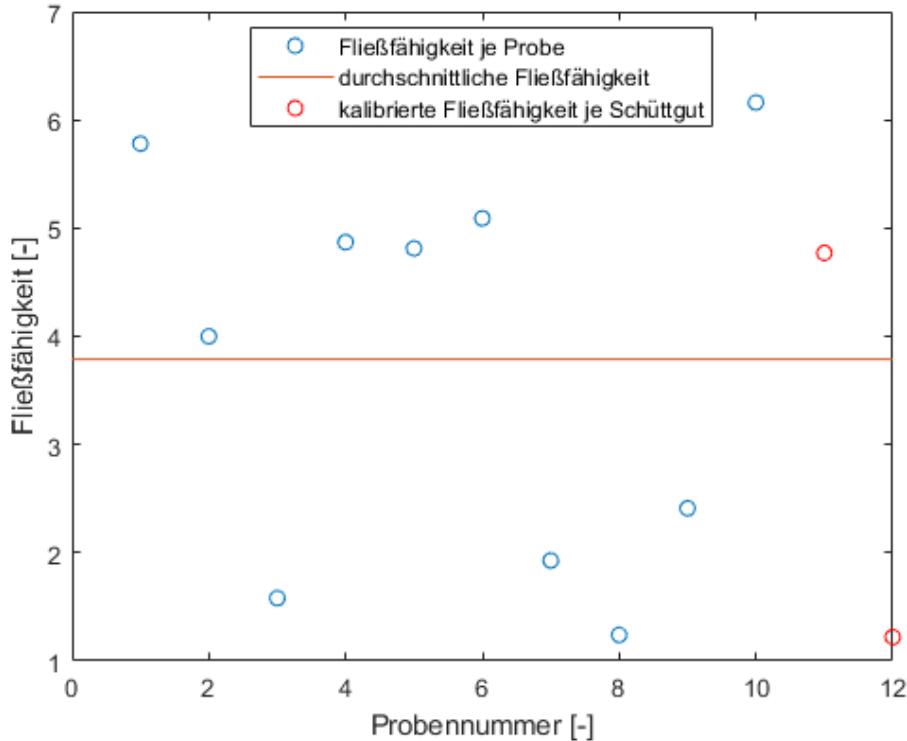


Abbildung 4.13: Fließfähigkeit der einzelnen Proben, der kalibrierten Schüttgüter sowie die durchschnittliche Fließfähigkeit der Proben

Das sehr kohäsiv kalibrierte Schüttgut weist eine niedrige Fließfähigkeit von ungefähr 1,2 auf und liegt am untersten Bereich der Proben. Das leicht fließende kalibrierte Schüttgut weist eine deutlich höhere Fließfähigkeit von über 4,5 auf und liegt in einem vergleichbaren Bereich von 3 Proben. Bezogen auf die durchschnittliche Fließfähigkeit der einzelnen Proben zeigt sich somit eine Kalibrierung des Schüttguts oberhalb und unterhalb des Durchschnitts der praktisch ermittelten Werte.

Zusammengefasst zeigt sich für die Fließfähigkeit der Schüttgüter eine passende Kalibrierung, während die Kalibrierung des statischen Schüttwinkels, des Ausströmwinkels und des Reibwinkels deutlichere Abweichungen besitzen. In der Tabelle 4.8 sind die praktisch ermittelten und kalibrierten Werte für die drei Kennwerte für beide Schüttgüter aufgetragen. Zusätzlich ist die prozentuale Abweichung des sehr kohäsiven Schüttguts zum praktisch ermittelten Wert angegeben.

Abhängig von den jeweiligen Kennwerten treten Abweichungen von bis zu 15,4 % zwischen kalibrierten und praktisch ermittelten Kennwerten auf. Der statische Schüttwinkel besitzt mit einem Wert von 4,3 % die geringste Abweichung der Kennwerte. Abweichungen in einer vergleichbaren Größenordnung konnten bereits bei früheren Untersuchungen, insbesondere bei kohäsiven Schüttgütern, festgestellt werden [17]. In Kombination mit der Zielsetzung der Arbeit können die kalibrierten Kennwerte als zufriedenstellend und für die weiteren Untersuchungen passend angesehen werden.

Tabelle 4.6: Kalibrierparameter für das sehr kohäsive und leicht fließende Schüttgut im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten

Kennwert	Versuch	sehr kohäsiv	Abweichung	leicht fließend
Statischer Schüttwinkel	61	63,6	4,3 %	9,5
Ausström-winkel	76	69,2	-9 %	4,6
Reib-winkel	37,1	45	15,4 %	17,6

#### 4.1.4 Aufbau, Rahmenbedingungen und Versuchsplan der Durchmischungssimulation

Für die Durchmischungssimulationen wurde ein vereinfachtes Modell eines Schneckenwärmetauschers in Rohrausführung verwendet. Für die Simulation wurden vier Schneckenflügelgeometrien gewählt, um unterschiedliche Durchmischungseffekte abzubilden. Frühere Untersuchungen zeigten bereits einen deutlichen Einfluss der Schneckenflügelgeometrie oder auch Mischergeometrie auf die Durchmischung. [24][33][40]

Verwendet wurden ein Standard Schneckenflügel, ein Schneckenflügel mit Kleeblattschnitt, ein Schneckenflügel mit Mischpaddel und ein unterbrochener Schneckenflügel, welche in der Abbildung 4.14 dargestellt sind. Der Wellenrohr- und Schneckenflügelaußendurchmesser sind gleich gewählt, um eine Vergleichbarkeit zwischen den unterschiedlichen Varianten zu ermöglichen. Das Wellenrohr besitzt einen Durchmesser von  $219,1\text{ mm}$ , die Schneckenflügel einen Durchmesser von  $315\text{ mm}$  und das Trogrohr  $330\text{ mm}$ . Die Steigung der Schneckenflügel ist einheitlich  $100\text{ mm}$ , wobei der Simulationsraum eine Länge von  $200\text{ mm}$  besitzt.

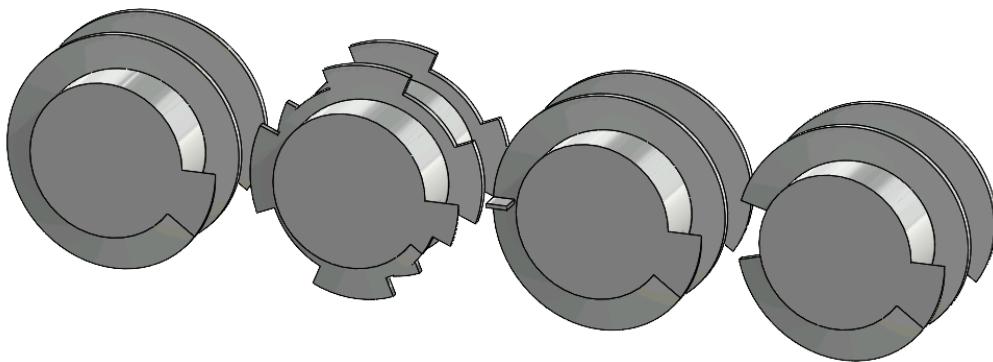


Abbildung 4.14: Unterschiedliche Schneckenflügelgeometrien für die DEM-Simulation, Variante 1 - Standard Schneckenflügel (links), Variante 2 - Kleeblattschnitt (mitte links), Variante 3 - Schneckenflügel mit Mischpaddel (mitte rechts), Variante 4 - Unterbrochene Schneckenflügel (rechts)

In dem Simulationsraum wurde ein Auswertebereich von 100 mm zur statistischen Auswertung des Durchmischungszustands definiert. Der Auswertebereich wurde in einzelne Zellen unterteilt, wobei als Form ein Zylinder gewählt wurde, um den gesamten Förderquerschnitt abzudecken. Die Aufteilung erfolgte radial in drei Zellen, tangential in 18 Zellen und axial in vier Zellen, wodurch in Summe 216 Auswertezellen verwendet werden. Maßlich ergibt sich somit im äußeren Bereich eine Auswertezelle von  $55 \text{ mm} \cdot 16 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}$ , wodurch bei einer Partikelgröße von 4 mm ungefähr 330 Partikel, nicht dichtest gepackt, je Auswertezelle enthalten sein können. In der Abbildung 4.15 sind der Auswertebereich ohne Partikel sowie der Auswertebereich mit Partikeln im durchmischten Zustand dargestellt. Innerhalb der Schneckenwelle erstreckt sich der Auswertebereich weiter, wobei in diesem Bereich kein Partikelkontakt stattfindet und keine Berücksichtigung in der Auswertung erfolgt.

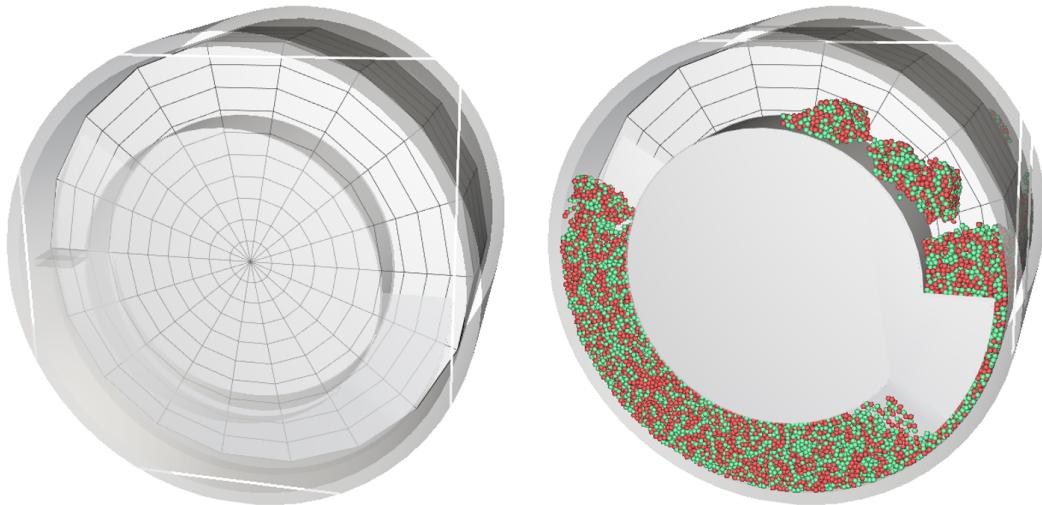


Abbildung 4.15: Darstellung des Auswertebereichs ohne Partikel mit transparenter Schneckenwelle (links), mit Partikeln im durchmischten Zustand (rechts)

Für sämtliche Simulationen ist im kartesischen Koordinatensystem ein periodischer Bereich definiert. Durch den periodischen Bereich findet eine Kopplung zwischen beiden Seiten des Simulationsraums statt, wodurch keine Partikel den Simulationsraum verlassen und somit die Gesamtpartikelzahl begrenzt wird.

Um eine statistische Auswertung zu ermöglichen, werden zu Beginn der Simulation die Partikel mit einem „Division Tagging“ belegt. Die Hälfte der Partikel werden mit einem höheren „Divison Tag“ versehen, wodurch ein undurchmischter Zustand zum Simulationsbeginn ermöglicht wird. Im Simulationsverlauf erfolgt eine Durchmischung der Partikel mit unterschiedlichem „Division Tagging“. In der Abbildung 4.16 sind links das „Division Tagging“ zu Beginn der Simulation ohne durchgeführte Umdrehungen und rechts das „Division Tagging“ am Ende der Simulation und mehreren durchgeführten Umdrehungen dargestellt.

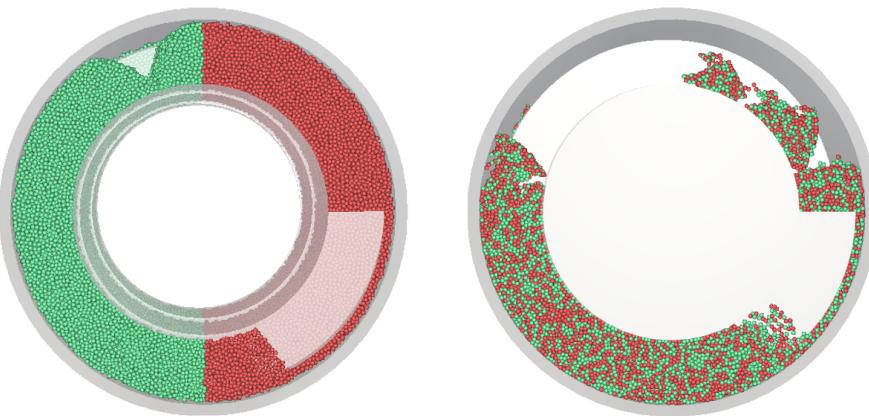


Abbildung 4.16: Darstellung des „Division Tagging“ zu Beginn einer Simulation völlig undurchmischt (links), zum Ende der Simulationszeit völlig durchmischt (rechts)

Aufgrund der Volumenfüllung des Simulationsraums mit einer definierten Partikelmasse zu Beginn der Simulation erfolgt zum Teil eine ungleichmäßige Füllung der beiden Schneckengänge. Zusätzlich findet durch den „Numerical Softening Factor“ stets eine gewisse Überlappung zwischen den Partikeln statt. Hierdurch sind visuell unterschiedliche Füllmengen zu Beginn und Ende in der Abbildung 4.16 erkennbar, während die eigentliche Partikelmasse unverändert ist. Dieser Umstand wird für die durchgeführten Simulationen akzeptiert.

Für die Simulationen wurden unterschiedliche Partikelmassen per Volumenfüllung in die beiden Schneckengänge eingebracht. In der Abbildung 4.17 sind die unterschiedlichen Füllgrade dargestellt. Die Füllgrade beliefen sich auf 20 % unten links, 40 % unten rechts, 60 % oben links und 80 % oben rechts. Insbesondere bei den niedrigeren Füllgraden zeigt sich eine ungleichmäßige Füllung beider Schneckengänge in Förderrichtung.

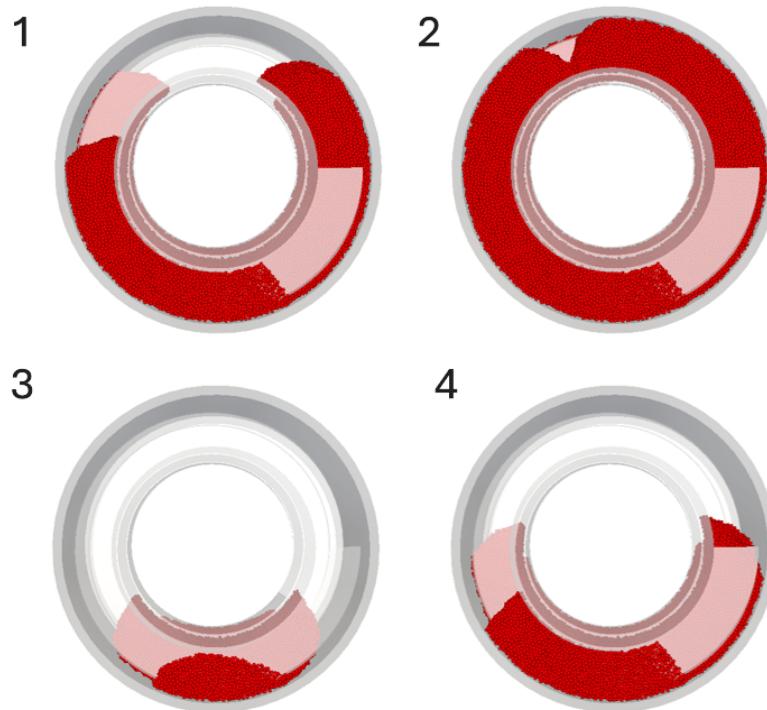


Abbildung 4.17: Darstellung der unterschiedlichen Füllmengen für die Durchmischungssimulationen - Darstellung 1 mit 60 % Füllgrad - Darstellung 2 mit 80 % Füllgrad - Darstellung 3 mit 20 % Füllgrad - Darstellung 4 mit 40 % Füllgrad

Insbesondere zu Beginn der Simulation, bevor eine Vergleichsmäßigung des Füllgrades innerhalb der Schneckengänge stattfindet, treten somit Schwankungen bei der Förderleistung auf. Zusätzlich werden zeitabhängig eine unterschiedliche Anzahl an Auswertezellen für die statistische Auswertung der Durchmischung berücksichtigt. Hieraus resultiert eine zudem zeitabhängige Schwankung des Lacey-Mixing Index.

Neben der Variation des Füllgrads erfolgt ebenfalls eine Variation der Drehzahl der Schneckenwellen. Die Drehzahl wird mit 15 1/min, 25 1/min, 35 1/min und 45 1/min variiert. Für die unterschiedlichen Schneckenflügelgeometrien ergibt sich hierdurch ein definierter Versuchsprinzip für die Durchführung der Simulationen. Es ergeben sich insgesamt 16 einzelne Betriebspunkte  $P_{i,j}$ , die den Versuchsraum abdecken und in der Tabelle 4.7 dargestellt sind. Bei 4 unterschiedlichen Schneckenflügel-Varianten sowie zwei unterschiedlichen Schüttgütern ergeben sich 128 Betriebspunkte für die Simulation der Durchmischung.

Für die Simulation werden, abhängig von der Drehzahl, unterschiedliche Simulationszeiten angesetzt, damit ungefähr eine einheitliche Anzahl an Umdrehungen erfolgt. Die Gesamtanzahl der Umdrehungen wurde mit 30 bis 35 Umdrehungen festgelegt.

Tabelle 4.7: Versuchsbereich der Durchmischungssimulationen - Parameterbereich von 15 1/min bis 45 1/min Drehzahl der Schneckenwelle, sowie 20 % bis 80 % Füllgrad

	15 1/min	25 1/min	35 1/min	45 1/min
20 %	P <sub>1,1</sub>	P <sub>1,2</sub>	P <sub>1,3</sub>	P <sub>1,4</sub>
40 %	P <sub>2,1</sub>	P <sub>2,2</sub>	P <sub>2,3</sub>	P <sub>2,4</sub>
60 %	P <sub>3,1</sub>	P <sub>3,2</sub>	P <sub>3,3</sub>	P <sub>3,4</sub>
80 %	P <sub>4,1</sub>	P <sub>4,2</sub>	P <sub>4,3</sub>	P <sub>4,4</sub>

Um eine Annäherung und Extrapolation des simulierten Lacey-Mixing Index zu ermöglichen, wurden unterschiedliche Regressionen durchgeführt. Durch die Obergrenze des Lacey-Mixing Index  $LMI = 1$  bietet sich eine verschobene Hyperbelfunktion zur Annäherung an. Um unterschiedliche Steigungen zu ermöglichen, kann der Lacey-Mixing Index durch die allgemeine Hyperbelfunktion mit der Steigung  $a$ , Verschiebung  $b$  und der Potenz  $c$  angenähert werden.

$$LMI(N) = -\frac{1}{a(N+b)^c} + 1 \quad (4.1)$$

Aufgrund des „Division Tagging“ der Partikel und den Auswertezellen gilt für den Lacey-Mixing Index  $LMI(N = 0) \neq 0$ . Um dies zu berücksichtigen ist eine Verschiebung der Hyperbel erforderlich. Für sämtliche Annäherungen wird einheitlich der Startwert des Lacey-Mixing Index zu  $LMI(N = 0) = 0,1$  festgelegt. Abhängig vom Betriebspunkt können unterschiedliche Steigungen und Potenzen erforderlich sein, um eine Annäherung zu ermöglichen. Für sämtliche Betriebspunkte wurde eine Annäherung der ersten 5 Potenzen durchgeführt.

$$b = \sqrt[c]{\frac{10}{9a}} \quad (4.2)$$

Die Steigung  $a$  wird abhängig von der jeweiligen Potenz variiert, wobei die Abweichung der kleinsten Quadrate für sämtliche Steigungen einer Potenz ermittelt wurden. Zusätzlich erfolgte ein Vergleich der einzelnen Potenzen in Bezug darauf, welche den größten Regressionskoeffizienten für die simulierten Werte besitzt.

Sowohl der errechnete Lacey-Mixing Index aus den Simulationen als auch die angeherte Funktion können den Wert  $LMI = 1$  nicht berschreiten. Insofern ist die Ermittlung der notwendigen Anzahl an Umdrehungen, um einen ideal durchmischten Zustand zu erreichen, mit einem niedrigeren Lacey-Mixing Index als Grenzwert erforderlich. Für die Auswertung wird ein Grenzwert des Lacey-Mixing Index  $LMI(N_g) = 0,95$ , wie bereits bei früheren Durchmischungsbetrachtungen ermittelt, definiert, wobei  $N_g$  die notwendige Anzahl an Umdrehungen ist. [25]

Die Simulation erfolgte auf einem Desktop-PC mit 32 GB Arbeitsspeicher und einer Nvidia T1000 Grafikkarte. Für die Kalibrierung wurde die Programmversion Ansys Rocky<sup>TM</sup> 2024 R1.1 eingesetzt. Der „Numerical Softening Factor“ wurde abhängig des simulierten Schüttguts gewählt. Für das freifließende Schüttgut wurde auf das Adhsionsmodell verzichtet, weshalb ein „Numerical Softening Factor“ von 0,005 verwendet wurde, um die Überlappung einzelner Partikel zu begrenzen. Für das sehr kohäsive Schüttgut wurde dagegen ein niedriger „Numerical Softening Factor“ von 0,001 gewählt, da durch die Adhsionseffekte eine geringere Überlappung während der Simulationszeit auftrat. Der „Numerical Softening Factor“ wurde für beide Schttgute so gewählt, dass maximal 50 % der Partikel eine Überlappung von mehr als 2,5 % aufweisen.

## 4.2 Auswertung und Interpretation der Simulationsdaten

Im Rahmen der Simulation gewonnene Daten erfordern eine Auswertung und Bewertung der Datenlage. Im Folgenden wird ein Überblick zum Einfluss der Datenmenge auf die Qualität der Ergebnisse gegeben. Im Anschluss erfolgt die eigentliche Auswertung der Mischkennzahlen und Massenströme.

### 4.2.1 Einfluss der simulierten Datenmenge

Für die einzelnen Simulationen an den definierten Betriebspunkten erfolgte die Berechnung des Lacey-Mixing Index für eine nachträgliche Auswertung und ggf. Extrapolation zu festgelegten Grenzwerten. Im Folgenden werden die Ergebnisse beispielhaft an einem definierten Schneckenflügel aufgezeigt und in den Gesamtzusammenhang gesetzt.

In der Abbildung 4.18 ist der Lacey-Mixing Index für unterschiedliche Betriebspunkte aufgetragen. Die aufgetragenen Simulationswerte wurden bei Simulation mit dem leicht fließenden Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN) ermittelt. Bei sämtlichen Werten wurde eine Drehzahl von 45 1/min angewendet, während der Füllgrad zwischen 20 %, 40 %, 60 % und 80 % variiert wurde.

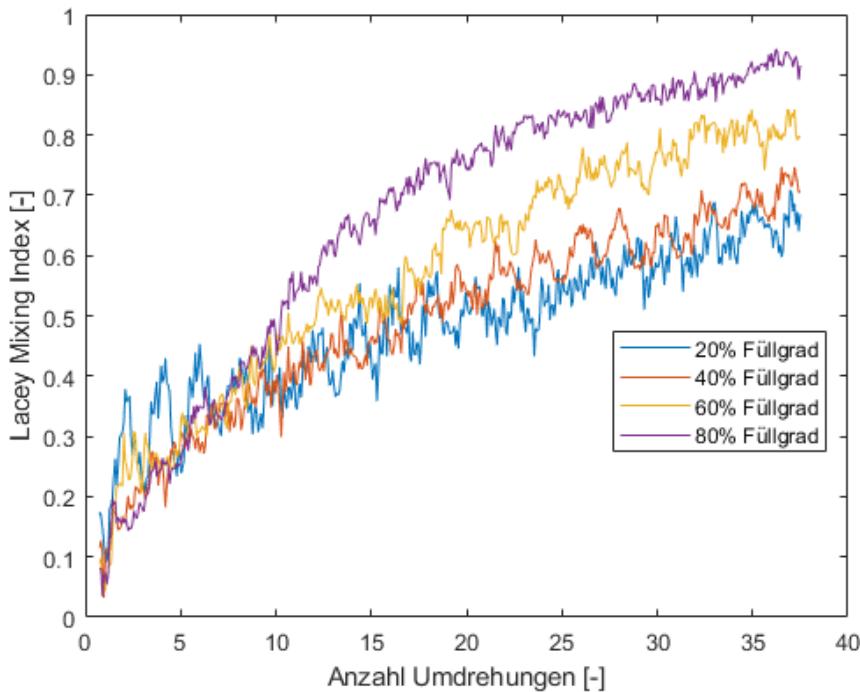


Abbildung 4.18: Simulierter Lacey-Mixing Index für das leicht fließende Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN) in Abhängigkeit von der Anzahl an Umdrehungen - Betriebspunkte: Drehzahl  $45 \text{ 1/min}$ , Füllgrad 20 %, 40 %, 60 % und 80 %

Die durchgeföhrten Simulationen weisen deutliche Unterschiede beim errechneten Lacey-Mixing Index in Abhängigkeit zu den durchgeföhrten Umdrehungen auf. Während bei einem Füllgrad von 80 % bereits ein Lacey-Mixing Index von über 0,9 ermittelt wurde, erreicht der Lacey-Mixing Index bei einem Füllgrad von 20 % und gleicher Anzahl Umdrehungen lediglich einen Wert von unter 0,7. Zudem können Unterschiede im Verlauf der einzelnen Füllgrade festgestellt werden. Bei einem Füllgrad von 80 % zeigt sich zu Beginn ein steiler Anstieg und ab 20 Umdrehungen eine deutliche Abflachung, während bei einem Füllgrad von 20 % ein kurzer steiler Anstieg vorhanden ist und sich darauffolgend ein linearer Verlauf des Lacey-Mixing Index einstellt. Insofern sind für eine passende Regressionsanalyse der Messwerte unterschiedliche Funktionen bzw. Potenzen erforderlich, um diese Steigungsunterschiede und Verläufe zu berücksichtigen.

Der Vergleich zeigt bereits die deutliche Abhängigkeit des Lacey-Mixing Index vom Füllgrad innerhalb des Schneckenwärmetauschers und die Erfordernis zusätzlicher Maßnahmen auf. Zur Ermittlung der Grenzdrehzahl für  $LMI(Ng) = 0,95$  ist somit eine Extrapolation im Anschluss zu der Regressionsanalyse erforderlich, da unter den getroffenen Annahmen für die Simulationsdauer nicht für jeden Betriebspunkt bereits ein  $LMI > 0,95$  resultiert. Durchmischungssimulationen von „Chou“ und „Jin“ zeigte bereits ein durchschnittliches Maximum von  $LMI = 0,95$ , weshalb dies analog berücksichtigt wird. [8][25] Die festgelegte Basis für die Regressionsanalyse

vermeidet einen  $LMI > 1$ , wodurch bereits eine gute Abbildung der Realität in ihren Grenzwerten erfolgt. Dennoch zeigen die aufgeführten Lacey-Mixing Index Verläufe in der Abbildung 4.18, dass unterschiedliche Steigungen und insbesondere Verläufe ausgeprägt sind, die die Regression beeinflussen.

In der Abbildung 4.19 sind die Messwerte für den Lacey-Mixing Index bei einer Drehzahl von 45 1/min und einem Füllgrad von 40 % für das leicht fließende Schüttgut aufgetragen. Zusätzlich sind Regressionskurven auf Basis der Annahmen mit dritter Potenz und unterschiedlicher Datenmenge eingebunden. Die Datenmenge variiert hierbei von 25 % bis in zu 100 % und beginnt stets mit dem ersten Messwert.

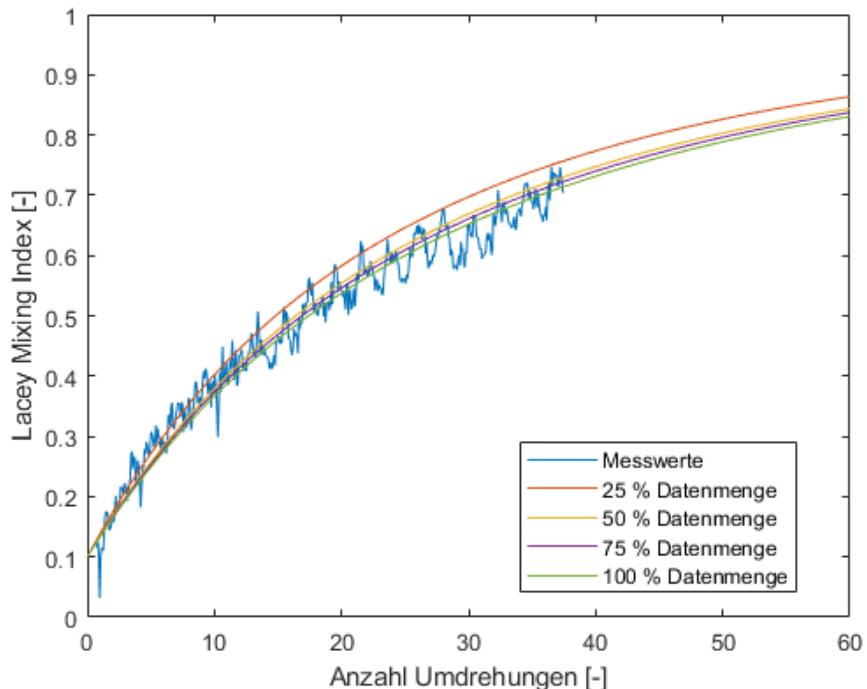


Abbildung 4.19: Simulierter Lacey-Mixing Index für das leicht fließende Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN) in Abhängigkeit der Anzahl an Umdrehungen - Betriebspunkt: Drehzahl 45 1/min, Füllgrad 40 % im Vergleich zu Regressionskurven mit unterschiedlicher Datenmenge

Unabhängig von der Datenmenge ergeben sämtliche Regressionskurven eine gute Annäherung an die Messwerte der Simulation. Mit einer Datenmenge von lediglich 25 % folgt die Regressionskurve einem Verlauf mit höheren Werten im Vergleich zu den verbliebenen drei Regressionskurven. Zudem findet mit steigender Datenmenge eine deutliche Fokussierung der Regressionskurven statt. Bei einem Grenzwert von  $LMI = 0,7$  ist bereits eine Differenz von ungefähr 5 Umdrehungen zwischen der 25 % Datenmenge und den verbliebenen 3 Regressionskurven vorhanden. Die Abbildung 4.19 zeigt eindeutig, dass bei steigender Datenmenge genauere Ergebnisse erzielt werden können und eine verkürzte Simulationszeit mit Abweichungen bei der Berechnung des Lacey-Mixing Index einhergeht. Eine pauschale Aussage zur Größe

der Abweichungen kann nicht getroffen werden, da unterschiedlichste Messwertverläufe aus der Simulation resultieren und dadurch ebenfalls unterschiedlich Einfluss auf die Regressionskurven genommen wird.

Durch Extrapolation der Regressionskurven auf Basis der Messwerte kann die notwendige Anzahl an Umdrehungen für die Bedingungen  $LMI = 0,95$  für die einzelnen Betriebspunkte errechnet werden. In der Abbildung 4.20 ist die Anzahl an Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl aufgetragen. Die linke Abbildung gilt hierbei für das leicht fließende Schüttgut und die rechte Abbildung für das sehr kohäsive Schüttgut.

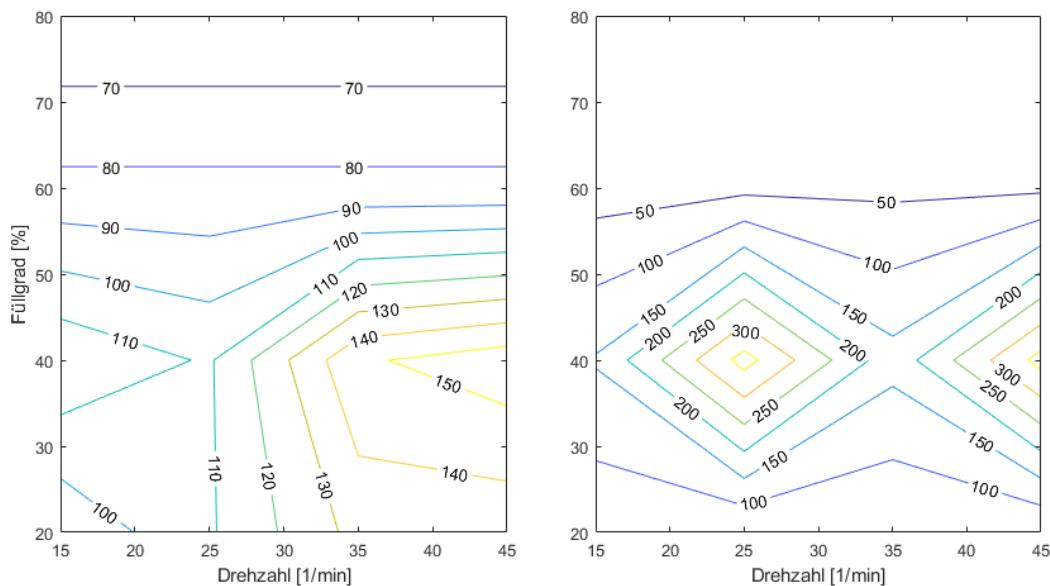


Abbildung 4.20: Notwendige Umdrehungen für einen völlig durchmischten Zustand in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl für die Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut (links), sehr kohäsives Schüttgut (rechts)

Das leicht fließende Schüttgut weist für die Schneckenwelle 4 (UN) bei einem Füllgrad über 50 % eine relativ gleichmäßige Anzahl an notwendigen Umdrehungen in Abhängigkeit zu der Drehzahl auf. Mit steigendem Füllgrad fällt die Anzahl an Umdrehungen von ungefähr 100 auf unter 70 ab. Im niedrigeren Füllgradbereich von 40 % werden Nebeneffekte deutlich und bei höheren Drehzahlen steigt die notwendige Anzahl an Umdrehungen an. Das sehr kohäsive Schüttgut weist im Vergleich bei einem Füllgrad oberhalb von 50 % ebenfalls eine relativ konstante Anzahl an Umdrehungen auf, jedoch geringer als die des leicht fließenden Schüttguts. Bei niedrigeren Füllgraden ergeben sich deutlich höhere Werte, wobei bei einer Drehzahl von 25 1/min und 45 1/min Spitzen festzustellen sind. Im Vergleich zu umliegenden Betriebspunkten ergibt sich ein großer Gradient weshalb eine Auffälligkeit für diese Matrize besteht.

Als Bewertung der Qualität der errechneten Umdrehungen können teilweise die Regressionskoeffizienten für die einzelnen Betriebspunkte herangezogen werden. In der Abbildung 4.21 sind die Regressionskoeffizienten aus der Auswertung in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl aufgetragen. Die linke Abbildung gilt hierbei für das leicht fließende Schüttgut und die rechte Abbildung für das sehr kohäsive Schüttgut.

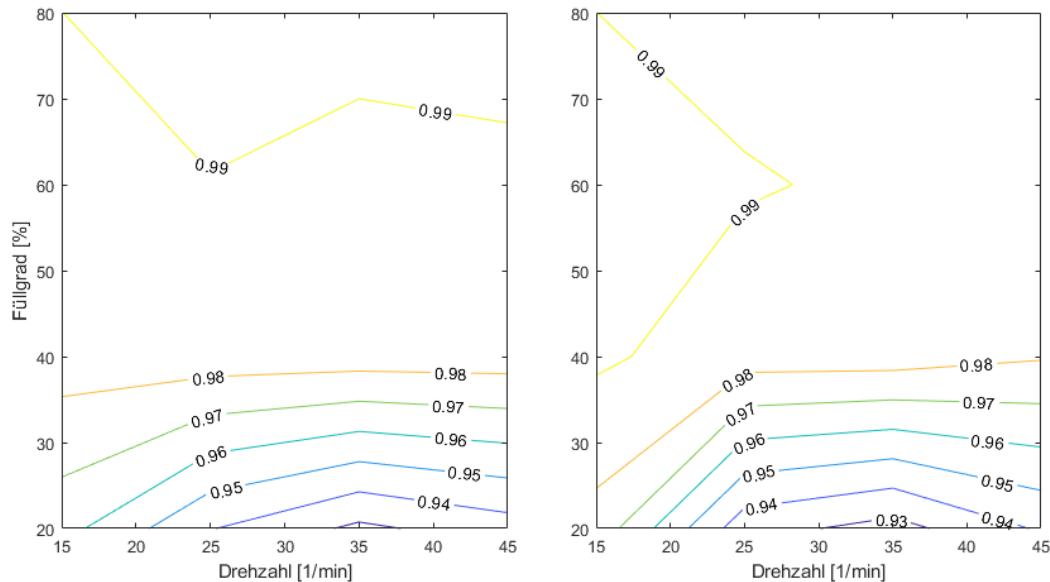


Abbildung 4.21: Regressionskoeffizient der Auswertungskurven in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl für die Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut (links), sehr kohäsives Schüttgut (rechts)

Beide Abbildungen zeigen im hohen Füllgradbereich von über 50 % einen Regressionskoeffizienten von über  $R = 0,98$ . Mit sinkendem Füllgrad fällt ebenfalls der Regressionskoeffizient beider Schüttgüter auf einen Wert von 0,94 und geringer. Die Auffälligkeiten der Anzahl an Umdrehungen des sehr kohäsiven Schüttguts können in der Auswertung der Regressionskoeffizienten nicht ermittelt werden. Insofern kann der Regressionskoeffizient nicht ausschließlich für die Bewertung des errechneten Lacey-Mixing Index herangezogen werden. Zusätzlich bewirkt der zuvor beschriebene Einfluss der Datenmenge bzw. daraus resultierend der maximal simulierte Lacey-Mixing Index ein Fehlerpotential bei der Extrapolation.

Da die Datenmenge bzw. Endwert der Simulation des Lacey-Mixing Index einen Einfluss auf die Qualität der Extrapolation des Lacey-Mixing Index besitzen, ist eine zusätzliche Betrachtung des simulierten Lacey-Mixing Index erforderlich. In der Abbildung 4.22 ist der letzte Simulationswert des Lacey-Mixing Index in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl aufgetragen. Die linke Abbildung gilt hierbei für das leicht fließende Schüttgut und die rechte Abbildung für das sehr kohäsive Schüttgut.

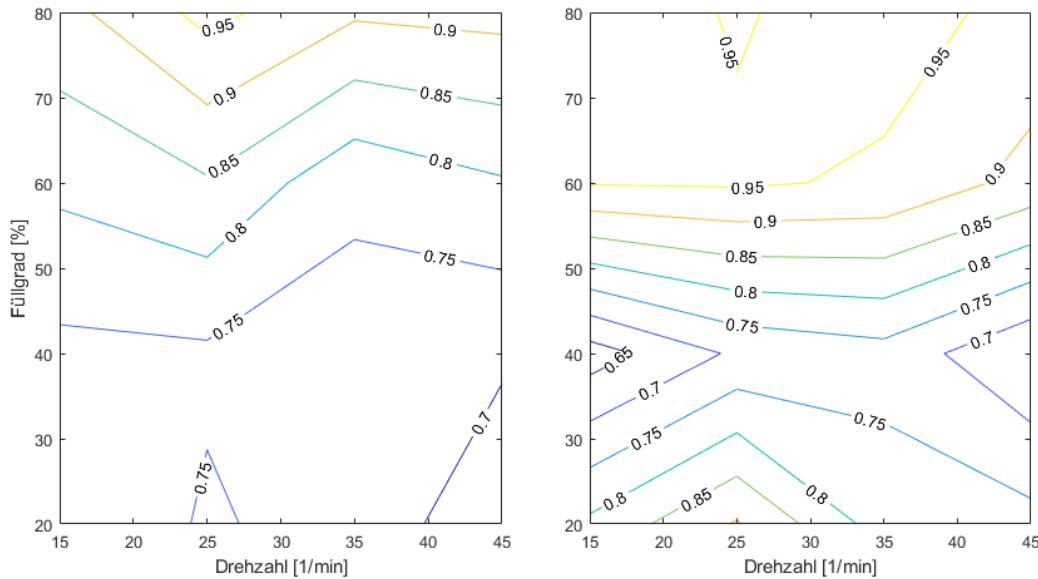


Abbildung 4.22: Letzter Simulationswert des Lacey-Mixing Index in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl für die Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut (links), sehr kohäsives Schüttgut (rechts)

Beide Schüttgüter weisen bei hohen Füllgraden ebenfalls einen hohen simulierten Lacey-Mixing Index auf, wodurch für die Kalibrierung eine große Datenmenge zur Verfügung steht und lediglich ein kleiner Extrapolationsbereich besteht. Bei fallendem Füllgrad stellen sich niedrigere simulierte Lacey-Mixing Index von  $LMI < 0,75$  ein, wobei ebenfalls der Bereich mit 40 % Füllgrad beim sehr kohäsiven Schüttgut heraussticht. Zusammengefasst stechen auffällige Bereiche in der Abbildung 4.20 mit simulierten Lacey-Mixing Index von  $LMI < 0,75$  bzw.  $LMI < 0,7$  und somit einer begrenzten Datenmenge für die Regressionskurve mit anschließender Extrapolation heraus. Eine allgemeingültige Festlegung für die Anzahl getätigter Umdrehungen als Basis für die Extrapolation kann somit nicht getroffen werden und ein zusätzlicher Abgleich mit dem simulierten Lacey-Mixing Index ist erforderlich. Resultierend sind zusätzliche gezielte Simulationen mit längerer Simulationsdauer erforderlich, um einen simulierten Lacey-Mixing Index von  $LMI > 0,8$  zu gewährleisten und den Einfluss der Datenmenge auf die Extrapolation zu begrenzen.

Um die Bedingung  $LMI > 0,8$  einzuhalten, ist die gezielte Verlängerung der Simulationszeit erforderlich. Die Gesamt simulationsdauer wurde somit flexibel gehalten und den Ergebnissen angepasst. Durch die verbesserte Datengrundlage ergibt sich eine optimierte Berechnung des Lacey-Mixing Index und ebenfalls eine optimierte Durchmischungsmatrix. In der Abbildung 4.23 ist die Anzahl der Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl aufgetragen. Die linke Abbildung zeigt den optimierten Zustand und die rechte Abbildung den ursprünglichen Zustand.

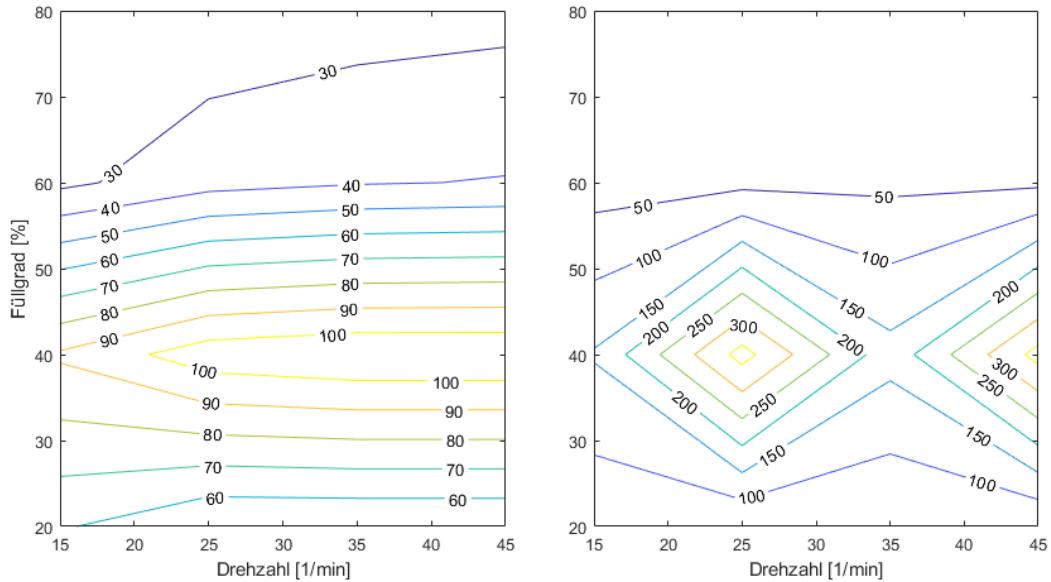


Abbildung 4.23: Notwendige Umdrehungen für einen völlig durchmischten Zustand in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut - optimierte Version (links), ursprüngliche Version (rechts)

Im Vergleich zeigt sich, dass die zuvor vorhandenen Spitzen in dem optimierten Zustand nicht mehr vorhanden sind. Durch die fehlenden Spitzen und niedrigeren Gradienten erfolgt eine Darstellung mit niedrigerem Linienabstand. Der betroffene Bereich weist eine Anzahl an Umdrehungen von über 100 Umdrehungen im Drehzahlbereich von 25 1/min bis 45 1/min auf. In Richtung 15 1/min fällt der Wert auf ungefähr 90 1/min ab. Bei einem Füllgrad von über 60 % ergibt sich ebenfalls ein nichtlinearer Einfluss der Drehzahl. In den umliegenden Bereichen weist die Drehzahl lediglich einen geringen Einfluss auf.

Der Vergleich der optimierten und ursprünglichen Matrize zeigt deutlich den Einfluss der Datenmenge auf das Gesamtergebnis auf. Für die folgenden Auswertungen der Mischmatrizen wurde deshalb insbesondere auf eine ausreichende Datenmenge geachtet.

### 4.2.2 Bestimmung der Mischkennzahlen

Nicht jeder Betriebspunkt konnte die Bedingung  $LMI > 0,8$  erreichen und zu einer vollständigen Mischmatrix führen. In der Tabelle 4.8 sind die Ergebnisse der Durchmischungssimulation allgemein zusammengefasst. Die Beschreibung erfolgt durch die Vereinfachung „Keine Durchmischung“, „Teilweise“, „Grundversion“ und „Optimiert“.

Tabelle 4.8: Kalibrierparameter für ein sehr kohäsives und leicht fließendes Schüttgut

	sehr kohäsiv	leicht fließend
Schneckenwelle 1 (ST)	Teilweise	Keine Durchmischung
Schneckenwelle 2 (KL)	Grundversion	Teilweise
Schneckenwelle 3 (MP)	Grundversion	Optimiert
Schneckenwelle 4 (UN)	Optimiert	Optimiert

Das sehr kohäsive Schüttgut weist im Vergleich zum leicht fließenden Schüttgut deutlich bessere Simulationsergebnisse bei den Schneckenwellen 2 und 3 bereits in der Grundversion und bei der Schneckenwelle 4 (UN) in der optimierten Version mit der Bedingung  $LMI > 0,8$  auf. Für das leicht fließende Schüttgut konnte lediglich für die Schneckenwellen 3 und 4 in der optimierten Version die Bedingung erreicht werden. Andere Simulationen führten lediglich zu einem teilweisen Erreichen der Bedingung oder keinerlei Durchmischung. Insofern kann ein direkter Vergleich lediglich für einen Teilbereich der einzelnen Schneckenwellen und Schüttgüter erfolgen. In Abhängigkeit der genauen Ausführung von Trommelmischern konnten ebenfalls starke Unterschiede bei den simulierten Lacey-Mixing Index Werten festgestellt werden. Zum Teil konnten, analog zu den für Schneckenwärmetauschern durchgeföhrten Simulationen, lediglich Werte von  $LMI < 0,5$  simuliert werden. [18]

Letztendlich muss ein Kompromiss zwischen Simulationszeit und maximalem Simulationswert des Lacey-Mixing Index gefunden werden. Grundsätzlich deuten lange notwendige Simulationszeiten auf eine schlechte Durchmischung des Schüttguts hin, was im Rahmen der Arbeit jedoch das eigentliche Ziel zur Optimierung war. Insofern kann dies bereits als subjektiver Indikator für die Verwendung des betreffenden Schneckenflügels dienen.

Für einen direkten Vergleich der Schneckenflügel untereinander in Abhängigkeit des Schüttguts können entsprechend der Tabelle 4.8 die Schneckenwelle 3 (MP) und 4 herangezogen werden. In der Abbildung 4.24 ist die notwendige Anzahl an Umdrehungen in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads für die Schneckenwellen 3 und 4 für beide Schüttgüter dargestellt. Verwendet wurden die finalen Stände in der Grundversion oder optimierten Version entsprechend der Tabelle 4.8. Die beiden linken Abbildungen zeigen das sehr kohäsive Schüttgut und die beiden rechten Abbildungen das leicht fließende Schüttgut. Die oberen beiden Abbildungen entsprechen der Schneckenwelle 3 (MP) und die unteren beiden der Schneckenwelle 4 (UN).

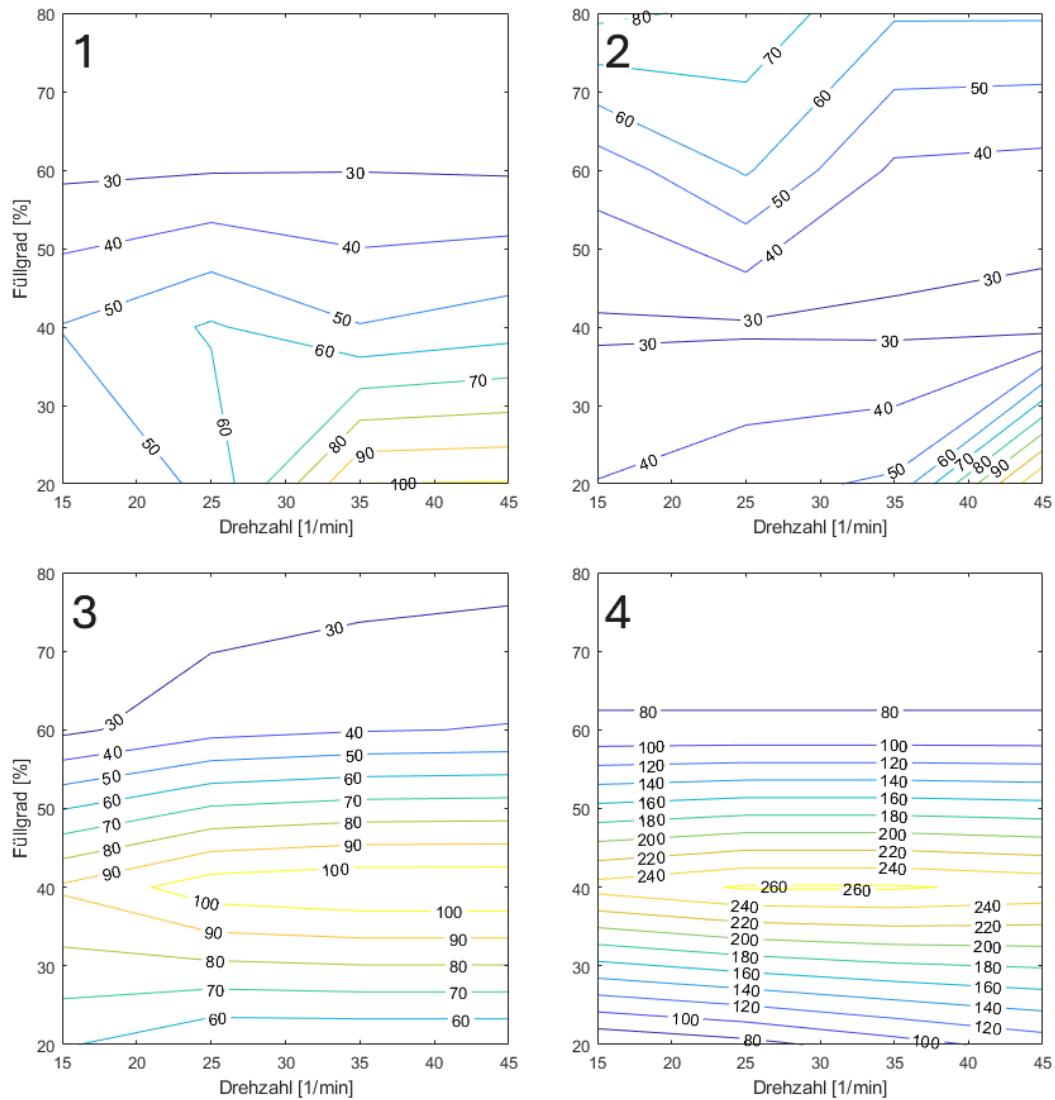


Abbildung 4.24: Notwendige Umdrehungen für einen völlig durchmischten Zustand in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Unabhängig der eigentlichen Werte zeigen beiden Schneckenflügelvarianten ähnliche Konturverläufe im Vergleich des leicht fließenden und des sehr kohäsiven Schüttguts. Extrema sind in gleichen Regionen der Betriebspunkte ausgeprägt. Insbesondere beim Vergleich der Höhe der Mischkennzahlen zeigen sich Differenzen zwischen den beiden Schüttgütern. Während beim Schneckenflügel 4 das sehr kohäsive Schüttgut stets ein besseres Durchmischungsverhalten zeigt, besitzt der Schneckenflügel 3 für das leicht fließende Schüttgut bis zu einem Füllgrad von 40 % ein besseres Durchmischungsverhalten. Oberhalb eines Füllgrads von 50 % wiederum besitzt das sehr kohäsive Schüttgut ein besseres Durchmischungsverhalten unter gleichen Bedingun-

gen. Generell weist der Schneckenflügel 3 ein besseres Durchmischungsverhalten für beide Schüttgüter im Vergleich zu Schneckenflügel 4 auf.

Der Vergleich der beiden Schneckenflügelvarianten für beide Schüttgüter zeigt deutlich die Abhängigkeiten zwischen den Materialparametern des Schüttguts, der Schneckenflügelgeometrie und den Betriebsparametern Füllgrad und Drehzahl auf. Eine allgemeine Festlegung der Durchmischungsmatrizen für ein Schüttgut ist nicht möglich. Die Ergebnisse weisen zudem darauf hin, dass die stark streuende Fließfähigkeit der einzelnen Proben ebenfalls einen deutlichen Einfluss auf die Durchmischungsmatrix besitzt. Insofern können bei gleichen Betriebsparametern schwankende Wärmetauscherleistungen je nach Installationsort resultieren.

Insbesondere für die Schneckenwelle 4 (UN) konnte ein Füllgrad von 40 % als wichtiger Umschlagpunkt ermittelt werden. Zur Ermittlung der Ursache des Umschlagpunktes kann die Partikelbewegung in Abhängigkeit des Füllgrads herangezogen werden. In der Abbildung 4.25 ist die Partikelbewegung für einen Füllgrad von 20 % (links), 40 % (mittig) und 60 % (rechts) mit dem „Division Tagging“ dargestellt. Für die Betrachtung erfolgt eine Vernachlässigung der Partikelbewegung durch die Schneckenflügelgeometrie.

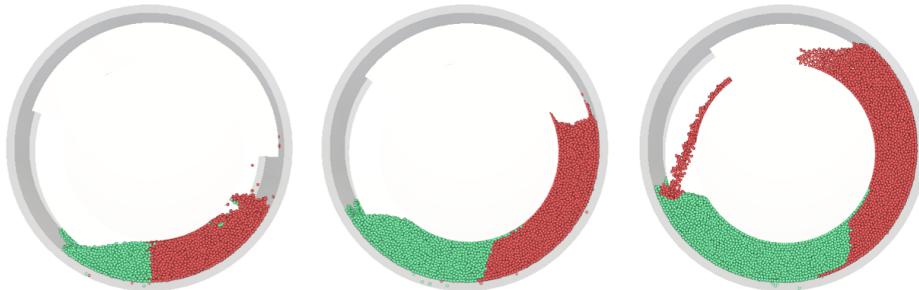


Abbildung 4.25: Partikelbewegung bei steigendem Füllgrad - 20 % Füllgrad (links), 40 % Füllgrad (mitte), 60 % Füllgrad (rechts)

Bis zu einem Füllgrad von 40 % findet kein Überrollen der Partikel oberhalb der Schneckenwelle statt. Bei einem Füllgrad von 60 % tritt eine Partikelbewegung oberhalb des Schneckenwellenrohrs auf, wodurch eine verbesserte Durchmischung erfolgt. Bei Vergleich der Partikelbewegung von 40 % und 60 % Füllgrad kann jedoch festgestellt werden, dass der Startpunkt des Überrollens in Richtung 60 % liegt. Der simulierte Umschlagpunkt besitzt somit eine Abhängigkeit von der gewählten Schrittgröße für die Durchmischungssimulation. Bei variierter Schrittgröße kann somit eine Verschiebung des Umschlagpunktes resultieren.

Abweichend zu der Ausführung eines Schneckenförderers konnte bereits bei Vertikalmischern ein Einfluss des Füllgrads auf die Mischeffektivität festgestellt werden. Zudem zeigten Untersuchungen des Massenstroms in Abhängigkeit des Füllgrads bei Schneckenförderern einen deutlichen Einfluss und Nebenströme, weshalb ebenfalls auf einen möglichen Einfluss auf die Durchmischung geschlossen werden kann. [38][43]

### 4.2.3 Bestimmung der Massenströme

Für die Auswertung des Massenstroms wurden separate Simulationen durchgeführt. Hierfür wurde für die unterschiedlichen Schüttgüter und Schneckenwellen eine Simulation für jeden Füllgrad durchgeführt. Die Drehzahl der Schneckenwellen wurde im Simulationsverlauf variiert, wodurch sämtliche Betriebspunkte aus den Durchmischungssimulationen erfasst wurden. Als Voraussetzung für die Simulation wurden mindestens 3 Umdrehungen der Schneckenwelle in jedem Betriebspunkt berücksichtigt. Aufgrund des ungleichmäßigen Förderverhaltens durch Ausschnitte in der Schneckenflügelgeometrie und des Füllgrads wurden für die einzelnen Simulationsbereiche der Durchschnitt des Massenstroms errechnet.

In der Abbildung 4.26 ist der Massenstrom in Abhängigkeit der Simulationsdauer aufgetragen. Für die Simulation wurden 4 Bereiche definiert, in denen die Drehzahl variiert wurde. Die Bereiche teilen sich auf in Bereich 1 mit  $15 \text{ 1/min}$ , Bereich 2 mit  $25 \text{ 1/min}$ , Bereich 3 mit  $35 \text{ 1/min}$  und Bereich 4 mit  $45 \text{ 1/min}$ , wobei unterschiedliche Simulationsdauern für die einzelnen Bereiche vorgesehen wurden.

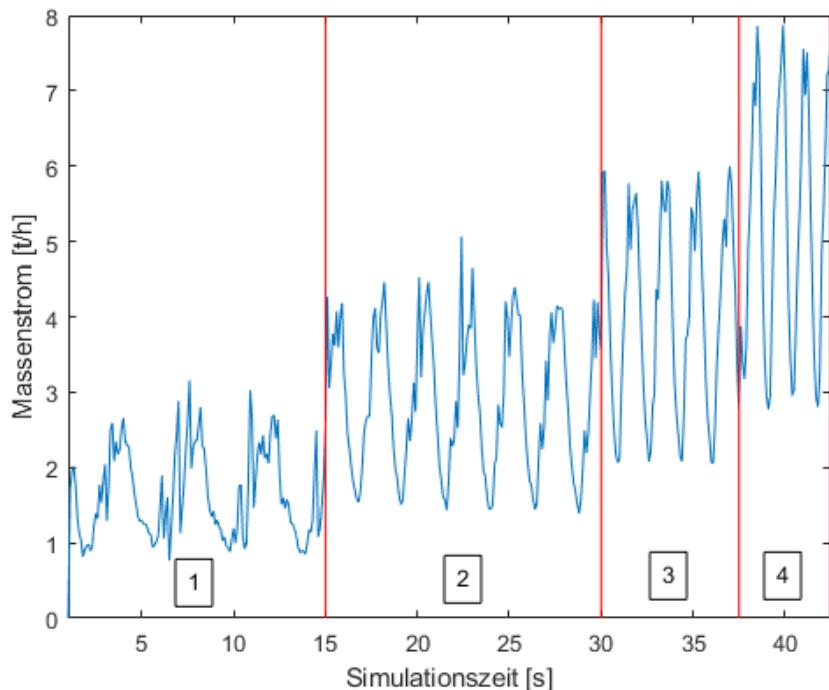


Abbildung 4.26: Massenstrom in  $t/h$  in Abhängigkeit der Simulationsdauer für unterschiedliche Drehzahlen bei Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut bei einem Füllgrad von 80 % - Bereich 1 -  $15 \text{ 1/min}$  / Bereich 2 -  $25 \text{ 1/min}$  / Bereich 3 -  $35 \text{ 1/min}$  / Bereich 4 -  $45 \text{ 1/min}$

In sämtlichen Bereichen zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit des Massenstroms von der Simulationszeit bzw. des Schneckenflügels. Mit steigender Drehzahl vergrößert sich das Schwingungsintervall von  $2 \text{ t/h}$  auf bis zu  $5 \text{ t/h}$ . Der Mittelwert der einzelnen Schwingungen folgt einem typischen Verlauf und deutet auf einen geringen nichtlinearen Einfluss der Drehzahl für das sehr kohäsive Schüttgut hin.

Analog zu den durchgeführten Durchmischungssimulationen kann eine Bestimmung des Massenstroms an den einzelnen Betriebspunkten erfolgen. In der Abbildung 4.27 ist der Massenstrom in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut aufgetragen. Die aufgetragenen Werte entsprechen dem Durchschnitt aus den einzelnen Simulationsbereichen.

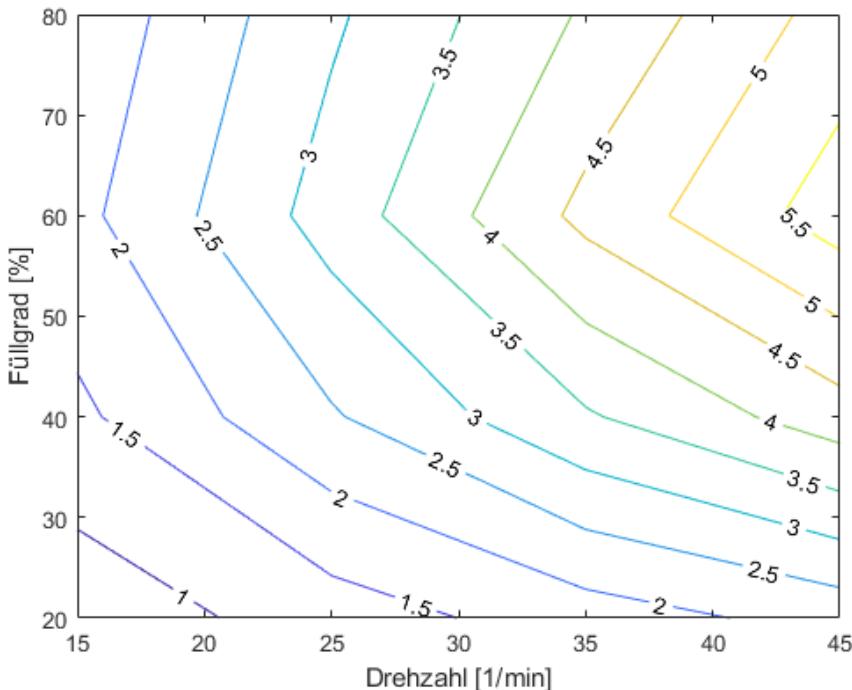


Abbildung 4.27: Massenstrom in  $\text{t/h}$  in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut

Die Abbildung 4.27 bestätigt das Ergebnis aus der Abbildung 4.26, dass die Drehzahl lediglich einen begrenzten nichtlinearen Einfluss auf den Massenstrom besitzt. Grundsätzlich ergibt sich bei sämtlichen Füllgraden ein lineares Verhalten des Massenstroms in Abhängigkeit von der Drehzahl. Im Gegensatz hierzu weist der Füllgrad deutlich nichtlineare Effekte auf, die insbesondere bei einem Füllgrad oberhalb von 60 % zum Tragen kommen. Der maximale Massenstrom wird bei einem Füllgrad von ungefähr 60 % erreicht, wobei dieser bei höheren Füllgraden deutlich abnimmt. Trotz steigender Förderfläche kann dies nicht effektiv zur Förderung des Schüttguts genutzt werden. Die DIN 15262 verweist bei Füllgraden von > 30 % auf zunehmende Nebenströme, welche den simulierten Sachverhalt bestätigen. [11][16]

Ein weiterer Vergleich zwischen unterschiedlichen Schneckenflügelvarianten sowie unterschiedlichen Schüttgütern erfolgt analog zu dem getätigten Vergleich bei den Durchmischungsmatrizen. In der Abbildung 4.28 sind die Massenströme in Abhängigkeit von der Drehzahl für beide Schüttgüter aufgetragen. Die beiden linken Abbildungen zeigen das sehr kohäsive Schüttgut und die beiden rechten Abbildungen das leicht fließende Schüttgut. Die oberen beiden Abbildungen entsprechen der Schneckenwelle 3 (MP) und die unteren beiden der Schneckenwelle 4 (UN).

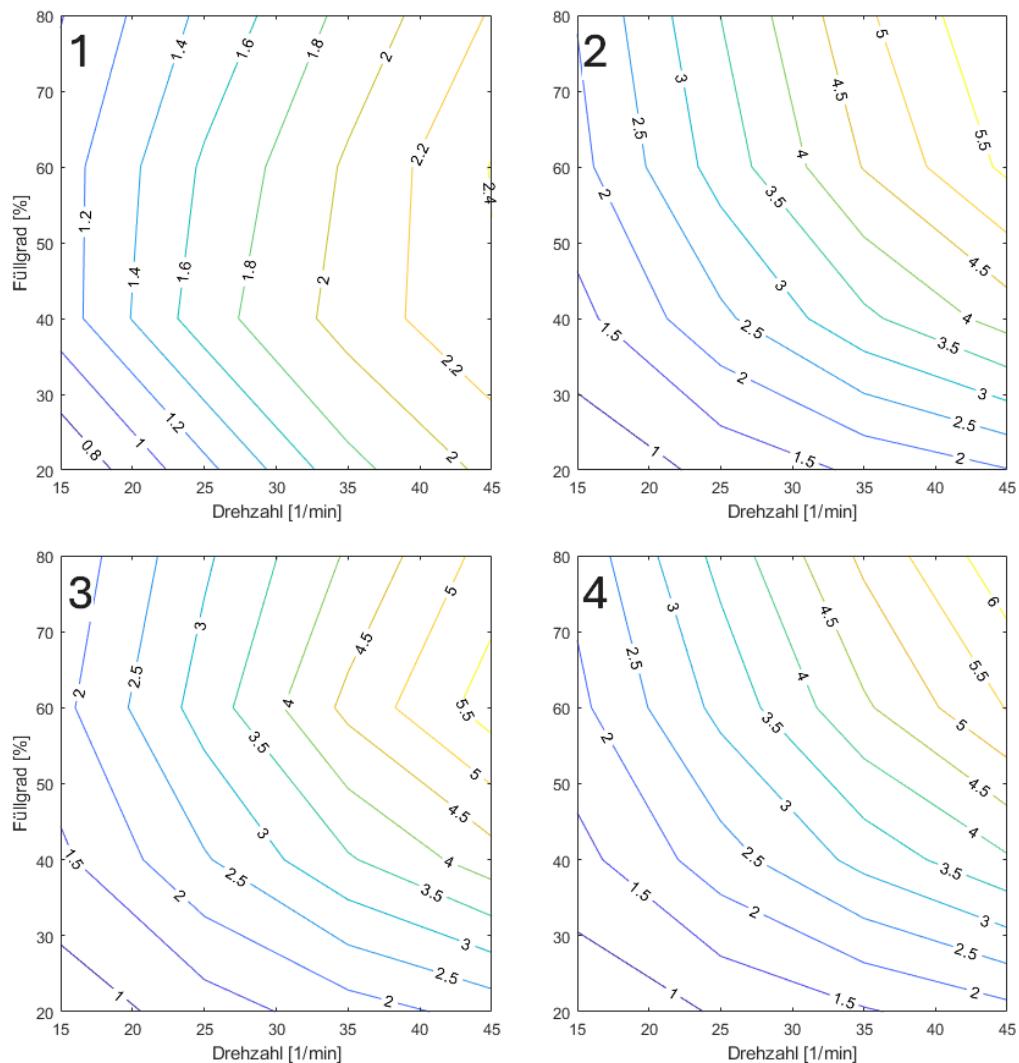


Abbildung 4.28: Massenstrom in  $t/h$  in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Der Vergleich der Massenströme für unterschiedliche Schneckenflügelvarianten und Schüttgüter zeigt eine deutliche Abhängigkeit vom Schüttgut auf. Das leicht fließende Schüttgut weist für Schneckenwelle 3 (MP) und 4 einen vergleichbaren Verlauf und Höhe des Massenstroms in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads auf. Bei steigendem Füllgrad treten Nebenströme und eine erhöhte Reibung auf, die zu einem niedrigeren Massenstrom im Vergleich zum Idealzustand führen. Insbesondere bei einem Füllgrad von über 60 % zeigen die Nebeneffekte eine starken Einfluss und behindern das Förderverhalten. Es tritt somit eine verstärkte Rotationsbewegung des Schüttguts mit der Schneckenwelle auf und die eigentliche Förderung in axialer Richtung steigt hierdurch nicht linear an. Frühere Untersuchungen in der Literatur zeigten bereits ein vergleichbares Verhalten des Massenstroms in Abhängigkeit des Füllgrads auf, wobei dies abhängig von den geometrischen Abmaßen variiert. Zudem verweist bereits die DIN 15262 auf potentielle Nebenströme mit steigendem Füllgrad. [11][16][38]

Das sehr kohäsive Schüttgut weist ebenfalls die Nebeneffekte auf, die zu Rotation des Schüttguts mit der Schneckenwelle bei steigendem Schüttgut führen. Im Vergleich zum leicht fließenden Schüttgut sind diese Nebeneffekte jedoch deutlich stärker ausgeprägt und führen bei einem Füllgrad von über 60 % zu einer Abnahme des Massenstroms bei beiden Schneckenwellen. Dies kann auf die deutlich schlechtere Fließfähigkeit des Schüttguts zurückgeführt werden. Im Gegensatz zum leicht fließenden Schüttgut unterscheiden sich die Massenströme der beiden Schneckenwellen deutlich im Verlauf und der Höhe des Massenstroms. Bei der Schneckenwelle 3 (MP) tritt zwischen 40 % und 60 % Füllgrad eine Stagnation des Massenstroms trotz steigendem Füllgrad auf. Bei der Schneckenwelle 4 (UN) kann in diesem Füllgradbereich weiterhin eine Steigerung des Massenstroms bei steigendem Füllgrad erzielt werden. Deutliche Unterschiede bestehen insbesondere bei der Höhe des Massenstroms in den einzelnen Betriebspunkten. Während im niedrigen Füllgradbereich von ungefähr 20 % vergleichbare Massenströme ermittelt werden konnten, ist bereits ab 40 % Füllgrad eine deutliche Diskrepanz festzustellen. Mit steigendem Füllgrad weist die Schneckenwelle 4 (UN) einen bis zu doppelt so hohen Massenstrom wie die Schneckenwelle 3 (MP) auf.

Im Vergleich der beiden Schüttgüter zeigt sich, dass bei besserer Fließfähigkeit des Schüttguts die Förderung des Schüttguts deutlich stärker dem Idealzustand ähnelt und Nebeneffekte lediglich einen begrenzten Einfluss besitzen. Zusätzlich erweist sich das leicht fließende Schüttgut gegenüber unterschiedlichen Schneckenflügelgeometrien deutlich robuster, während das sehr kohäsive Schüttgut deutliche Abhängigkeiten aufzeigt. Der festgestellte Einfluss der Fließfähigkeit konnte grundsätzlich bereits bei früheren Untersuchungen festgestellt werden, wobei mit steigender Kohäsion die Abweichung zum Idealzustand steigt. [22]

Letztendlich zeigt die Auswertung und der Vergleich der Massenströme, wie die Durchmischungssimulation, deutliche Abhängigkeiten des Zielwertes von den Betriebsparametern und den unterschiedlichen Schneckenflügelgeometrien. Eine pauschale Ermittlung des Massenstroms unabhängig von den Schüttgutparametern ist

nicht möglich und bestätigt ebenfalls die mögliche Varianz.

### 4.3 Zwischenfazit zur Simulation von Durchmischungskennzahlen

Die experimentellen Versuche mit Zement zeigten ein sehr kohäsives Schüttgutverhalten, welches durch die vorliegenden Daten von Bypassstaub teilweise bestätigt wurde. Ortsabhängig konnte für Bypassstaub eine leicht fließende Fließfähigkeit ermittelt werden, weshalb trotz gleicher Schüttgutbezeichnung eine breite Streuung bei den Schüttguteigenschaften vorhanden sein kann. Anhand der Materialparameter erfolgte im Anschluss die Kalibrierung von einem sehr kohäsiven und einem leicht fließenden Schüttgut.

Im Zuge der DEM-Simulationen erfolgte die Bestimmung von Mischkennzahlen und Massenströmen für unterschiedliche Betriebspunkte und die beiden kalibrierten Schüttgüter. Die Durchmischungssimulation zeigte einen deutlichen Einfluss der Schneckenflügelgeometrie auf die Mischkennzahl auf, wobei für die Schneckenwelle 1 (ST) und 2 (KL) keine Mischkennzahl mit ausreichender Datenmenge ermittelt werden konnte. Für die Schneckenwellen 3 und 4 (UN) konnten Mischkennzahlen ermittelt und verglichen werden. Während die Schneckenwelle 4 (UN) für beide Schüttgüter einen ähnlichen Grenzverlauf bei unterschiedlichen Mischkennzahlen aufwies, konnte für die Schneckenwelle 3 (MP) ein deutlich komplexeres Verhalten und Abweichungen zwischen beiden Schüttgütern festgestellt werden. Dennoch zeigte sich bei nahezu allen Simulationen ein Füllgrad von 40 % als wichtiger Umschlagpunkt. Die Betrachtung der Partikelbewegung in Abhängigkeit des Füllgrads zeigte auf, dass der Umschlagpunkt bei 40 % durch die gewählte Schrittweite beeinflusst wurde. Bei variierter Schrittweite ist eine teilweise Verschiebung des Umschlagpunktes möglich. Verallgemeinert konnten für die Schneckenwelle 3 (MP) Mischkennzahlen zwischen 30 und 100 Umdrehungen und für die Schneckenwelle 4 (UN) zwischen 30 und 360 Umdrehungen ermittelt werden. Zudem konnte der Einfluss der Schneckenflügelgeometrie auf die Mischkennzahl analog zu Betrachtungen für Mischergeometrien bestätigt werden [24]. Ein deutlicher Einfluss der Geometrie von Mischelementen konnte bei früheren Untersuchungen zu Mischeigenschaften von Schneckenextrudern ermittelt werden, was den festgestellten Einfluss im Rahmen dieser Arbeit grundsätzlich bestätigt [37].

Die Bestimmung der Massenströme an den gewählten Betriebsparametern zeigte ein ebenfalls komplexes Verhalten. Höhe der Massenströme und Grenzverläufe variieren zwischen den einzelnen Schneckenflügelgeometrien und Schüttgütern, wobei das sehr kohäsive Schüttgut bei einem Füllgrad von > 60 % bei beiden Schneckenflügelgeometrien zu einer Verminderung des Massenstroms bei gleicher Drehzahl führt. Grundsätzlich weisen sämtliche Verläufe bei steigendem Füllgrad > 30 %, passend zur DIN 15262, Nebenströme auf, die zu einem abweichenden Förderverhalten im Vergleich zur Idealvorstellung führen. Bei steigender Kohäsion ergeben sich stärkere Nebenströme und niedrigere Massenströme an gleichen Betriebspunkten. [11][16][22][38]

Verallgemeinert konnten für das leicht fließende Schüttgut Massenströme zwischen  $1 \text{ t/h}$  und  $6 \text{ t/h}$  und für das sehr kohäsive Schüttgut zwischen  $0,8 \text{ t/h}$  und  $5,5 \text{ t/h}$  ermittelt werden. Die Schneckenwelle 3 (MP) mit dem sehr kohäsiven Schüttgut sticht mit den niedrigsten Massenströmen hervor.

Die durchgeföhrten Untersuchungen zu den Mischkennzahlen und den Massenströmen ergaben eine deutliche Abhängigkeit von den gewählten Betriebsparametern. Neben zum Teil großen Unterschieden bei den Ergebnissen konnten teilweise auch negative Effekte auf den Massenstrom festgestellt werden. Insofern wird deutlich, dass eine umfassende Betrachtung zu Mischkennzahlen und Massenströmen erfolgen muss, um letztendlich korrekte Betriebsparameter auszuwählen. Insbesondere beim sehr kohäsiven Schüttgut zeigt sich ein starker Einfluss, der zwangsläufig zu zu niedrigen Massenströmen bei Anwendung des idealen Modells, wie in der DIN 15262 bis  $< 30\%$  beschrieben, führen würde. [11] Praktische Untersuchungen von „Regucki“ zeigten bereits einen vergleichbaren Sachverhalt zum Einfluss des Füllgrads auf, wobei kein linearer Zusammenhang zwischen Drehzahl und Füllgrad im Sinne der Förderleistung festgestellt werden konnte. Insbesondere bei sehr hohen Füllgraden nahe 100 % konnte eine schlechtere Durchmischung des Schüttguts festgestellt werden. [42]

Grundsätzlich kann der Betrieb eines Schneckenwärmetauschers bei einem hohen Füllgrad von bis zu 80 % als idealer Betriebsbereich im Sinne der Mischkennzahl definiert werden, wobei dies in Abhängigkeit der Schneckenflügelgeometrie und der Fließfähigkeit des Schüttguts abweichen kann. Während eine Stagnation oder lediglich leichte Steigerung des Massenstroms im hohen Füllgradbereich auftritt, kann eine deutliche Senkung der Mischkennzahl realisiert werden. Zu beachten ist jedoch analog zu den Versuchen von „Regucki“, dass bei höheren Füllgraden als 80 % eine Verschlechterung der Mischkennzahl eintreten kann. [42]

# **5 Simulation der Wärmeströme mithilfe eines numerischen Ersatzmodells**

## **5.1 Grundlagen des numerischen Ersatzmodells**

Für die Verwendung des numerischen Ersatzmodells sind vorab Vergleiche zwischen unterschiedlichen Koordinatensystemen, die Diskretisierung und Verknüpfung der Bauteile sowie eine Validierung und Abgleich des eigentlichen Ersatzmodells erforderlich. Im Folgenden wird ein Überblick über getroffene Annahmen, Vereinfachungen und die erreichte Genauigkeit im Vergleich zum analytischen Ansatz gegeben. Im Anschluss erfolgt die Darlegung der Grenzen des Wärmeübergangskoeffizienten anhand der Mischkennzahlen.

### **5.1.1 Vergleich des Schneckenflügels im kartesischen und zylindrischen Koordinatensystem**

Grundsätzlich kann der Aufbau des numerischen Ersatzmodells in zylindrischen oder kartesischen Koordinatensystem erfolgen. Die Herleitung in Kapitel 3.2.3 zeigte bereits die zusätzliche Abhängigkeit zu den einzelnen Radien, wodurch abhängig der exakten Ausführung des Schneckenwärmetauschers Abweichungen entstehen können. Für den weiteren Aufbau des numerischen Ersatzmodells wird zudem auf die Berücksichtigung der Helixgeometrie des Schneckenflügels verzichtet und als Kreisring vereinfacht.

Um einen direkten Vergleich zu schaffen wird der Rippenwiderstand für beide Herleitungen errechnet, da dieser in einer analytischen Berechnung ebenfalls einbezogen wird. Voraussetzung für den Vergleich ist, dass die grundlegenden Rippenparameter gleich gewählt sind. In der Abbildung 5.2 ist die prozentuale Abweichung des Rippenwiderstands im zylindrischen zum kartesischen Koordinatensystem über den Wärmeübergangskoeffizienten aufgetragen. Der blau hinterlegte Verlauf entspricht einer Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  und der orangene Verlauf einer Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  für den Schneckenflügel.

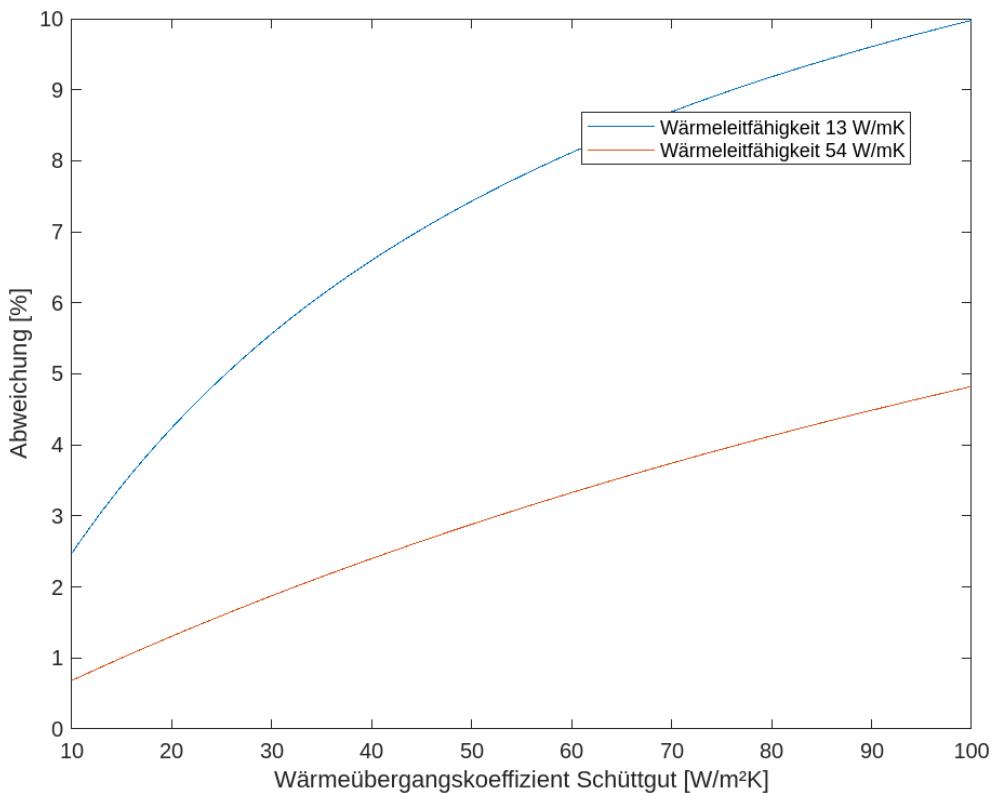


Abbildung 5.1: Prozentuale Abweichung der unterschiedlichen Berechnungsvarianten in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten und der Wärmeleitfähigkeit

Mit steigendem Wärmeübergangskoeffizienten steigt ebenfalls die Abweichung zwischen zylindrischem und kartesischem Koordinatensystem, wobei sich bei höheren Wärmeleitfähigkeiten ein nahezu linearer Zusammenhang einstellt. Insbesondere bei einer niedrigen Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  kann eine Abweichung von 10 % bei einem Wärmeübergangskoeffizienten von  $100 \text{ W/m}^2\text{K}$  ermittelt werden. Da es sich in Abbildung 5.2 um den Wärmewiderstand des Schneckenflügels handelt, kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass im kartesischen Koordinatensystem grundsätzlich zu hohe Wärmeströme der Schneckenflügel errechnet werden.

Letztendlich besitzt der Wärmeübergangskoeffizient eine Abhängigkeit von der Mischungskennzahl und der Wärmeleitfähigkeit und diese wiederum von der Schüttguttemperatur. Aus diesem Grund sind variierende Abweichungen bei einer Simulation der einzelnen Betriebspunkte zu erwarten. Für den Aufbau des numerischen Ersatzmodells bietet sich insofern die Verwendung des zylindrischen Koordinatensystems an.

### 5.1.2 Aufbau und Diskretisierung des Ersatzmodells

Für die thermische Berechnung des Schneckenwärmetauschers ist der Aufbau eines numerischen Ersatzmodell erforderlich. Das Ersatzmodell basiert auf einer Diskretisierung der einzelnen Bauteile Wellenrohr, Schneckenflügel und Rohrtrog. Die Berechnung wird auf einen einzelnen Schneckengang begrenzt, wobei die Hälfte des Wellenrohrs, basierend auf den Flügelabstand, in beide Richtungen einbezogen wird. Der Schneckenflügel ist somit mittig positioniert. Im Folgenden werden die Grundlagen und Annahmen für das numerische Ersatzmodell näher beschrieben.

Zur Durchführung der anschließenden Simulation ist die Diskretisierung der einzelnen Komponenten erforderlich [54]. Sowohl Wellenrohr als auch Trog werden in axialer Richtung mit einer Schrittweite von  $1\text{ mm}$  diskretisiert. Schneckenflügel, Wellenrohr und Trog werden zusätzlich mit einem Winkel von  $1^\circ$  diskretisiert. Durch die gleiche Diskretisierung des Winkels kann sichergestellt werden, dass die inneren Knotenpunkte des Schneckenflügels mit den Knotenpunkten des Wellenrohrs zusammenliegen. In radialer Richtung erfolgt eine Diskretisierung des Schneckenflügels mit einer Schrittweite von  $3\text{ mm}$ .

In der Abbildung 5.2 sind die diskretisierte Schneckenwelle (linke Abbildung) und der Rohrtrog (rechte Abbildung) dargestellt. Diese beinhaltet die mittige Positionierung des Schneckenflügels sowie die visuelle Berücksichtigung eines einzelnen Schneckengangs für die thermische Berechnung.

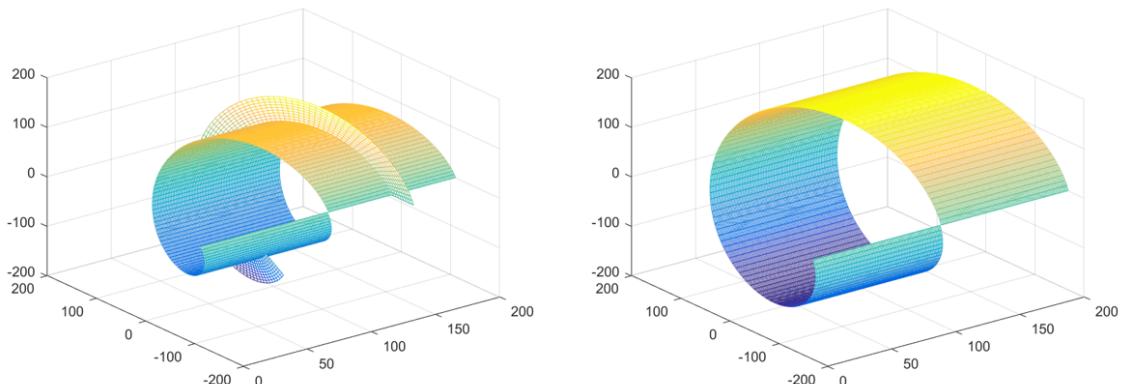


Abbildung 5.2: Visualisierung der Diskretisierung der Schneckenwelle (links) und des Rohrtrogs (rechts)

An den dargestellten Knotenpunkten werden die diskretisierten Differentialgleichungen für die Wärmeleitung eingebunden. Während für den Rohrtrog eine separate Berechnung erfolgt, ist eine Verbindung zwischen dem diskretisierten Schneckenflügel und dem Wellenrohr vorhanden. Um eine Wärmebrücke zwischen Schneckenflügel und Wellenrohr zu schaffen, ist eine Verknüpfung der Knotenpunkte mit Kontakt vorgesehen. Daneben muss die Flügelstärke berücksichtigt werden, wodurch unter Umständen auch ein Kontakt mit umliegenden Knoten erfolgt, obwohl in der visuellen Betrachtung der Diskretisierung kein Kontakt vorhanden ist. In der Abbildung

5.3 ist das Detail des Kontakts zwischen Schneckenflügel und Wellenrohr dargestellt. Bei der Darstellung der Diskretisierung erfolgt trotz Kontaktbereichen keine Darstellung der Dicke des Schneckenflügels.

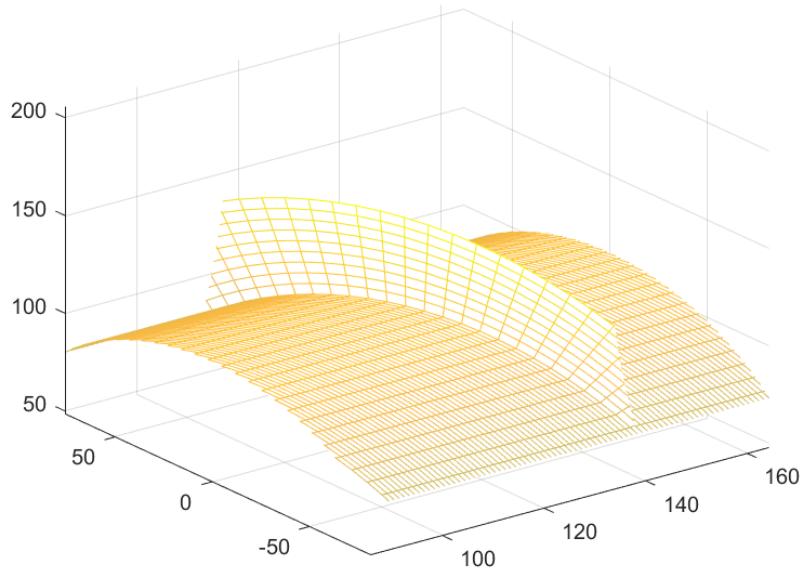


Abbildung 5.3: Visualisierung der Diskretisierung der Schneckenwelle als Detail für den Kontaktbereich zwischen Wellenrohr und Schneckenflügel

Neben den Differentialgleichungen der Wärmeleitung sind ein Großteil der Knotenpunkte zusätzlich vom direkten Wärmeübergang des Schüttguts sowie des Fluids betroffen. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts erfolgt im numerischen Ersatzmodell in Abhängigkeit des Schüttguts, der Schüttguttemperatur, des Schneckenflügels und der Drehzahl, wodurch die zuvor durchgeführte Durchmischungssimulation und das Penetrationsmodell eingebunden werden. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids erfolgt in Abhängigkeit des Volumenstroms des Fluids sowie des Abmaß des durchströmten Spalts. Für sämtliche folgenden Simulationen wurde einheitlich eine Fluidtemperatur von  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  und ein Fluidvolumenstrom von  $10\text{ m}^3/\text{h}$  gewählt. An den betroffenen Knotenpunkten sind die Differentialgleichungen des Wärmeübergangs unter Berücksichtigung der errechneten Wärmeübergangskoeffizienten für den jeweiligen Betriebspunkt eingebunden.

In der Durchmischungssimulation wurden unterschiedliche Schneckenflügelgeometrien verwendet, die ebenfalls für die Wärmesimulation berücksichtigt werden müssen. Die Durchmischungssimulation ergab lediglich eine Durchmischung für die Schneckenwellen 3 und 4, weshalb ein Schneckenflügel mit Schnitt sowie eines gesamten Schneckenflügels mit Durchmischungspaddel berücksichtigt werden müssen. Zur Vereinfachung des numerischen Ersatzmodells wird auf die Einbindung des Mischpaddels aufgrund der geringen Abmaße verzichtet. Das Mischpaddel dient vorrangig

dem Zweck der Durchmischung und nicht der Wärmeübertragung. Insofern ergeben sich bei zusätzlicher Berücksichtigung des Standardschneckenflügels lediglich zwei unterschiedliche Schneckenflügelvarianten für das numerische Berechnungsmodell. In der Abbildung 5.4 sind die beiden Schneckenflügel diskretisiert dargestellt. Bei dem rechten Schneckenflügel sind im Schnittbereich somit keine Knotenpunkte vorhanden.

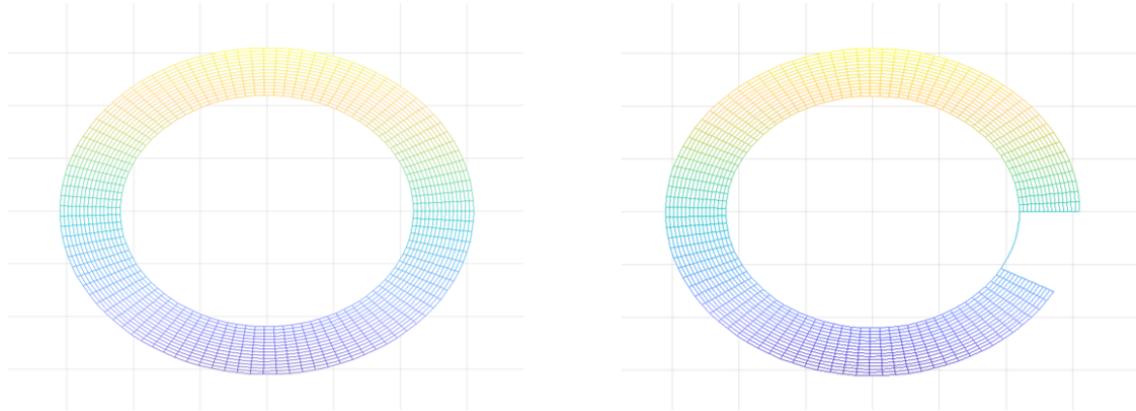


Abbildung 5.4: Visualisierung der Diskretisierung für das numerische Ersatzmodell für die Schneckenwellen 1 und 3 (links) und die Schneckenwelle 4 (UN) (rechts)

Der dargestellte Aufbau des numerischen Ersatzmodells bildet die Basis der eigentlichen Simulation der Wärmeströme. Zur Berücksichtigung der Betriebsparameter Füllgrad und Drehzahl sind jedoch zusätzliche Anpassungen an den Aufbau erforderlich.

Abhängig von der Förderleistung und der Schneckenflügelgeometrie stellt sich ein bestimmter Füllgrad im Schneckenwärmetauscher ein. Hierdurch wird nicht die gesamte Wärmeaustauschfläche durch das Schüttgut bedeckt. Durch die Teilbedeckung der Wärmeaustauschfläche wird ein zusätzlicher Einfluss auf das Temperaturprofil in den Anlagenteilen und den Gesamtwärmestrom der Anlage geschaffen. Das numerische Ersatzmodell ist mit definierten Ortswerten verbunden, wodurch eine definierte Füllhöhe vorgegeben werden kann. Für sämtliche Knotenpunkte unterhalb der festgelegten Füllhöhe wird der Wärmeübergang des Schüttguts auf den Knotenpunkt berücksichtigt, während dies für Knotenpunkte oberhalb der Füllhöhe nicht geschieht. Vereinfacht erfolgt für Knotenpunkte ohne Kontakt kein Wärmeübergang zur Prozessluft, wodurch für diese lediglich eine Berücksichtigung der Wärmeleitung erfolgt. In der Abbildung 5.5 ist die Berücksichtigung des Füllgrads bei einzelnen Knotenpunkten dargestellt. Sämtliche Knotenpunkte mit einem Höhenmaß  $< -50 \text{ mm}$  werden für den Wärmeübergang durch das Schüttgut auf die Knotenpunkte entsprechend berücksichtigt und die Zwischenbereiche wurden farblich hinterlegt.

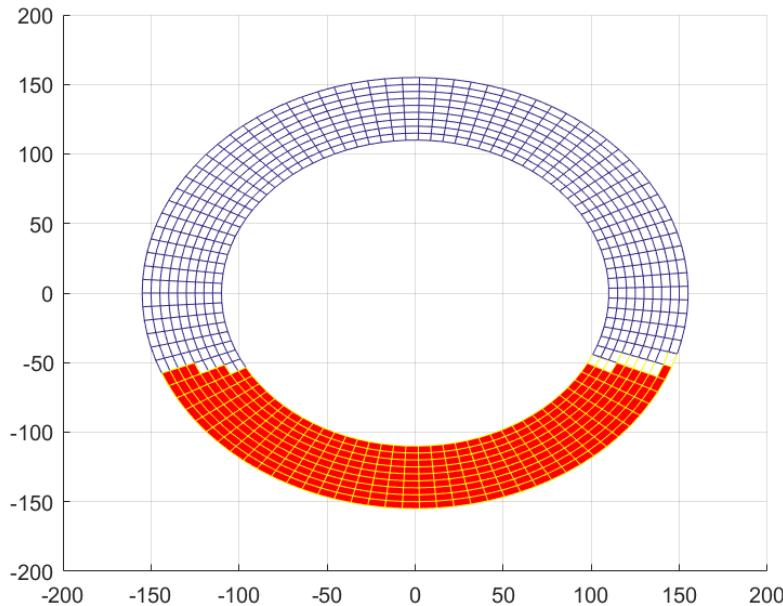


Abbildung 5.5: Einbindung des Füllgrads in das numerische Ersatzmodell durch einen definierten Höhenwert sowie farblicher Hinterlegung der betroffenen Knotenpunkte

Die Berücksichtigung des Füllgrads ist dabei stark abhängig von der Auflösung der Diskretisierung. Je höher die Auflösung gewählt wird, desto genauer und nicht stufenbehaftet kann der Füllgrad entsprechend eingebunden werden.

Die Drehzahl der Schneckenwelle findet an zwei Punkten Einzug in das numerische Ersatzmodell. Durch eine Rotation findet ein zeitabhängiger Kontakt zwischen Schüttgut und Knotenpunkten statt. Um dies zu ermöglichen, erfolgt eine Drehung der Knotenpunkte in einem definierten Intervall errechnet aus dem Zeitschritt und der Drehzahl. Durch die Rotation der Knotenpunkte treten somit in Abhängigkeit des Füllgrads der Anlage zeitweise lediglich Wärmeleitungsprozesse im numerischen Ersatzmodell auf, wodurch ein zeitabhängiger Temperaturverlauf an den Knotenpunkten zu erwarten ist. Zusätzlich erfolgt eine drehzahl- und füllgradabhängige Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für das jeweilige Schüttgut und den jeweiligen Schneckenflügel.

Der Übergangsbereich zwischen maximalen Wärmeübergangskoeffizienten und konstantem Bereich wird für die weiteren Berechnungen vernachlässigt. Bis zum Erreichen des konstanten Wärmeübergangskoeffizienten wird das Schüttgut als stagnierendes Bett berücksichtigt. Bei Überschreiten der Mischkennzahl wird der konstante Bereich des Wärmeübergangskoeffizienten verwendet.

### 5.1.3 Validierung des numerischen Ersatzmodells

Um eine Validierung des numerischen Ersatzmodells durchzuführen, erfolgt ein Vergleich zwischen dem analytischen Berechnungsansatz und dem numerischen Ersatzmodell. Der analytische Berechnungsansatz bietet lediglich die Überprüfung in einem Betriebspunkt, bei 100 % Füllgrad. Damit ein Vergleich für unterschiedliche Betriebspunkte möglich ist, erfolgt eine Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten der Gesamtanlage in Abhängigkeit unterschiedlicher Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts. Für den Vergleich wurde ein Bereich von  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis zu  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  festgelegt. In der Abbildung 5.6 ist die prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zum analytischen Ansatz in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts aufgetragen. Die Berechnung erfolgte bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  und einer einheitlichen Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  (links) bzw.  $13 \text{ W/mK}$  (rechts).

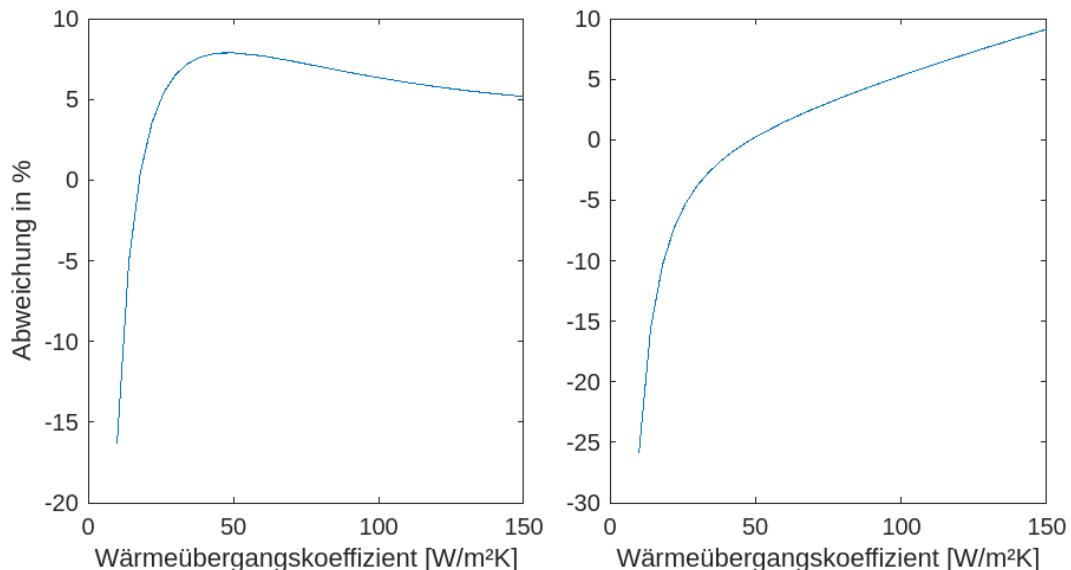


Abbildung 5.6: Prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zur analytischen Berechnung in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  - Wärmeleitfähigkeit  $54 \text{ W/mK}$  (links), Wärmeleitfähigkeit  $13 \text{ W/mK}$  (rechts)

Beide Abweichungskurven zeigen einen ähnlichen Sachverhalt, dass sich die Abweichung mit abnehmenden Wärmeübergangskoeffizienten dem Wert  $-\infty$  nähert. Aufgrund der Robin-Randbedingung besteht in dem numerischen Ersatzmodell auf Basis des expliziten Euler-Verfahrens eine Singularität bei einem Wärmeübergangskoeffizienten von  $0 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Insbesondere bei Wärmeübergangskoeffizienten von  $< 20 \text{ W/m}^2\text{K}$  weisen beide Graphen hohe Änderungsraten auf. Oberhalb eines Wärmeübergangskoeffizienten von  $40 \text{ W/m}^2\text{K}$  pendelt sich der Graph mit einer Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  bei Abweichungswerten zwischen 0 % und 8 % ein. Bei einer Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  kann ein einpendeln in dem bisherigen Betrachtungsbereich nicht festgestellt werden. Der Graph weist in dem Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  eine Abweichung zwischen  $-7 \%$  und

9 % bei stetigem Wachstum auf. Auch bei einem vergrößerten Betrachtungsbereich bis  $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$  kann bei einer Wärmeleitfähigkeit  $13 \text{ W/mK}$  kein Hochpunkt und Einpendeln des Abweichungsverlaufs festgestellt werden.

Abweichend zu dem analytischen Ansatz erfolgt bei dem numerischen Ersatzmodell eine zusätzliche Wärmeleitung in das Rohr in axialer Richtung. Aufgrund dessen ergeben sich im Vergleich unterschiedliche Temperaturprofile ohne Temperatursprünge. In der Abbildung 5.7 ist der normierte Temperaturverlauf des Wellenrohrs in Abhängigkeit des Berechnungspunkts in axialer Richtung und unterschiedlicher Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts aufgetragen. Die Normierung erfolgte einheitlich zu der niedrigsten Wellenrohrtemperatur.

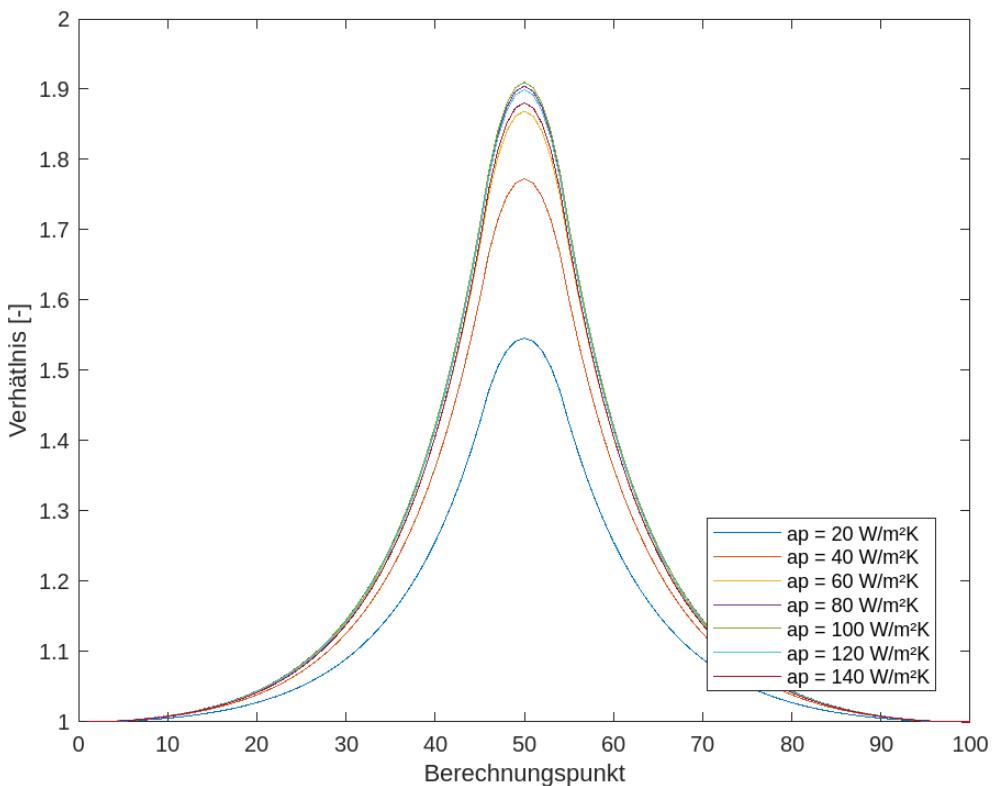


Abbildung 5.7: Normierte Temperatur des Wellenrohrs in Abhängigkeit des Berechnungspunktes in axialer Richtung und unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts bei einer Schüttguttemperatur von  $300 \text{ }^\circ\text{C}$  und einer Wärmeleitfähigkeit  $54 \text{ W/mK}$

Die Temperaturverläufe weisen eine deutliche Aufweitung einer erhöhten Wellenrohrtemperatur aufgrund der Verknüpfung mit dem Schneckenflügel auf. Die Aufweitung kann in einem Bereich von Berechnungspunkt 5 bis 95 festgestellt werden, wobei der Schneckenflügel innerhalb dieses Bereichs lediglich acht Berechnungspunkte entspricht.

Um einen genaueren Vergleich zwischen dem analytischen Ansatz und dem numerischen Ersatzmodell zu ermöglichen, wurde für die folgende Abbildung die Wärmeleitung in axialer Rohrrichtung vernachlässigt. Hieraus resultieren neue Verläufe für die Berechnung der Abweichung. Für den Vergleich wurde ein Bereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis zu  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  festgelegt. In der Abbildung 5.8 ist die prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zum analytischen Ansatz in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts aufgetragen. Die Berechnung erfolgte bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  und einer einheitlichen Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  (links) bzw.  $13 \text{ W/mK}$  (rechts).

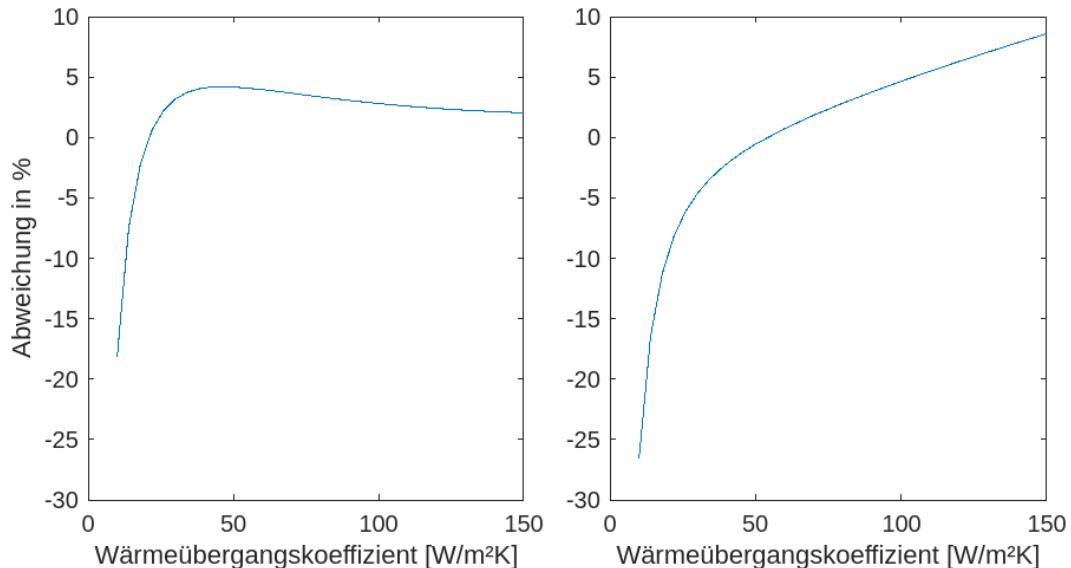


Abbildung 5.8: Prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zur analytischen Berechnung in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  - Wärmeleitfähigkeit  $54 \text{ W/mK}$  (links) und  $13 \text{ W/mK}$  (rechts) unter Vernachlässigung einer axialen Wärmeleitung im Rohr

Beide Verläufe weisen unter Vernachlässigung der Wärmeleitung in axialer Richtung in das Rohr keine nennenswerte Änderung des Verlaufs auf. Bei niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten zeigt sich weiterhin der Beginn zur Singularität. Für beide Graphen liegen die Verläufe jedoch leicht unterhalb der Verläufe im Vergleich zu der Abbildung 5.6, wobei die Ausprägung für eine Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  deutlicher ist. Oberhalb eines Wärmeübergangskoeffizienten von  $40 \text{ W/m}^2\text{K}$  pendelt sich der Graph mit einer Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  bei Abweichungswerten zwischen  $-3\%$  und  $5\%$  ein. Bei einer Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  kann ein Einpendeln in dem bisherigen Betrachtungsbereich nicht festgestellt werden. Der Graph weist in dem Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  eine Abweichung zwischen  $-8\%$  und  $8\%$  bei stetigem Wachstum auf. Die Wärmeleitfähigkeit in axialer Richtung des Rohres führt somit zwangsläufig zu leicht abweichenden Ergebnissen, wobei diese abhängig von der Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes sind.

Durch die bisherigen Betrachtungen kann ein Einfluss der Wärmeleitfähigkeit auf den Abweichungsverlauf des numerischen Ersatzmodell festgehalten werden. Neben der Wärmeleitfähigkeit kann zudem eine Temperaturabhängigkeit der Abweichung festgestellt werden. Mit steigender Schüttguttemperatur erfolgt eine leicht positive Verschiebung des Abweichungsverlaufs.

Die bisherige Betrachtung beinhaltet die einheitliche Ausführung des Schneckenwärmetauschers mit einer einheitlichen Wärmeleitfähigkeit und somit vereinfacht gesehen einem Werkstoff. In Abhängigkeit der Anforderungen und Gegebenheiten kann eine sogenannte Schwarz-Weiß-Verbindung erfolgen. Hierbei erfolgt eine schweißtechnische Mischverbindung aus einem ferritischem Werkstoff mit einem austenitischen Werkstoff. Hieraus resultiert die Variante 1 mit einem austenitischen Schneckenflügel bei einem ferritischen Rohr und die Variante 2 mit einem ferritischen Schneckenflügel bei einem austenitischen Rohr. Für den austenitischen Werkstoff wurde eine Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  und für den ferritischen Werkstoff von  $54 \text{ W/mK}$  berücksichtigt. In der Abbildung 5.6 ist die prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zum analytischen Ansatz in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts aufgetragen. Die Berechnung erfolgte bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  unter Berücksichtigung einer Wärmeleitung in axialer Richtung des Rohrs und den zuvor beschriebene Varianten, wobei der Werkstoff des Trogs stets analog zum Rohr berücksichtigt wurde. Die Variante 1 ist links und die Variante 2 rechts aufgetragen. [12]

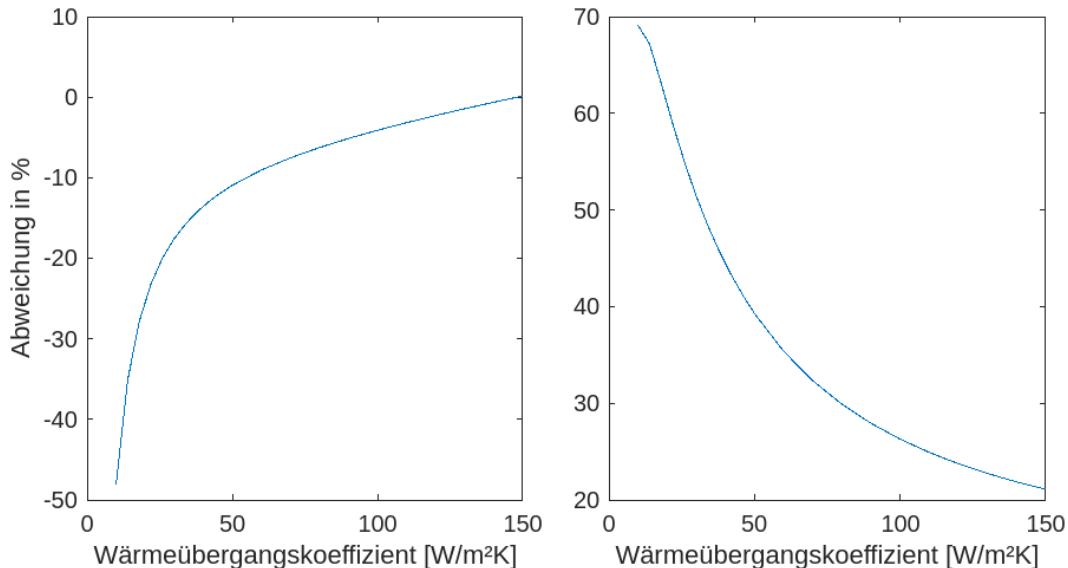


Abbildung 5.9: Prozentuale Abweichung des Wärmeübergangskoeffizienten des numerischen Ersatzmodells zur analytischen Berechnung in Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts bei einer Schüttguttemperatur von  $300^\circ\text{C}$  - Variante 1 (links) und Variante 2 (rechts)

Beide Varianten zeigen deutlich größere Abweichungen im Vergleich zu den einheitlich gewählten Wärmeleitfähigkeiten. Für die Variante 1 kann ebenfalls eine Singularität zu  $-\infty$  bei niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten festgestellt werden. Die Variante 2 zeigt abweichend hierzu eine Singularität zu  $+\infty$  auf. Der Verlauf bei Variante 1 liegt in einem Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  deutlich niedriger verlagert zwischen Werten von  $-25\%$  bis  $0\%$ . Zudem kann in dem Betrachtungsbereich kein Einpendeln festgestellt werden. Die Variante 2 weist in einem Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  einen fallenden Verlauf von  $55\%$  bis  $22\%$  und ebenfalls kein Einpendeln auf. Beide Varianten weisen deutlich größere Abweichungen zum analytischen Ansatz sowie zu den Vergleichen mit einheitlich gewählten Werkstoffen auf.

Allgemein kann kein einheitlicher Wert für die Abweichung des numerischen Ersatzmodells zum analytischen Ansatz definiert werden. Wie bereits aufgezeigt wirken neben dem Wärmeübergangskoeffizienten auch die Wärmeleitfähigkeit sowie die Schüttguttemperatur auf die Abweichung ein. Dennoch kann festgehalten werden, dass lediglich einheitliche Werkstoffausführungen zielführend mit akzeptablen Abweichungen verwendet werden können, wobei hohe Wärmeleitfähigkeiten vorteilhafter sind.

### 5.1.4 Bestimmung der Grenzwerte des Wärmeübergangskoeffizienten anhand des Penetrationsmodells

Das Penetrationsmodell ermöglicht die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Durchmischungssimulation, den Schüttguteigenschaften sowie weiteren Prozessbedingungen. Zu den Prozessbedingungen zählen neben dem Betriebsdruck temperaturabhängige Eigenschaften der Prozessatmosphäre. Für die folgenden Berechnungen wird Luft unter Normaldruck als Atmosphäre vorgesehen. Die Wärmeleitfähigkeit der Luft wird für die Berechnung temperaturabhängig eingebunden und gleich der Schüttguttemperatur angenommen. Daneben ergeben sich die weiteren Parameter zu: [51][52]

- $p = 10^5 \text{ Pa}$
- $C = 2,8$
- $\tilde{M} = 28,96 \text{ kg/kmol}$

Eine exakte Festlegung der Schüttguteigenschaften ist in der Praxis oftmals nur schwer möglich, da zahlreiche Parameter, wie z. B. die Wärmeleitfähigkeit der Partikel oder auch die spezifische Wärmekapazität, unbekannt sind oder nur mit großem Aufwand ermittelt werden können. Aus diesem Grund wird im Folgenden zum Teil auf Eigenschaften vergleichbarer Schüttgüter zurückgegriffen. Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit der Schüttung und darauf aufbauend dem Wärmeübergangskoeffizienten sind der mittlere Partikeldurchmesser  $d_{50}$ , die Wärmeleitfähigkeit des Partikels  $\lambda_p$ , der Überdeckungsgrad  $\varphi$  und die Rauheit  $\delta$  erforderlich. Der mittlere Partikeldurchmesser  $d_{50}$  kann aus der ermittelten Korngrößenverteilung übernommen werden, während für die verbliebenen Parameter auf Angaben von Klinker und Zement zurückgegriffen werden muss. [51][52]

- $d_{50} = 59 \mu\text{m}$
- $\lambda_p = 1,98 \text{ W/mK}$
- $\varphi = 0,8$
- $\delta = 0,0025 \text{ mm}$
- $\rho = 876,9 \text{ kg/m}^3$
- $c_p = 0,84 \text{ kJ/kgK}$

Unabhängig der Durchmischungssimulation können auf Basis der festgelegten Parameter physikalische Grenzwerte für den Wärmeübergang der Schüttung errechnet werden. In der Abbildung 5.10 ist der Grenzbereich des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Verweilzeit für die festgelegten Parameter bei einer Schüttguttemperatur von  $20^\circ\text{C}$  aufgetragen. Der Randbereich der grau eingefärbten Fläche stellt hierbei den Wärmeübergangskoeffizienten bei einem stagnierenden

Bett dar und ist somit die physikalische Untergrenze für den Wärmeübergangskoeffizienten. Die physikalische Obergrenze ist in der Abbildung 5.10 nicht abgebildet, da diese aufgrund der geringen Partikelgröße bei über  $2000 \text{ W/m}^2\text{K}$  liegt. Die kritische Verweilzeit nimmt aufgrund dessen einen Wert von  $t_c = 0,034489 \text{ s}$  an.

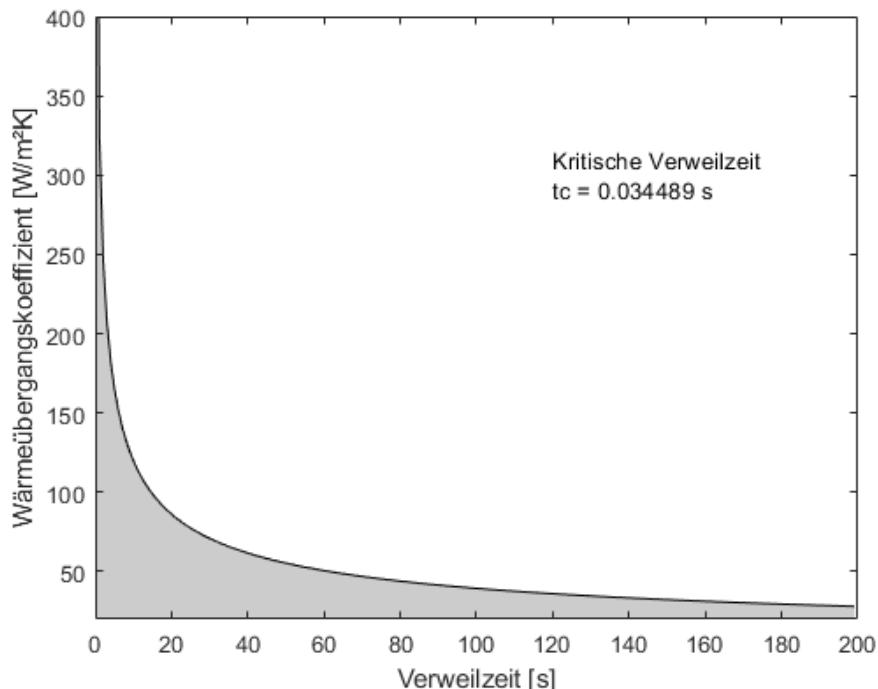


Abbildung 5.10: Grenzbereich des Wärmeübergangskoeffizienten in  $\text{W/m}^2\text{K}$  in Abhängigkeit der Verweilzeit in  $\text{s}$  bei einer Schüttguttemperatur von  $20^\circ\text{C}$

Der Wärmeübergangskoeffizient weist insbesondere bei kleinen Verweilzeiten von  $t < 20 \text{ s}$  einen starken Anstieg von ungefähr  $80 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf über  $400 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf, während bei größeren Verweilzeiten von  $t > 100 \text{ s}$  ein leichter Abfall erfolgt. Zudem kann das Maximum des Wärmeübergangskoeffizienten erst bei sehr niedrigen Verweilzeiten erreicht werden.

Neben dem Einfluss der Verweilzeit wirken die temperaturabhängigen Parameter der Prozessumgebung sowie die Wärmestrahlung zwischen den Partikeln auf die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung und folgend auf den Wärmeübergangskoeffizienten ein. In der Abbildung 5.11 sind der Wärmeübergangskoeffizient und die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur aufgetragen, wobei für beide Achsen das gleiche Verhältnis gewählt wurde. Die Zuordnung der beiden Kurven zu der jeweiligen Achse ist durch die Farbkennung gegeben.

Während die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung mehr als eine Verdopplung auf über  $\lambda_{bed} > 0,30 \text{ W/mK}$  aufweist, steigert sich der Wärmeübergangskoeffizient lediglich um ungefähr 50 % auf  $\alpha_{bed} < 50 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Die Schüttguttemperatur besitzt somit einen deutlichen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung, wie auch auf den Wärmeübergangskoeffizienten, wobei der Einfluss abgeschwächt ist.

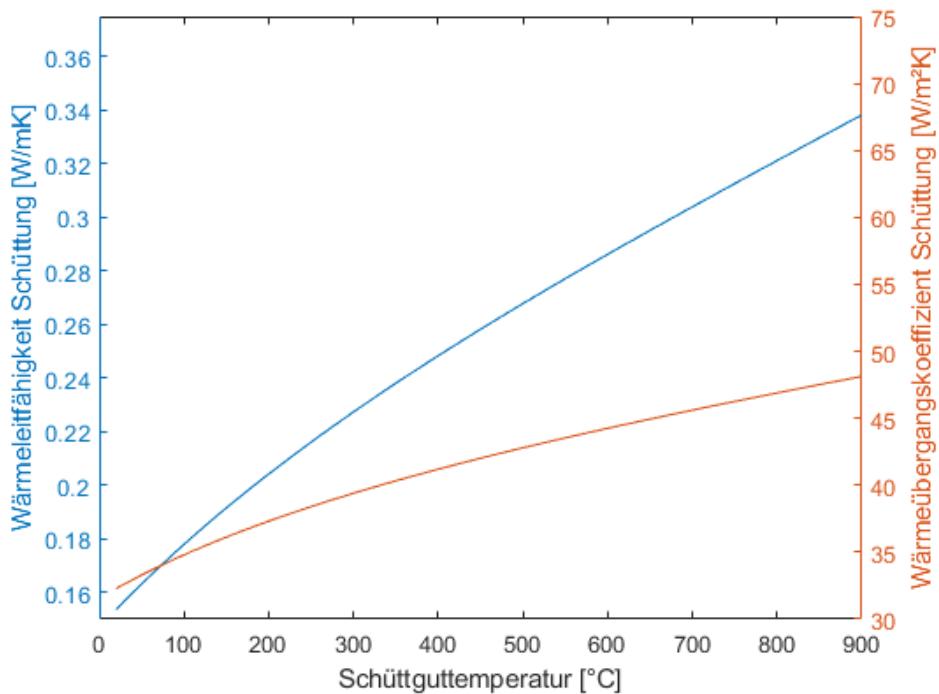


Abbildung 5.11: Wärmeübergangskoeffizient in  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  und Wärmeleitfähigkeit in  $\text{W}/\text{mK}$  in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur in  $^{\circ}\text{C}$  bei einer Verweilzeit von 150 s

In der Abbildung 5.12 ist der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Verweilzeit für unterschiedliche Schüttguttemperaturen aufgetragen. Die Abbildung 5.12 bestätigt auch in Abhängigkeit der Verweilzeit eine Temperaturabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten. Insbesondere im niedrigeren Temperaturbereich ist ein stärkerer Einfluss der Schüttguttemperatur vorhanden. Über den Betrachtungsbereich von 20 s bis 200 s ist der Wärmeübergangskoeffizient bei  $T_u = 820 \text{ } ^{\circ}\text{C}$  zwischen 40 % bis 50 % höher als bei  $T_u = 20 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ .

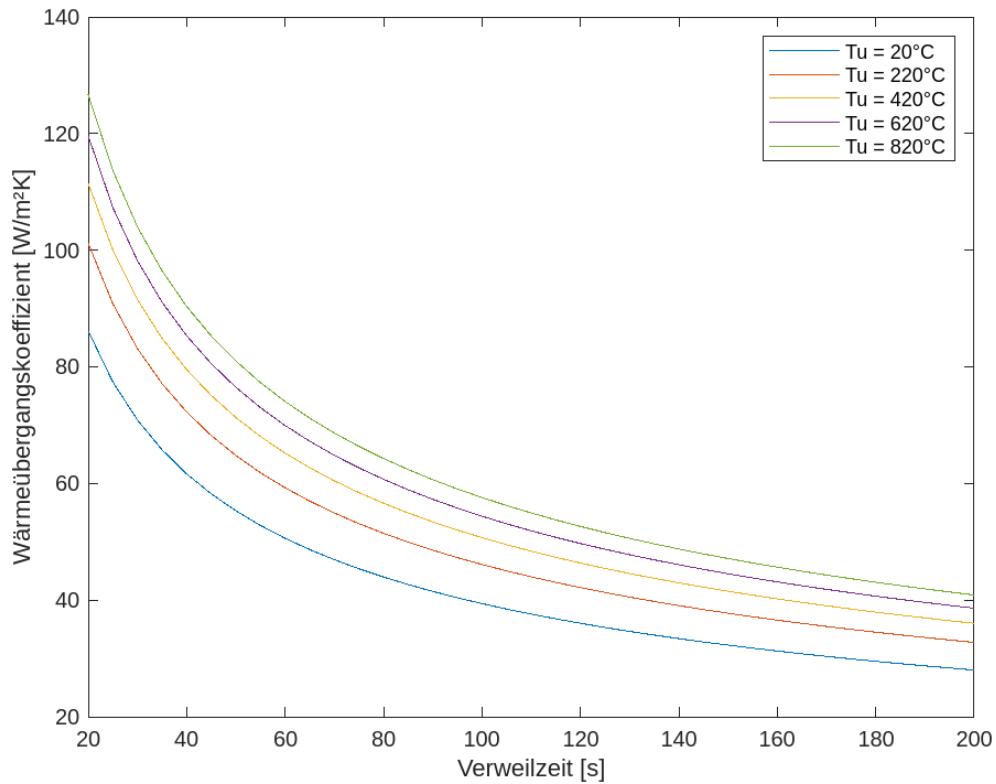


Abbildung 5.12: Wärmeübergangskoeffizient in  $W/m^2K$  in Abhängigkeit der Verweilzeit in  $s$  für Schüttguttemperaturen von  $20^\circ\text{C}$ ,  $220^\circ\text{C}$ ,  $420^\circ\text{C}$ ,  $620^\circ\text{C}$ ,  $820^\circ\text{C}$

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten basierend auf der Durchmischungs simulation sowie die Einbindung in das numerische Ersatzmodell muss somit temperaturabhängig erfolgen. Die Verknüpfung der Durchmischungsmatrizen bzw. Mischkennzahlen mit dem Penetrationsmodell ermöglichen unterschiedliche Betrachtungs weisen für eine Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten. Die bisher dargestellten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Verweilzeit sind lediglich zu der jeweiligen Verweilzeit gültig. Insofern ist stets die Simulation mit der korrekten Verweilzeit und Mischkennzahl erforderlich.

Eine vom Anlagenaufbau unabhängige Betrachtung ermöglicht die Berechnung des minimalen Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis der Mischkennzahlen. Hierdurch wird lediglich der minimale Wärmeübergangskoeffizient für die Durchmischungszeit ermittelt, wobei die Verweilzeiten letztlich deutlich größer sein können. Letztendlich bietet dies die Basis für eine vorläufige Abschätzung der Wärmeübergangskoeffizienten und schließlich auch Wärmeströme unter vereinfachten Annahmen. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf Basis der Durchmischungssimulation erfolgt vorab die Berechnung der Durchmischungszeit auf Basis der Anzahl an Umdrehungen und Betriebspunkten. In Abbildung 5.13 sind die ursprüngliche Durchmischungsmatrice und die Durchmischungszeit der Schneckenwelle 4 (UN) für das sehr kohäsive Schüttgut für die einzelnen Betriebspunkte aufgetragen.

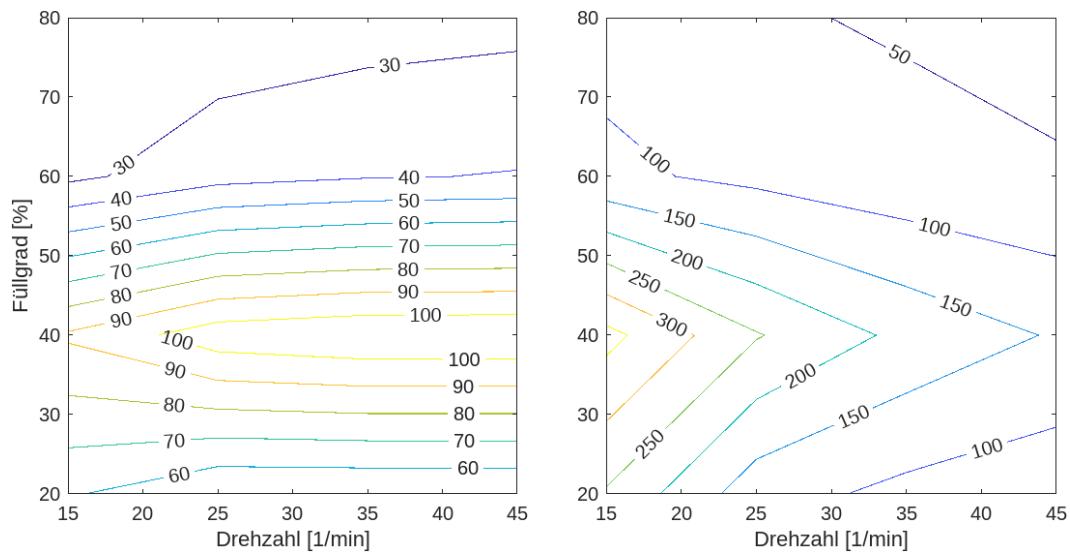


Abbildung 5.13: Vergleich der Durchmischungsmatrix (links) und die resultierende Verweilzeit in  $s$  (rechts) für das sehr kohäsive Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN)

Die Berechnung der Verweilzeit erfolgt durch die Berücksichtigung der Drehzahl an dem jeweiligen Betriebspunkt. Wie zu erwarten, zeigt sich bei kontinuierlichen Bereichen aus der Durchmischungsmatrix eine Abnahme der Verweilzeit mit ansteigender Drehzahl. Der Hochpunkt für die Schneckenwelle 4 (UN) aus der Durchmischungssimulation bei einem Füllgrad von 40 % ergibt für die Verweilzeit ebenfalls einen Hochpunkt, wobei dieser über die Anlagendrehzahl keinen konstanten Wert einnimmt. Letztendlich ergibt sich somit ein Hochpunkt der Verweilzeit für einen Füllgrad von 40 % sowie einer Drehzahl von 15 1/min. Der Tiefpunkt der Verweilzeit wird bei einem hohen Füllgrad von 80 % und eine Drehzahl von 45 1/min erreicht.

Durch die Verweilzeit kann letztendlich mithilfe des Penetrationsmodells der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. In der Abbildung 5.14 sind die errechnete Verweilzeit (links) und der resultierende minimale Wärmeübergangskoeffizient (rechts) auf Basis des Penetrationsmodells in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads aufgetragen. Die errechneten Werte basieren auf dem sehr kohäsiven Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN) bei einer Schüttguttemperatur von 900 °C.

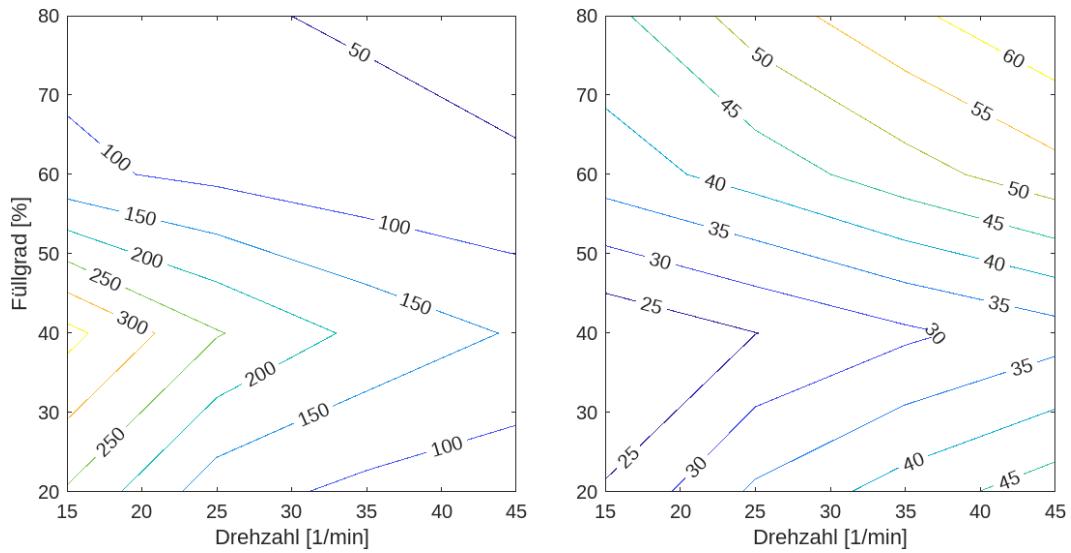


Abbildung 5.14: Vergleich der resultierenden Verweilzeit in s (links) und des Wärmeübergangskoeffizienten in  $W/m^2K$  (rechts) bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}C$  für das sehr kohäsive Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN)

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}C$  ergibt keine grundlegende Veränderung im Erscheinungsbild bzw. im Grenzverlauf der errechneten Werte. Der Wärmeübergangskoeffizient nimmt Werte unter  $25\text{ }W/m^2K$  bis hin zu Werten von über  $60\text{ }W/m^2K$  ein. Aufgrund des inversen Einbezugs der Verweilzeit in die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ergibt sich ebenfalls ein inverses Bild bei den errechneten Werten. Hochpunkte bei der Verweilzeit bewirken einen Tiefpunkt bei dem Wärmeübergangskoeffizienten, für Tiefpunkte gilt dies analog. Zudem ist für den Betrachtungsbereich ein deutlich geringerer Gradient beim Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zur Verweilzeit festzustellen. Während zwischen Hoch- und Tiefpunkt bei der Verweilzeit ein Faktor von  $> 6$  festzustellen ist, ist dieser bei dem Wärmeübergangskoeffizienten lediglich  $> 2$ . Insofern kann eine deutliche Abschwächung des Einflusses der Verweilzeit festgestellt werden. Zu beachten ist, dass dies in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur variieren kann.

In der Abbildung 5.15 sind die Wärmeübergangskoeffizienten für die einzelnen Durchmischungsmatrizen unabhängig des Anlagenaufbaus aufgetragen. Die beiden linken Abbildungen zeigen das sehr kohäsive Schüttgut und die beiden rechten Abbildungen das leicht fließende Schüttgut. Die oberen beiden Abbildungen entsprechen der Schneckenwelle 3 (MP) und die unteren beiden der Schneckenwelle 4 (UN).

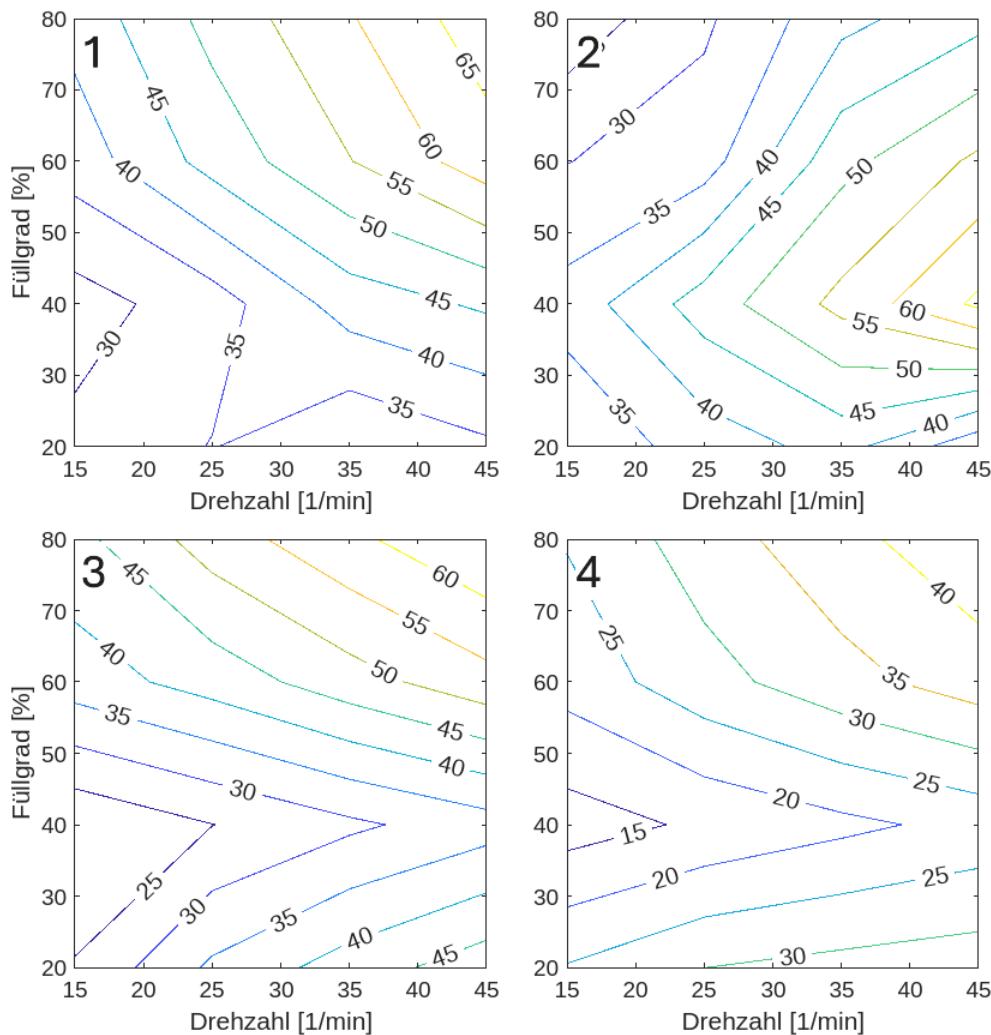


Abbildung 5.15: Wärmeübergangskoeffizient in  $W/m^2K$  bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^\circ C$  in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl  
 - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Vergleichbar zu den Durchmischungsmatrizen ergeben sich für die Wärmeübergangskoeffizienten ebenfalls Gemeinsamkeiten. Insbesondere für den Schneckenflügel 4 weisen das sehr kohäsive und das leicht fließende Schüttgut sehr ähnliche Verläufe auf, während die Höhe der Wärmeübergangskoeffizienten variiert. Das Verhältnis bei der Durchmischungssimulation für das leicht fließende und das sehr kohäsive Schüttgut für die Schneckenwelle 4 (UN) betrug mindestens zwei. Das analoge Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten zeigt ein bedeutend geringeres Verhältnis von ungefähr 1,5 auf, was durch das nichtlineare Verhalten des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Verweilzeit bzw. Durchmischung zu begründen ist. Für die Schneckenwelle 3 (MP) zeigen sich deutliche Unterschiede bei den Wärmeübergangskoeffizienten, wobei diese in einer vergleichbaren Größenordnung von bis zu  $65\text{ }W/m^2K$  liegen. Bis auf das sehr kohäsive Schüttgut mit der Schneckenwelle 3

(MP) kann zudem als kritischer Bereich ein Füllgrad von 40 % identifiziert werden. Für drei von vier Abbildungen ergibt sich bei einem Füllgrad von 40 % entweder ein Hoch- oder ein Tiefpunkt.

## 5.2 Auswertung und Interpretation der Simulationsdaten

Anhand der getroffenen Annahmen und des Aufbaus kann eine Simulation von resultierenden Wärmeströmen für die einzelnen Schneckenwellen durchgeführt werden. Folgend erfolgt die Beschreibung und Auswertung der ermittelten Wärmeströme, den Energietransferraten und der Temperaturabhängigkeit. Zudem wird ein Vergleich für eine definierte Verweilzeit bzw. Anzahl an Umdrehungen zu einem Standardflügel durchgeführt.

### 5.2.1 Wärmeströme innerhalb eines Schneckengangs

Die bisher durchgeführten Berechnungen für den Wärmeübergangskoeffizienten zeigten bereits eine deutliche Abhängigkeit zu den gewählten Betriebsparametern sowie der Schüttguttemperatur selbst. Die zuvor beschriebene Berücksichtigung des Füllgrads und der Drehzahl in die numerische Berechnung bewirken eine zusätzliche Abhängigkeit in der Berechnung der eigentlichen Wärmeströme. Insofern sind weitere Änderungen bei Grenzverläufen und Gradienten zu erwarten. Für eine erste Betrachtung wird der Wärmeübergangskoeffizient unabhängig des Anlagenaufbaus angesetzt.

In der Abbildung 5.16 sind der Wärmeübergangskoeffizient in  $W/m^2K$  und der resultierende Wärmestrom in  $kW$  für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads aufgetragen. Der Wärmeübergangskoeffizient ist links und der Wärmestrom rechts dargestellt.

Im Füllgradbereich von  $> 40\%$  weisen der Wärmeübergangskoeffizient und der Wärmestrom einen ähnlichen Grenzverlauf auf, wobei ebenfalls bei einem hohen Füllgrad und einer hohen Drehzahl ein Maximum erreicht wird. Im Gegensatz zum Wärmeübergangskoeffizienten weisen die Wärmeströme jedoch einen deutlich größeren Gradienten auf. Zudem ergibt sich im niedrigen Füllgradbereich von  $< 40\%$  ein unterschiedliches Verhalten. Während der Wärmeübergangskoeffizient eine Richtungsänderung und somit einen erneuten Anstieg aufweist, zeigen sich die Wärmeströme deutlich robuster. Der Wärmestrom besitzt in diesem Bereich einen deutlich geringeren Gradienten und zeigt nicht die Richtungsänderung des Wärmeübergangskoeffizienten auf. Insofern erweist sich die Simulation der Wärmeströme robust gegen Einflüsse von außen.

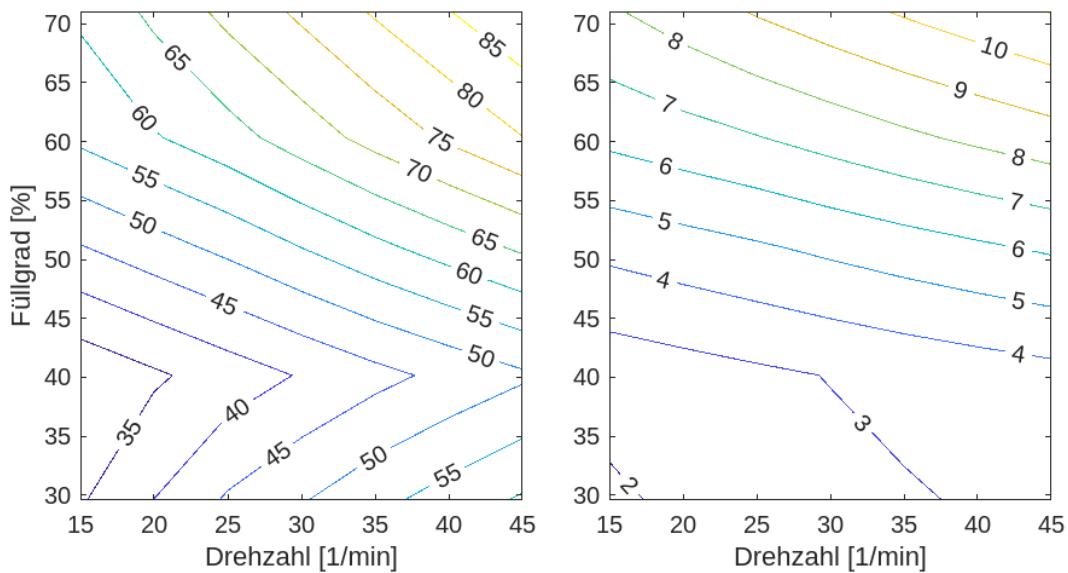


Abbildung 5.16: Wärmeübergangskoeffizient in  $W/m^2K$  (links) und resultierender Wärmestrom in  $kW$  (rechts) im Schneckenwärmetauscher in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads für die Schneckenwelle 4 (UN), dem sehr kohäsiven Schüttgut und einer Schüttguttemperatur von  $900^\circ C$

Neben dem Vergleich des Wärmeübergangskoeffizienten mit dem resultierenden Wärmestrom ist ein Vergleich der einzelnen Schneckenwellen in den gleichen Betriebspunkten erforderlich. In der Abbildung 5.17 sind die Wärmeströme in  $kW$  für die Schneckenwelle 3 (MP) (oben) und Schneckenwelle 4 (UN) (unten) für das sehr kohäsive (links) und das leicht fließende Schüttgut (rechts) bei einer Schüttguttemperatur von  $900^\circ C$  dargestellt.

Beide Schneckenwellen für das sehr kohäsive Schüttgut weisen einen ähnlichen Grenzverlauf sowie Höhe der Wärmeströme auf. Der Wärmestrom steigt von  $3 kW$  bis auf  $10 kW$  für die Schneckenwelle 3 (MP) und auf  $9 kW$  für die Schneckenwelle 4 (UN). Die Grenzverläufe weisen für beide Schneckenwellen eine negative Steigung auf, wobei die Schneckenwelle 3 (MP) steilere Grenzverläufe aufweist. Das leicht fließende Schüttgut weist deutliche Unterschiede zwischen den beiden Schneckenwellen sowie im Vergleich zum sehr kohäsiven Schüttgut auf. Der maximale Wärmestrom beträgt zwischen  $3 kW$  und  $8,5 kW$  für die Schneckenwelle 3 (MP) und  $1,5 kW$  bis  $6,5 kW$  für die Schneckenwelle 4 (UN). Für die Schneckenwelle 4 (UN) ergibt sich ein ähnlicher Grenzverlauf, wobei im Füllgradbereich von  $< 40\%$  und einer Drehzahl von ungefähr  $27 1/min$  ein Sprung vorhanden ist. Die Schneckenwelle 3 (MP) weicht für das leicht fließende Schüttgut von allen anderen Simulationen deutlich ab und die Grenzverläufe nähern sich im Füllgradbereich  $> 40\%$  und niedriger Drehzahl der Senkrechten an. Im niedrigeren Füllgradbereich von  $< 40\%$  nähern sich die Grenzverläufe der Waagerechten an. Letztendlich zeigen alle 4 Simulationen einen deutlichen Einfluss der einzelnen Schneckenflügelgeometrien sowie den Eigenschaften des Schüttguts. Sowohl die Höhe der Wärmeströme als auch die Grenzverläufe

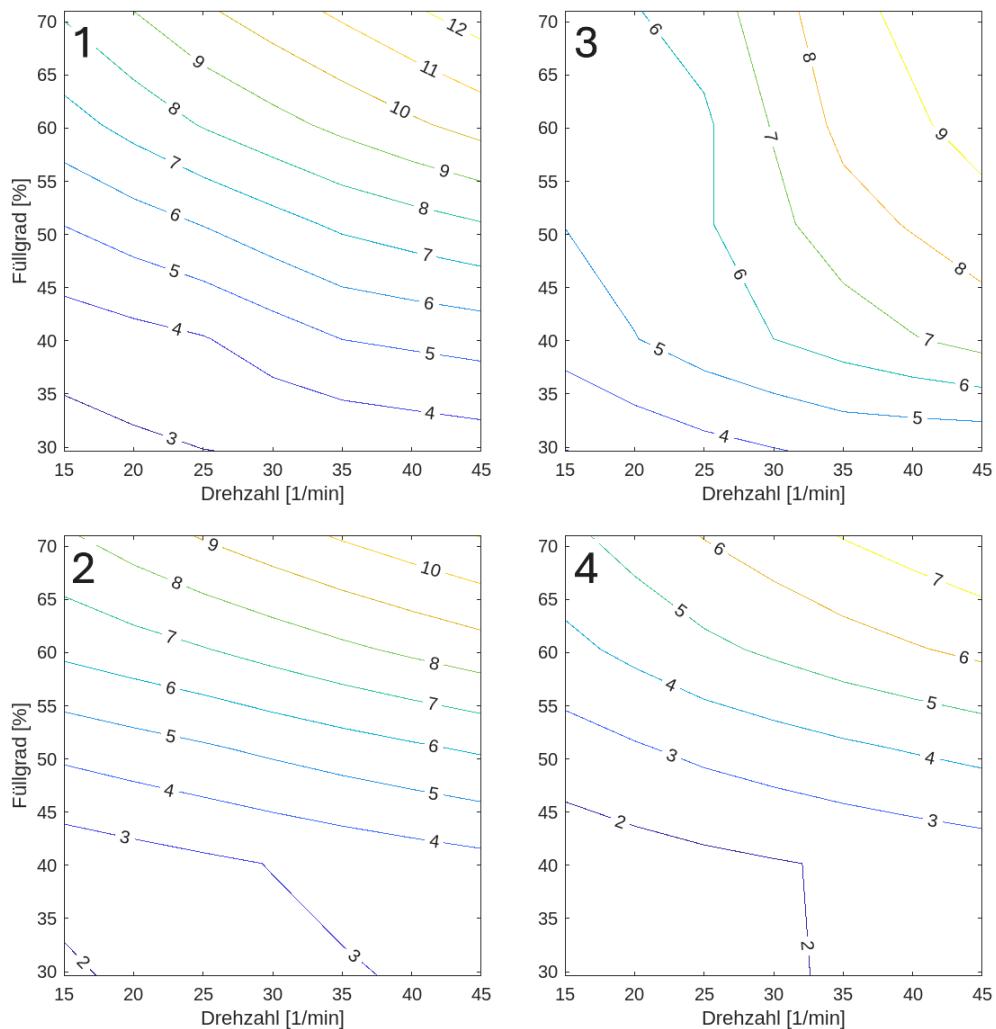


Abbildung 5.17: Wärmeströme in  $kW$  bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

sind stets abhängig von den Betriebsparametern.

Als zusätzlicher Vergleich ist eine Betrachtung mit definierter Anlagenlänge bzw. Anzahl Umdrehungen erforderlich, wodurch eine definierte Verweilzeit vorhanden ist. In der Abbildung 5.18 sind die Wärmeströme für eine Verweilzeit basierend auf 100 Umdrehungen in  $kW$  für die Schneckenwelle 3 (MP) (oben) und Schneckenwelle 4 (UN) (unten) für das sehr kohäsive (links) und das leicht fließende Schüttgut (rechts) bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  dargestellt.

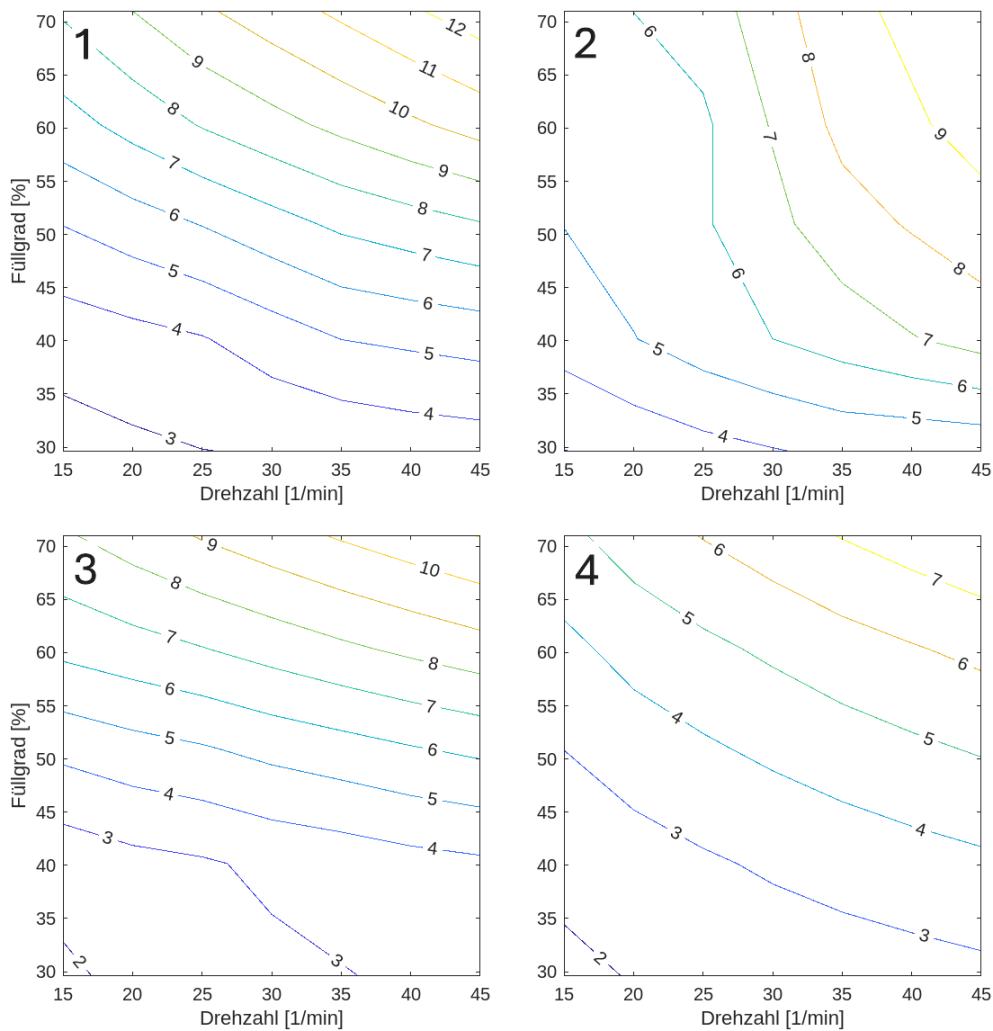


Abbildung 5.18: Wärmestrome in  $kW$  bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Im Vergleich zu der vorherigen Betrachtung des Wärmestroms ergeben sich lediglich kleinere Abweichungen. Aufgrund der Annahme eines stagnierenden Schüttgutbetts bis zum Schnittpunkt mit dem kontinuierlichen Wärmeübergangskoeffizienten, ergeben sich lediglich Abweichungen bei Mischkennzahlen unter 100 Umdrehungen. Bei der Schneckenwelle 4 (UN) und dem leicht fließenden Schüttgut resultieren Abweichungen im niedrigen Füllgradbereich von < 40 %. Für die Schneckenwelle 3 (MP) und dem leicht fließenden Schüttgut ergeben sich im hohen Füllgradbereich > 60 % und Drehzahlbereich > 40 1/min geringfügige Abweichungen. Grundsätzlich zeigt dieser Vergleich jedoch deutlich auf, dass eine Abhängigkeit zum Anlagenbau besteht und bei einer niedrigeren Anzahl an Umdrehungen größere Abweichungen auftreten können.

### 5.2.2 Übertragene Energie innerhalb eines Schneckengangs

Die bisher durchgeführten Betrachtungen schließen den Massenstrom an den einzelnen Betriebsparametern nicht mit ein. Bei kontinuierlichen Prozessen mit direktem Förderweg muss der Massenstrom jedoch ebenfalls mit einbezogen werden. In der Abbildung 5.19 sind der Wärmestrom in  $kW$  und der Energietransfer in  $J/kgK$  für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads aufgetragen. Der Wärmestrom ist links und der Energietransfer rechts dargestellt.

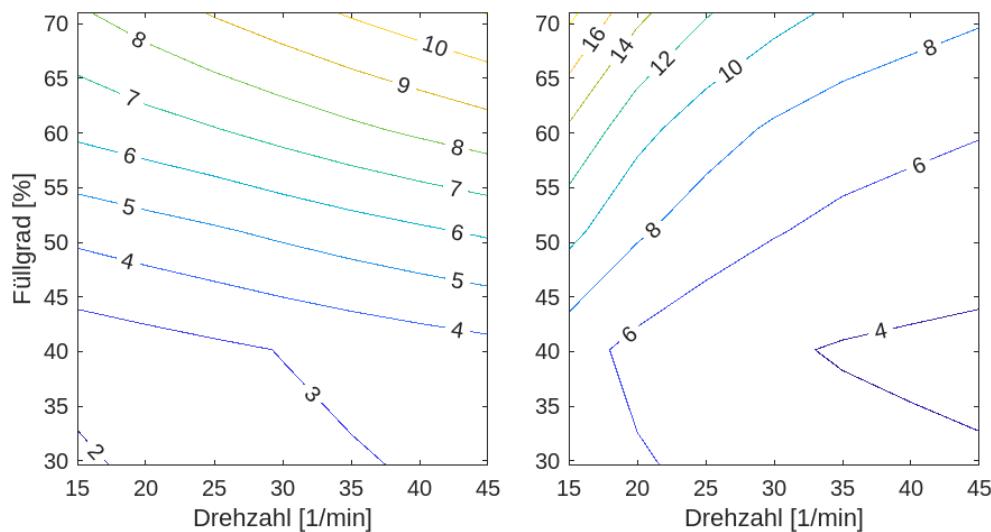


Abbildung 5.19: Wärmestrom in  $kW$  (links) und Energietransfer in  $kJ/kg$  (rechts) im Schneckenwärmetauscher in Abhängigkeit der Drehzahl und des Füllgrads für die Schneckenwelle 4 (UN), dem sehr kohäsiven Schüttgut und einer Schüttguttemperatur von  $900^\circ C$

Die Massenströme besitzen einen deutlichen Einfluss auf den Energietransfer und bewirken deutliche Abweichungen bei den Grenzverläufen. Im Füllgradbereich von  $> 40\%$  steigt der Energietransfer nahezu linear über die Drehzahl an. Das Maximum des Energietransfers stellt sich hierbei nicht am Maximum des Wärmestroms ein, sondern bei einem hohen Füllgrad bei einer niedrigen Drehzahl. Bei einem Füllgrad  $< 40\%$  schlägt dieses Verhalten um und der Energietransfer weist eine negative Steigung auf.

Neben des Vergleichs des Wärmestroms mit dem resultierenden Energietransfer ist ein Vergleich der einzelnen Schneckenwellen in den gleichen Betriebspunkten erforderlich. In der Abbildung 5.20 sind der Energietransfer in  $J/kgK$  und der für die Schneckenwelle 3 (MP) (oben) und Schneckenwelle 4 (UN) (unten) für das sehr kohäsive (links) und das leicht fließende Schüttgut (rechts) bei einer Schüttguttemperatur von  $900^\circ C$  dargestellt. Analog zu der vorherigen Betrachtung erfolgt dies ebenfalls im kontinuierlichen Prozess bei direktem Förderweg.

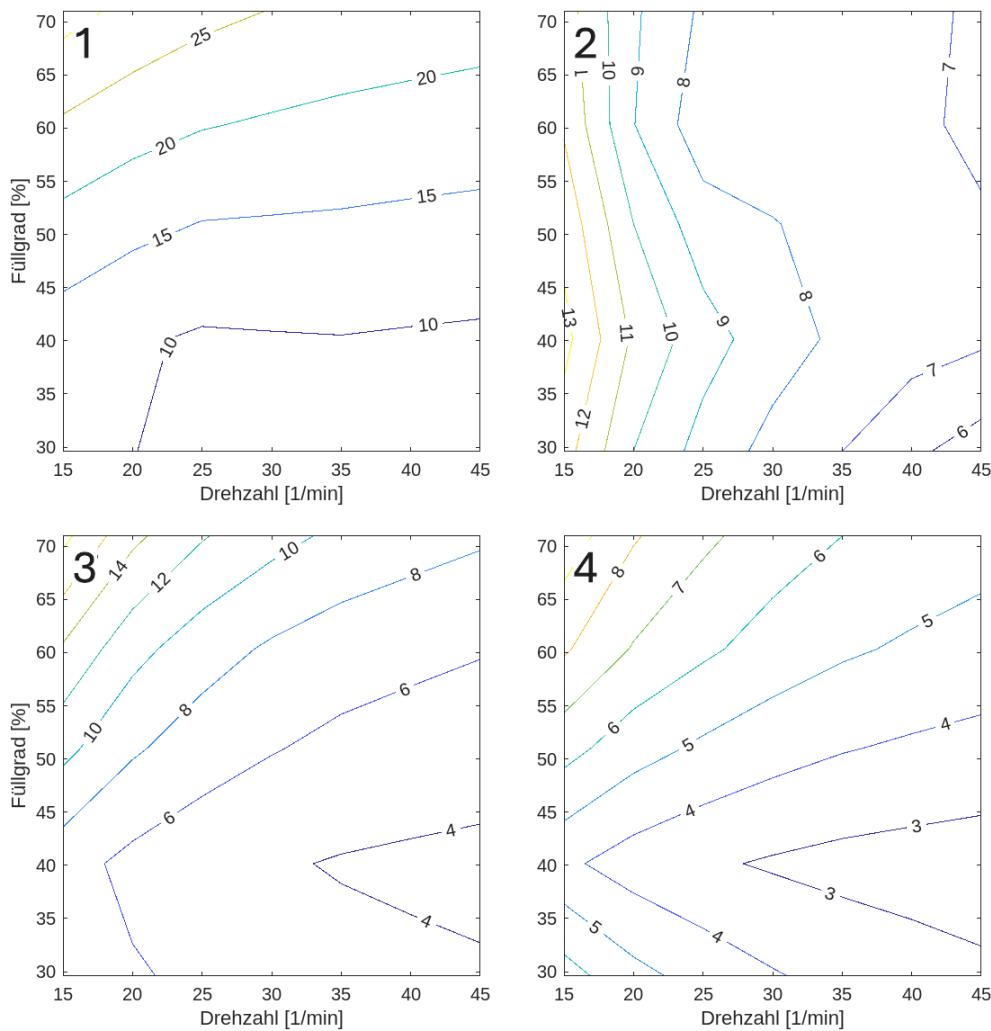


Abbildung 5.20: Energietransfer in  $kJ/kg$  bei einer Schüttguttemperatur von 900 °C in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Aufgrund der zusätzlichen Abhängigkeit des Massenstroms von den einzelnen Betriebsparametern und Schneckenwellen ergeben sich für den Energietransfer deutlichere Unterschiede zwischen den Schneckenwellen sowie den Schüttgütern. Die Schneckenwelle 3 (MP) weist für das sehr kohäsive Schüttgut einen nahezu waagerechten Grenzverlauf für den Energietransfer bei einem Füllgrad > 40 % auf. Im niedrigen Füllgradbereich < 40 % tritt im niedrigen Drehzahlbereich ein Abfall des Grenzverlaufs in die Senkrechte auf. Der Energietransfer variiert hierbei von 10  $J/kgK$  bis 25  $J/kgK$ . Im Gegensatz hierzu weist das leicht fließende Schüttgut unter gleichen Betriebsparametern und Schneckenwellen nahezu senkrechte Grenzverläufe auf und der Energietransfer variiert zwischen 6  $J/kgK$  und 13  $J/kgK$ . Während das sehr kohäsive Schüttgut somit eine deutliche Abhängigkeit vom Füllgrad besitzt, weist das leicht fließende Schüttgut eine Abhängigkeit von der Drehzahl

auf. Beide Schüttgüter wirken sich somit unterschiedlich auf den Energietransfer aus. Die Schneckenwelle 4 (UN) weist für beide Schüttgüter einen ähnlichen Grenzverlauf auf, während die Gradienten sich unterscheiden. Während der Energietransfer des sehr kohäsiven Schüttguts von  $4 \text{ J/kgK}$  bis  $16 \text{ J/kgK}$  variiert, weist das leicht fließende Schüttgut lediglich einen Bereich von  $3 \text{ J/kgK}$  bis  $9 \text{ J/kgK}$  auf.

Der Vergleich des Energietransfers bestärkt die Abhängigkeit der zuvor durchgeführten Vergleiche, dass sowohl die Eigenschaften des Schüttguts als auch die Art der Schneckenwellen einen deutlichen Einfluss auf den Wärmestrom sowie den Energietransfer besitzen. Die bisherigen Betrachtungen basieren auf einer anlagenunabhängigen Betrachtung und sind somit die minimalen Wärmeströme, die sich an den jeweiligen Betriebspunkten einstellen. In der Abbildung 5.21 sind der Energietransfer für eine Verweilzeit basierend auf 100 Umdrehungen in  $\text{J/kgK}$  aufgetragen.

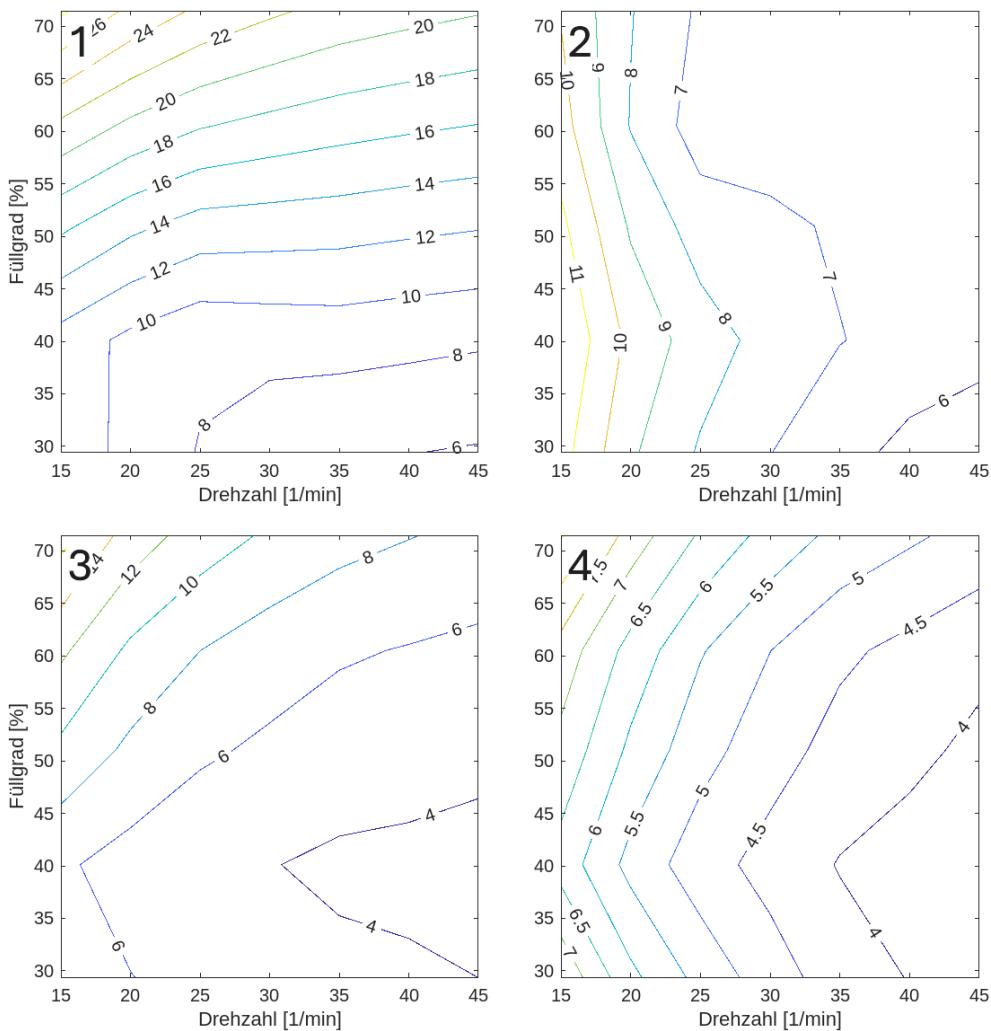


Abbildung 5.21: Energietransfer in  $kJ/kg$  bei einer Schüttguttemperatur von  $900^{\circ}C$  und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Analog zu den zuvor durchgeföhrten Vergleichen des Wärmestroms, ergeben sich ähnliche Abweichungen für die Energietransferraten, wobei der Einfluss aufgrund des Massenstroms unterschiedlich ausgeprägt ist. Insbesondere die Schneckenwelle 4 (UN) und das leicht fließende Schüttgut weisen im niedrigen Füllgradbereich von < 40 % einen abweichenden Grenzverlauf auf. Für die verbliebenen Schneckenwellen und Schüttgüter sind bei den Energietransferraten lediglich kleinere Abweichungen zu erkennen.

### 5.2.3 Temperaturabhängigkeit der Wärmeströme

Die bisherigen Simulationen für den Wärmestrom sowie die Energietransferrate wurden einheitlich bei einer Schüttguttemperatur von  $900^{\circ}C$  und einer Fluidtemperatur

von  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Für die Energietransferrate wurde bereits, um Vergleichsmöglichkeiten zu schaffen, die Temperaturdifferenz zwischen Schüttgut und Fluid einbezogen. Die Betrachtungen der Wärmeleitfähigkeit und des Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts zeigten bereits eine Temperaturabhängigkeit auf, die ebenfalls Einfluss auf die Simulation der Wärmeströme und nachfolgende Berechnung nimmt. Insofern ist ebenfalls eine temperaturabhängige Betrachtung erforderlich. Durch den Einbezug der Temperaturdifferenz im System kann immerhin eine begrenzter Vergleich der Temperaturabhängigkeit der Energietransferrate erfolgen. In der Abbildung 5.22 sind die Energietransferraten in Abhängigkeit der Betriebsparameter und unterschiedlichen Schüttguttemperaturen aufgeführt. Die Schüttguttemperatur variiert von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  links oben, über  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$  rechts oben,  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  links unten und  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  rechts unten.

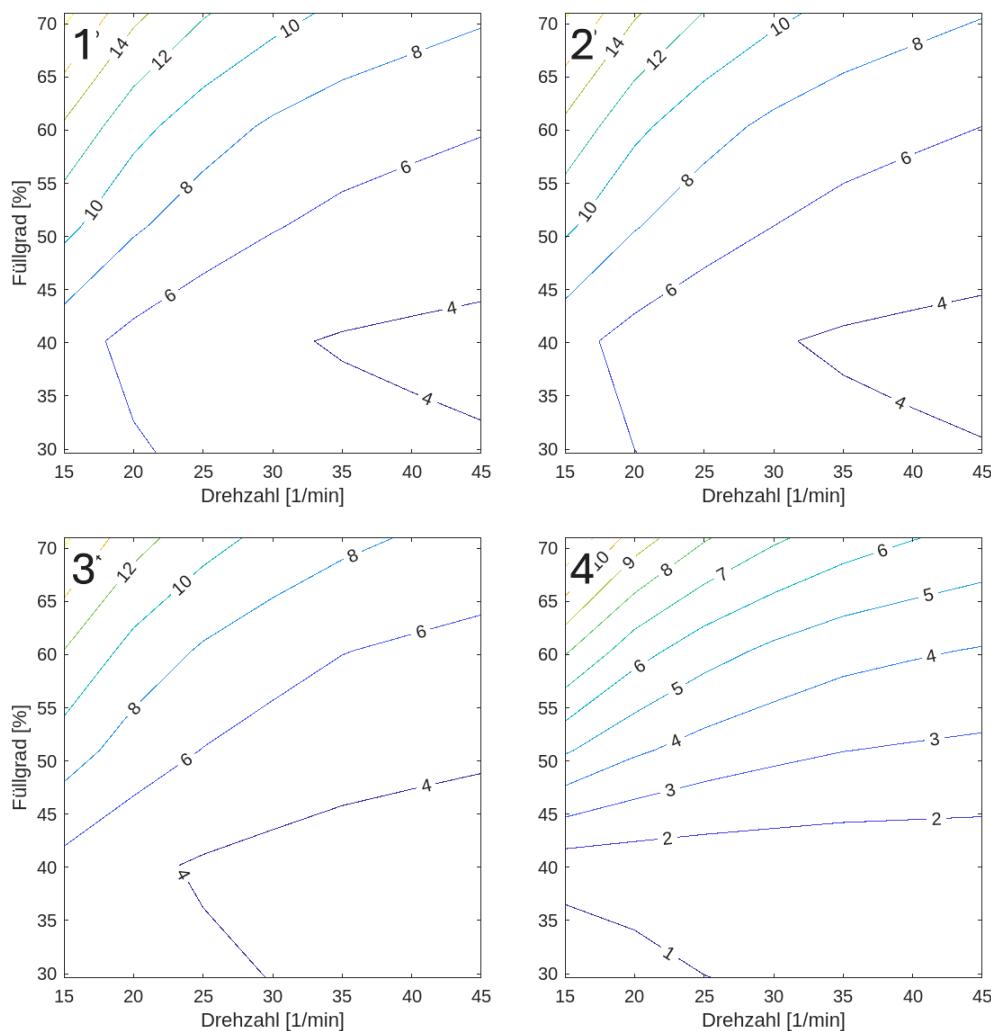


Abbildung 5.22: Energietransfer in  $\text{kJ}/\text{kg}$  für das sehr kohäsive Schüttgut und der Schneckenwelle 4 (UN) in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schüttguttemperatur  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2.) Schüttguttemperatur  $650\text{ }^{\circ}\text{C}$  3.) Schüttguttemperatur  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 4.) Schüttguttemperatur  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$

Obwohl zum Vergleich die Temperaturdifferenz zwischen Schüttgut und Fluid in die Berechnung des Energietransfers einbezogen wurde, kann eine Temperaturabhängigkeit des Energietransfers festgestellt werden. Grundsätzlich ähneln sich sämtliche Berechnung mit den jeweiligen Schüttguttemperaturen in Grenzverlauf und Höhe. Die Höhe des Energietransfers variiert zwischen  $1 \text{ J/kgK}$  und  $16 \text{ J/kgK}$ , wobei das Maximum mit fallender Schüttguttemperatur ebenfalls abnimmt. Insbesondere im niedrigen Temperaturbereich ergeben sich analog zu den vorherigen Untersuchungen höhere Änderungsraten. Insofern ist zwangsläufig eine Berechnung an den einzelnen Temperaturpunkten erforderlich und es kann kein temperaturunabhängiger Energietransfer festgelegt werden.

#### **5.2.4 Vergleich der Wärmeströme und übertragene Energie unterschiedlicher Schneckenflügel**

Da die Durchmischungssimulationen für die Schneckenwelle 1 (ST) keine gesicherten Ergebnisse ergab, konnte ein Vergleich mit den anderen Schneckenwellen für den minimalen Wärmeübergangskoeffizienten nicht erfolgen. Lediglich die Simulation der Massenströme führte zu gesicherten Ergebnissen, die für eine weitere Auswertung direkt verwendet werden können. Ein Vergleich mit der Schneckenwelle 1 (ST) kann somit lediglich für eine definierte Verweilzeit bzw. Anzahl an Umdrehungen erfolgen. Für die folgenden Simulationen und Vergleiche wurde eine definierte Anzahl von 100 Umdrehungen festgelegt.

Die Wärmeströme für das sehr kohäsive und das leicht fließende Schüttgut in Abhängigkeit der Betriebsparameter sind in der Abbildung 5.23 in  $kW$  aufgeführt. Aufgrund der definierten Anlagenlänge und resultierenden Verweilzeit erfolgt für die Simulation der Wärmeströme keine Unterscheidung zwischen beiden Schüttgütern.

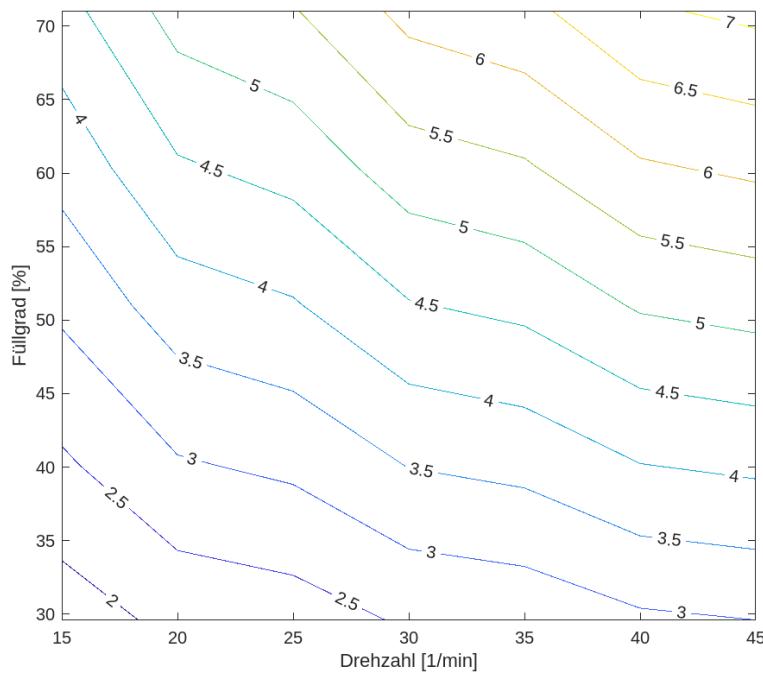


Abbildung 5.23: Wärmestrom in  $kW$  für die Schneckenwelle 1 (ST) für das sehr kohäsive Schüttgut sowie das leicht fließende Schüttgut bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl

Für beide Schüttgüter zeigen sich bei dieser Anlagenkonfiguration der gleiche Grenzverlauf und Höhe des Wärmestroms, da lediglich die maximale Verweilzeit auf Basis der festgelegten Umdrehungen verwendet wurde. Der Wärmestrom erreicht hierbei Werte zwischen  $2\text{ }kW$  und  $7\text{ }kW$ . Das Maximum des Wärmestroms stellt sich bei hoher Drehzahl und hohem Füllgrad ein. Die Verläufe zeigen einen diagonalen Verlauf bei leichter Beugung. Aufgrund der schrittweisen Berechnung und festen Anzahl an Umdrehungen resultiert ein wellenartiger Verlauf, der bei geringerer Schrittweise minimiert wird.

Die simulierten Wärmeströme für den Standardschneckenflügel können jedoch für einen Vergleich mit den Schneckenwellen 3 und 4 herangezogen werden. Bei den zuvor durchgeföhrten Simulationen der Wärmeströme für beide Schüttgüter und Schneckenwellen zeigten sich unterschiedliche Wärmeströme, die bei einem Vergleich unterschiedliche Ausprägungen bewirken. In der Abbildung 5.24 ist das Verhältnis des Wärmestroms der jeweiligen Schneckenwelle und des jeweiligen Schüttguts zum Wärmestrom der Schneckenwelle 1 (ST) aufgetragen.

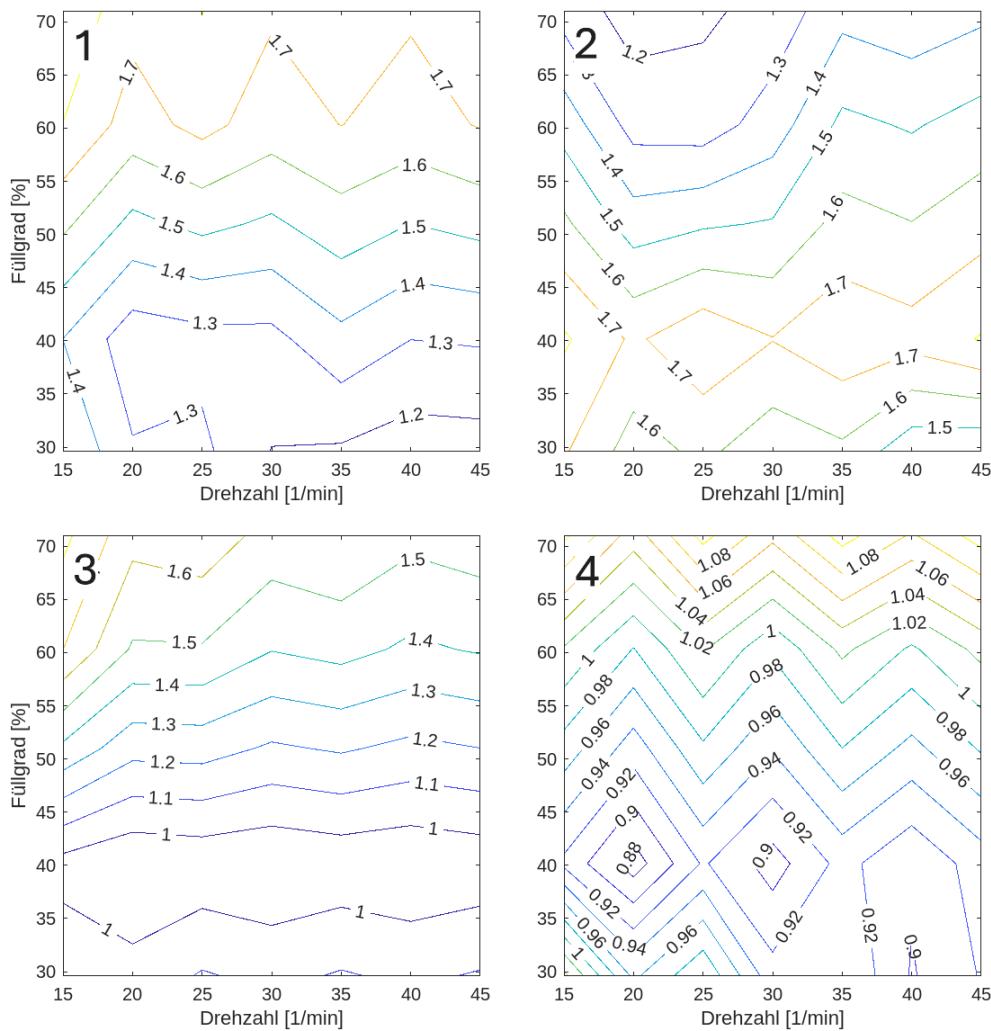


Abbildung 5.24: Verhältnis des Wärmestroms zur Schneckenwelle 1 (ST) bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Alle Schneckenwellen weisen ein unterschiedliches Verhalten beim Verhältnis zum jeweiligen Schüttgut auf. Die Schneckenwelle 3 (MP) besitzt für beide Schüttgüter ein Verhältnis  $> 1$  mit vorrangig horizontalen Verläufen und lokalen Verlaufsänderungen. Während das sehr kohäsive Schüttgut das Maximum bei einem hohen Füllgrad aufweist, ist das Maximum bei dem leicht fließenden Schüttgut bei einem Füllgrad von 40 % vorzufinden. Die Schüttgüter wiesen hierbei einen Bereich zwischen 1,2 und 1,7 bzw. 1,8 auf. Im Gegensatz zu der Schneckenwelle 3 (MP) weist die Schneckenwelle 4 (UN) teilweise auch ein Verhältnis  $< 1$  auf, was auf die geringere Wärmeaustauschfläche zurückzuführen ist. Das sehr kohäsive Schüttgut besitzt waagerechte Grenzverläufe und bei einem Füllgrad von 40 % ein Minimum. Das Maximum stellt sich bei einer niedrigen Drehzahl und hohem Füllgrad ein. Das leicht fließende Schüttgut weist einen Bereich von 0,9 bis 1,08 mit mehreren Minima mit

einem Wert bis zu 0,88 auf. Die Grenzverläufe schwanken deutlich mit Ausschlägen, wobei sich das Maximum bei einem hohen Füllgrad einstellt.

Die Wärmeströme weisen bereits im Vergleich zu Schneckenwelle 1 (ST) deutliche Unterschiede und teilweise höhere Wärmeströme auf. Zusätzlich zum Wärmestrom kann ein Vergleich des Energietransfers unter Berücksichtigung der simulierten Massenströme erfolgen. In der Abbildung 5.25 ist die Energietransferrate für die Schneckenwelle 1 (ST) in Abhängigkeit der Betriebsparameter und einer definierten Anzahl von 100 Umdrehungen sowie eine Schüttguttemperatur von 900 °C aufgetragen.

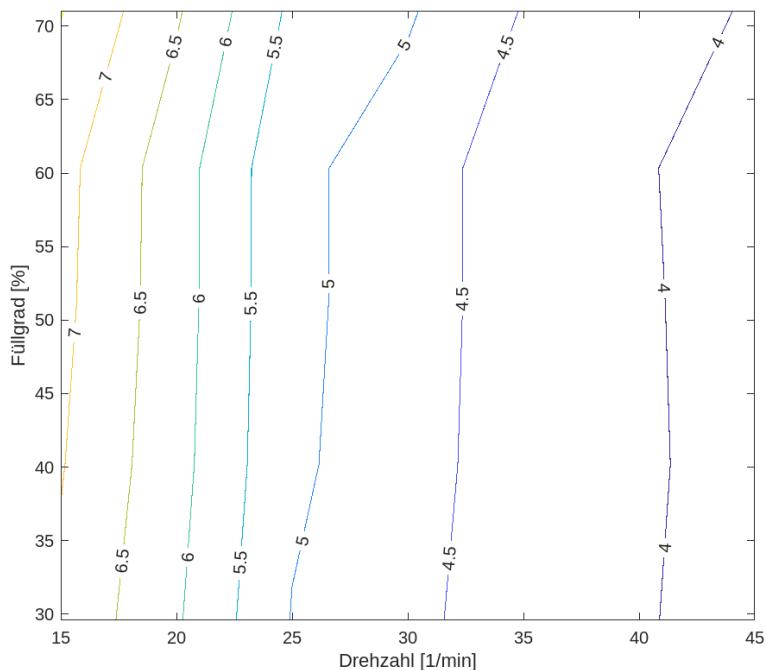


Abbildung 5.25: Energietransfer in  $kJ/kg$  für die Schneckenwelle 1 (ST) für das sehr kohäsive Schüttgut und das leicht fließende Schüttgut bei einer Schüttguttemperatur von 900 °C und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl

Die Energietransferraten erreichen Werte zwischen 4  $J/kgK$  bis zu 7  $J/kgK$  und weisen einen nahezu vertikalen Verlauf vor. Bei niedrigeren Drehzahlen weisen die Grenzverläufe höhere Gradienten auf. Ein Maximum stellt sich hierbei ebenfalls bei niedrigen Drehzahlen und einem hohen Füllgrad ein, wobei durch den nahezu vertikalen Verlauf das Maximum nur leicht ausgeprägt ist.

Auf Basis der Energietransferraten der Schneckenwelle 1 (ST) kann ein Vergleich mit den Schneckenwelle 3 (MP) und 4 erfolgen. Für den Vergleich wurden die Energietransferraten bei 100 Umdrehungen verwendet. In der Abbildung 5.26 ist das Verhältnis der Energietransferraten zur Schneckenwelle 1 (ST) für die Schneckenwelle 3 (MP) (oben) und Schneckenwelle 4 (UN) (unten) für das sehr kohäsive (links) und das leicht fließende Schüttgut (rechts) bei einer Schüttguttemperatur von 900 °C dargestellt.

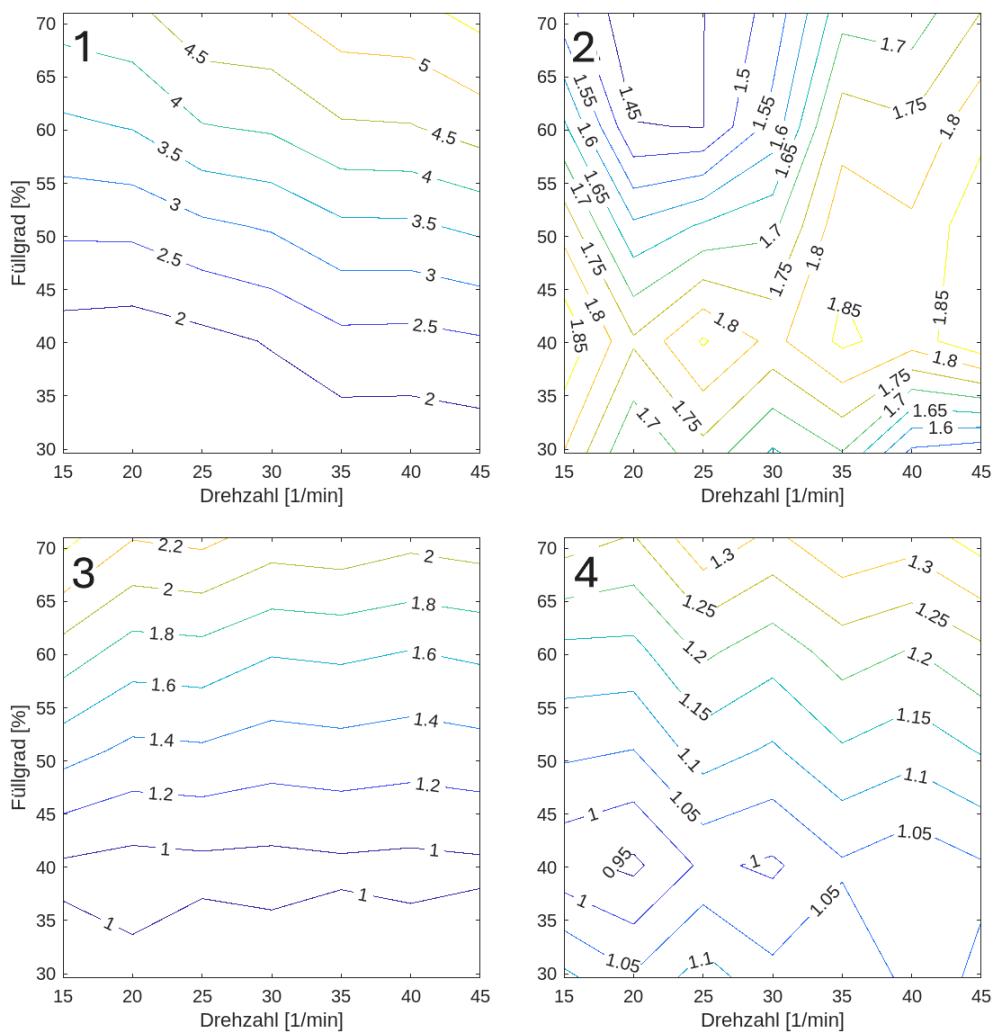


Abbildung 5.26: Verhältnis des Energietransfers zur Schneckenwelle 1 (ST) bei einer Schüttguttemperatur von  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$  und 100 Umdrehungen in Abhängigkeit des Füllgrads und der Drehzahl - 1.) Schneckenwelle 3 (MP) - sehr kohäsives Schüttgut, 2.) Schneckenwelle 3 (MP) - leicht fließendes Schüttgut, 3.) Schneckenwelle 4 (UN) - sehr kohäsives Schüttgut, 4.) Schneckenwelle 4 (UN) - leicht fließendes Schüttgut

Die Schneckenwellen 3 und 4 weisen für beide Schüttgüter einen höheren Energie- transfer bzw. ein Verhältnis  $> 1$  in nahezu sämtlichen Betriebspunkten auf. Das sehr kohäsive Schüttgut besitzt ein größeres Verhältnis als das leicht fließende Schüttgut.

Die Schneckenwelle 3 (MP) weist für das sehr kohäsive Schüttgut ein deutlich höheres Verhältnis von 2 bis 5 auf, wobei keine reine Abhängigkeit des Füllgrads vorhanden ist. Die Drehzahl zeigt ebenfalls einen Einfluss, wodurch ein diagonaler Grenzverlauf festzustellen ist. Das leicht fließende Schüttgut zeigt für die Schneckenwelle 3 (MP) ein deutlich komplexeres Verhalten. Die Verhältnisse variieren zwischen 1,35 und 1,8, wobei sich in einem Füllgradbereich von 40 % mehrere Maxima mit einem Verhältnis von 1,8 einstellen. Bei einer Drehzahl von 20 1/min und einem Füllgrad von 65 % ergibt sich ein Minimum. Die Schneckenwelle 4 (UN) weist für beide Schüttgüter

einen vorrangig waagerechten Grenzverlauf mit geringem Einfluss der Drehzahl auf. Das Minimum stellt sich für beide Schüttgüter bei einem Füllgrad von 40 % ein, wobei das leicht fließende Schüttgut lokale Minima mit Werten  $< 1$  besitzt. Die Verhältnisse variieren hierbei zwischen 0,95 bis 2,2.

Letztendlich zeigen beide Schneckenwellen einen besseren Energietransfer im Vergleich zum Standardschneckenflügel. Zudem besitzen das Fließverhalten sowie die allgemeinen Betriebsparameter einen deutlichen Einfluss. Je nach Schneckenflügel und Schüttgut muss zudem mit einem komplexen Grenzverlauf gerechnet werden.

### **5.3 Zwischenfazit zur Simulation eines Schneckenwärmetauschers**

Der Vergleich eines Schneckenflügels für die Betrachtung im kartesischen und zylindrischen Koordinatensystem weist deutlich die Abweichungen und den Vorteil des zylindrischen Koordinatensystems für diesen Anwendungsfall auf. Entsprechend des Aufbaus und der Diskretisierung des Schneckenwärmetauschers zeigten sich in der anschließenden Validierung deutlich die Grenzen des numerischen Ersatzmodells. Beide Wärmeleitfähigkeiten zeigten im niedrigen Bereich von Wärmeübergangskoeffizienten eine Singularität auf, weshalb unterhalb von  $15 \text{ W/m}^2\text{K}$  mit hohen Abweichungen zu rechnen ist. Während für eine einheitliche Wärmeleitfähigkeit von  $54 \text{ W/mK}$  und höher ein Einpendeln der Abweichung auf einem niedrigen Niveau stattfand, erfolgte dies für die niedrige Wärmeleitfähigkeit von  $13 \text{ W/mK}$  nicht. Während in dem Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  Abweichungen zwischen  $-7 \%$  und  $9 \%$  festgestellt wurden, ist oberhalb dessen mit stetig steigenden Abweichungen zu rechnen. Größere Abweichungen konnten zudem bei der Verwendung unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeiten ermittelt werden. Zusammenfassend zeigt das numerische Ersatzmodell eine passende Einsatzmöglichkeit für einheitlich gewählte Wärmeleitfähigkeiten auf, wobei hohe Wärmeleitfähigkeiten vorteilhaft sind. Mischverbindungen sollten aufgrund von zu hohen Abweichungen nicht gewählt werden.

In darauffolgenden Berechnungen zur Bestimmung der Grenzwerte des Wärmeübergangskoeffizienten für die Schneckenwelle 3 (MP) und 4 auf Basis der Mischkennzahlen konnte der Einfluss der Schneckenflügelgeometrien deutlich aufgezeigt werden. Die Wärmeübergangskoeffizienten variierten zwischen  $15 \text{ W/m}^2\text{K}$  und  $65 \text{ W/m}^2\text{K}$ , zeigten teilweise ein ähnliches Verhalten auf und lagen somit nahezu komplett im sinnvollen Einsatzbereich des numerischen Ersatzmodells. Für die Schneckenwelle 3 (MP) und das sehr kohäsive Schüttgut konnten die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt werden. Die anschließenden Simulationen bestätigten diesen Sachverhalt, wobei durch den zusätzlichen Einfluss des Wärmeableitung innerhalb des numerischen Ersatzmodells ein geändertes komplexes Verhalten festzustellen war.

Für die Wärmeströme konnten Werte zwischen  $1,5 \text{ kW}$  und  $10 \text{ kW}$  für einen Schneckenflügel erzielt werden, wobei ebenfalls die Schneckenwelle 3 (MP) und das sehr kohäsive Schüttgut die höchsten Wärmeströme aufwiesen. Deutlicher wird dieser Sachverhalt unter Einbezug des Massenstroms, der bereits bei vorherigen Untersuchungen deutliche Unterschiede zwischen Schneckenwellen und Schüttgütern aufwies. Durch den Einbezug kann der Energietransfer in  $\text{J/kgK}$  errechnet und dargestellt werden. Ein Vergleich in den Betriebspunkten zeigte auf, dass noch größere Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten bestehen. Die Schneckenwelle 3 (MP) wies mit Abstand die höchsten Werte im Bereich zwischen  $10 \text{ J/kgK}$  und  $25 \text{ J/kgK}$  auf.

Bei Betrachtung der Temperaturabhängigkeit konnte zudem ein Einfluss der Schüttguttemperatur festgestellt werden. Unter Einbezug der jeweiligen Temperaturdifferenz konnten keine konstanten Energietransferraten in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur ermittelt werden. Wie bereits bei der Bestimmung der Grenzwerte des Wärmeübergangskoeffizienten aufgezeigt, ist eine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Schüttguttemperatur festzustellen, der bei dieser Betrachtung bestätigt werden konnte.

Beim abschließenden Vergleich der Schneckenwellen 3 und 4 mit der Schneckenwelle 1 (ST) und einer definierten Verweilzeit konnte ein direkter Vergleich zwischen dem Standardfall und möglichen Optimierungen geschaffen werden. Nicht für sämtliche Varianten konnte ein höherer Wärmestrom im Vergleich zum Standardfall generiert werden, was unter anderem auf eine verminderte Wärmeaustauschfläche zurückzuführen ist. Der Vergleich der Energietransferraten mit dem Standardfall wies zum Teil eine deutliche Verschiebung auf, wodurch lediglich kleinere Bereiche schlechtere Ergebnisse im Vergleich zum Standardfall aufwiesen. Letztendlich konnten für die Schneckenwelle 3 (MP) und das sehr kohäsive Schüttgut die höchsten Wärmeströme und Energietransferraten ermittelt werden. Der Vergleich mit anderen Schneckenwellen und Schüttgütern weist jedoch auf ein deutliches Gefälle hin.

Bei steigendem Füllgrad erfolgt zwangsläufig eine Vergrößerung der bedeckten Wärmeaustauschfläche bei den gewählten Geometrien. Die simulierten Wärmeströme spiegeln diesen Zusammenhang größtenteils wider. Neben dem Füllgrad besitzen vorrangig die Schneckenflügelgeometrie und die resultierende Mischkennzahl einen Einfluss auf den resultierenden Wärmestrom in Form des Wärmeübergangskoeffizienten. Aufgrund der komplexen Wärmeleitung in Abhängigkeit des Füllgrads sowie der Abhängigkeit der bedeckten Wärmeaustauschfläche kann ein direkter Bezug nur schwierig erschlossen werden. Praktische Untersuchungen zeigten ebenfalls einen komplexen Sachverhalt auf, da keine kontinuierlichen Mischkennzahlen und Ausnutzung der Wärmeaustauschfläche in Abhängigkeit der Betriebsparameter vorhanden sind. [42]

Grundsätzlich bestätigen Wärmeströme und der Energietransfer die erarbeiteten Zusammenhänge des Kapitels 4, dass ein Füllgrad von bis zu 80 % als idealer Betriebsbereich definiert werden kann. Die Verknüpfung des Massenstroms sowie des Wärmestroms an den jeweiligen Betriebspunkten zeigt zudem auf, dass für eine Maximierung des Wärmeaustausch je gefördertem Material niedrige Drehzahlen und hohe Füllgrade vorteilhaft sind und gewählt werden sollten. Dennoch ergeben sich aufgrund des numerischen Ersatzmodells komplexere Zusammenhänge im Vergleich zu den Mischkennzahlen. Weiterführend zu den Versuchen von „Regucki“ besteht zudem die Möglichkeit bei weiter steigendem Füllgrad nahe 100 % eine Verschlechterung des Wärmestroms und des Energietransfers zu bewirken. Bei den getätigten Simulationen des Wärmestroms und des Energietransfer zeigte sich bereits eine Verringerung des Gradienten bei steigendem Füllgrad, was dies unterstützt.

# **6 Berechnungsmethodik zur Optimierung von Wärmeströmen in Schneckenwärmetauschern**

Die Berechnung von Schneckenwärmetauschern stellt ein komplexes Feld dar und erfolgt vorrangig analytisch und nicht numerisch. In dem Kontext der Auslegung eines Schneckenwärmetauschers sind insbesondere die Temperaturverläufe und die Anlagenlängen wichtige Kenngrößen. Auf Basis der Kapitel 3 bis 5 ist diese Berechnungsmethodik entstanden, um eine praxisnahe und verbesserter Auslegung gegenüber einer reinen analytischen Berechnung bei gleichzeitiger Zeitersparnis zu ermöglichen. Anhand einer begrenzten Datenlage kann eine Abschätzung von Wärmeströmen und Temperaturverläufen erfolgen. Auf Basis einer umfangreichen Datenlage kann eine genaue Ermittlung von Wärmeströmen und Temperaturverläufen erfolgen. Folgend wird ein Überblick für beide Themen sowie ein Entscheidungsverlauf gegeben.

## **6.1 Anforderungen an die Berechnungsmethodik**

Neben den Zielen der vorliegenden Arbeit ergeben sich aufgrund der Herausforderungen aus der Praxis unterschiedliche Anforderungen an eine Berechnungsmethodik. Bestehende Berechnungsmöglichkeiten kommen mit entsprechenden Vor- und Nachteilen einher. Im Rahmen der Definition einer definierten Berechnungsmethodik besteht die allgemeine Anforderung der Kombination der Vorteile unterschiedlicher Berechnungsweisen.

Im Folgenden sind vier Hauptanforderungen an die Berechnungsmethodik definiert, wobei zu beachten ist, dass diese nicht zwangsläufig separat betrachtet werden können. Zum Teil gehen die Anforderungen, wie eine Zeitersparnis und eine hohe Flexibilität, miteinander einher.

### **1. Anzahl der möglichen Betriebsparameter**

Rein analytische Berechnungen gehen mit einer begrenzten Anzahl an Betriebspараметern einher, die für die Auslegung verwendet werden [62]. Um einen möglichst umfangreichen Überblick über Betriebspunkte und ihre Auswirkung auf den Wärmestrom zu ermöglichen, besteht die Anforderung für eine flexible Definition von Betriebspunkten, die für die Berechnung herangezogen werden können.

## 2. Zeitersparnis

Im Rahmen der Problemabgrenzung konnte die Nutzung von Simulationsprogrammen, wie DEM, CFD oder auch CFD-DEM, mit einem hohen Zeitaufwand in Verbindung gebracht werden [50][36][39]. Als langfristiges Ziel besteht die Anforderung eine Zeitersparnis gegenüber der reinen Nutzung dieser zu erreichen.

## 3. Hohe Flexibilität

Während die rein analytische Berechnungsweise eine hohe Flexibilität aufgrund der begrenzten Verwendung von Materialkennwerten ermöglicht, besteht bei Simulationsprogrammen eine umfangreiche Verwendung der Materialkennwerte bei hohem Zeitaufwand [62][50][36][39]. Insofern besteht die Anforderung einer flexibel einsetzbaren Berechnungsmethodik bei gleichzeitiger Zeitersparnis im Vergleich zu reinen DEM, CFD oder auch CFD-DEM Simulationen.

## 4. Optimierungen

Als weitere Anforderung besteht die Möglichkeit zur Ermittlung von Optimierungspotentialen sowie der eigentlichen Optimierung von Wärmeströmen in Schneckenwärmetauschern. Dies ist für Greenfield wie auch Brownfield Projekte erforderlich.

## 6.2 Berechnungsmethodik zur schnellen Abschätzung von Anlagenlängen

Eine Abschätzung der Anlagenlänge kann in drei Teilschritten erfolgen. Diese basieren auf einer eingeschränkten Datenlage, weshalb auf Basis des Ähnlichkeitsprinzips Rückschlüsse von Daten anderer Schüttgüter gezogen werden.

### 1. Bewertung der Fließfähigkeit des Schüttguts und Festlegen der Mischkennzahl und Massenströme

Anhand der Fließfähigkeit eines Schüttguts können näherungsweise Mischkennzahlen und Massenströme auf Basis einer Datenbank ermittelt werden. Durch Trennung der Eigenschaften für die darauffolgenden Berechnung kann in diesem Schritt eine beschränkte Betrachtung lediglich für die Fließfähigkeit erfolgen. Die festgelegten Mischkennzahlen und Massenströme basieren auf dem Ähnlichkeitsprinzip, wobei für die Massenströme bereits die Schüttdichte des aktuellen Schüttguts berücksichtigt wird.

### 2. Bestimmung von Betriebspunkten mit maximalen Wärmeströmen

Anhand der festgelegten Mischkennzahlen sowie den thermodynamischen Eigenschaften des Schüttguts kann eine Berechnung von Wärmeströmen in Abhängigkeit der Betriebsparameter erfolgen. Mithilfe der Massenströme und einem festgelegten Massenstrom für den Prozess kann eine Betriebskurve ermittelt werden. In Kombination mit den Wärmeströmen kann im Anschluss die Ermittlung der Betriebspunkte mit maximalem Wärmestrom erfolgen.

### 3. Simulation von Temperaturverläufen

Anhand des definierten Betriebspunktes kann eine schrittweise Simulation von Wär meströmen in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur erfolgen. Auf Basis einer festen Anlagenlänge und daraus resultierend einer festen Verweilzeit kann ein Temperaturverlauf des Schüttguts im Schneckenwärmetauscher simuliert werden. Bei einer definierten Ausgangstemperatur des Schüttguts kann mithilfe einer iterativen Vorgehensweise die Bestimmung der notwendigen Anzahl an Schneckenflügel bzw. die eine definierte Anlagenlänge erfolgen. Zu beachten ist, dass die Ergebnisse lediglich als Richtwert dienen können.

## 6.3 Berechnungsmethodik zur präzisen Bestimmung von Anlagenlängen

Die exakte Berechnung der Anlagenlänge kann in fünf Teilschritte unterteilt werden. Im Gegensatz zu der Abschätzung der Anlagenlänge erfolgt eine vorgeschaltete Ermittlung von Materialkennwerten sowie Mischkennzahlen und Massenströme.

### 1. Praktische Ermittlung von Materialkennwerten

Als Basis für die Simulationen ist die Ermittlung von Materialkennwerten unerlässlich. Um eine zielführende Kalibrierung zu gewährleisten, ist die Durchführung von mehreren Messverfahren, wie einer Ringscherzellen, Partikelgrößenmessung, Reibwinkelmessung oder die Bestimmung des Schüttwinkels erforderlich. Die Wahl der Kalibrierverfahren ist so zu wählen, dass diese dem späteren Betriebsprofil entsprechen. Bei Prozessen mit hohen Druckbeanspruchungen sind unter Umständen alternative Messverfahren zu verwenden, um eine passende Kalibrierung zu ermöglichen.

### 2. Kalibrierung des Schüttguts

Im Anschluss zu der Ermittlung von Materialkennwerten erfolgt die Kalibrierung des Schüttguts anhand dieser. Zur Kalibrierung sind analog zu den praktischen Versuchen Versuchsaufbauten vorzusehen und die Simulation durchzuführen. Beachtet werden muss die passende Wahl des „Coarse Graining“ Faktors insbesondere bei Versuchsaufbauten mit hoher Druckbelastung, wie einer Ringscherzelle. Aus zu niedrigen „Coarse Graining“ Faktor resultieren ansonsten größere Abweichungen.

### 3. Simulation von Mischkennzahlen und Massenströmen

Anhand des kalibrierten Schüttguts kann im Anschluss die eigentliche Durchmischungssimulation zur Bestimmung der Mischkennzahlen erfolgen. Zur Minimierung sind Symmetrien des Versuchsräums zu nutzen, um Berechnungszeiten entsprechend zu minimieren. Um eine Extrapolation der Simulationsdaten bis zum festgelegten Grenzwert von  $LMI = 0,95$  zu ermöglichen, ist eine ausreichende Datenbasis aus der eigentlichen Simulation mit  $LMI > 0,75$  zu berücksichtigen. Zur Bestimmung des Massenstroms ist zu berücksichtigen, dass in Abhängigkeit der Schneckenflügelgeometrie ein diskontinuierlicher Massenstrom resultieren kann, wodurch mehrere Schneckenwellenumdrehungen zur Bestimmung des durchschnittlichen Massenstroms erforderlich sind.

#### 4. Bestimmung von Betriebspunkten mit maximalen Wärmeströmen

Die simulierten Mischkennzahlen und Massenströme können in ein entsprechendes numerisches Ersatzmodell zur Simulation von Wärmeströmen herangezogen werden. Anhand der simulierten Massenströme an den einzelnen Betriebspunkten kann zudem eine definierte Betriebskurve für einen festgelegten Massenstrom für den Schneckenwärmetauscher ermittelt werden. In Kombination mit den simulierten Wärmeströmen kann anhand der Betriebskurve der ideale Betriebspunkt identifiziert werden.

#### 5. Simulation von Temperaturverläufen

Anhand des definierten Betriebspunktes kann eine schrittweise Simulation von Wärmeströmen in Abhängigkeit der Schüttguttemperatur erfolgen. Auf Basis einer festen Anlagenlänge und daraus resultierend einer festen Verweilzeit kann ein Temperaturverlauf des Schüttguts im Schneckenwärmetauscher simuliert werden. Bei einer definierten Ausgangstemperatur des Schüttguts kann mithilfe einer iterativen Vorgehensweise die Bestimmung der notwendigen Anzahl an Schneckenflügel bzw. die eine definierte Anlagenlänge erfolgen.

### 6.4 Allgemeiner Entscheidungsverlauf

Anhand der einzelnen Schritte kann ein definierter Entscheidungsverlauf erarbeitet werden, der in der Abbildung 6.1 dargestellt ist und die einzelnen Arbeitsschritte und Entscheidungspunkte enthält. Zur Vereinfachung des Verlaufs wurde auf die Differenzierung zwischen Abschätzung und genauer Berechnung verzichtet. Unabhängig hiervon muss beachtet werden, dass mit einer Abschätzung der Mischkennzahl lediglich eine Abschätzung der Temperaturverläufe und somit auch Anlagenlängen erreicht werden kann.

Im ersten Entscheidungsschritt erfolgt auf Basis der mechanischen Schüttguteigenschaften eine Überprüfung, ob entsprechende Mischkennzahlen in der Literatur oder aus der Datengrundlage von vorherigen Versuchen bereits vorhanden sind. Falls die Mischkennzahlen vorhanden sind, kann die Simulation der Wärmeströme folgen, andernfalls müssen weitere Entscheidungsschritte durchlaufen werden.

Falls ein Probenmaterial vorhanden ist, können im weiteren Verlauf Materialkennwerte für eine Kalibrierung des Schüttguts aufgenommen werden. Auf Basis des kalibrierten Schüttguts können Mischkennzahlen durch DEM-Simulationen ermittelt werden, die letztendlich für die Simulation von Wärmeströmen genutzt werden. Falls kein Probenmaterial vorhanden ist, kann lediglich eine Abschätzung von Mischkennzahlen anhand der vorliegenden mechanischen Schüttguteigenschaften erfolgen. Die abgeschätzten Mischkennzahlen werden ebenfalls für die Simulation der Wärmeströme eingesetzt.

Die festgelegten Mischkennzahlen können im Anschluss in Kombination mit den thermischen Schüttguteigenschaften zur Simulation von Wärmeströmen in Abhängigkeit unterschiedlicher Betriebspunkte und Wärmeströme kann letztendlich eine Simulation von Temperaturverläufen für einen konkreten Anwendungsfall erfolgen, um eine erforderliche Anlagenlänge zu definieren. Zu beachten sind hierbei zuvor getroffene Entscheidungen, da die Qualität des Ergebnisses zwangsläufig von der Qualität der Eingangsdaten in den Simulationen abhängt. Bei einer Abschätzung von Mischkennzahlen kann lediglich eine Abschätzung der erforderlichen Anlagenlänge erfolgen.

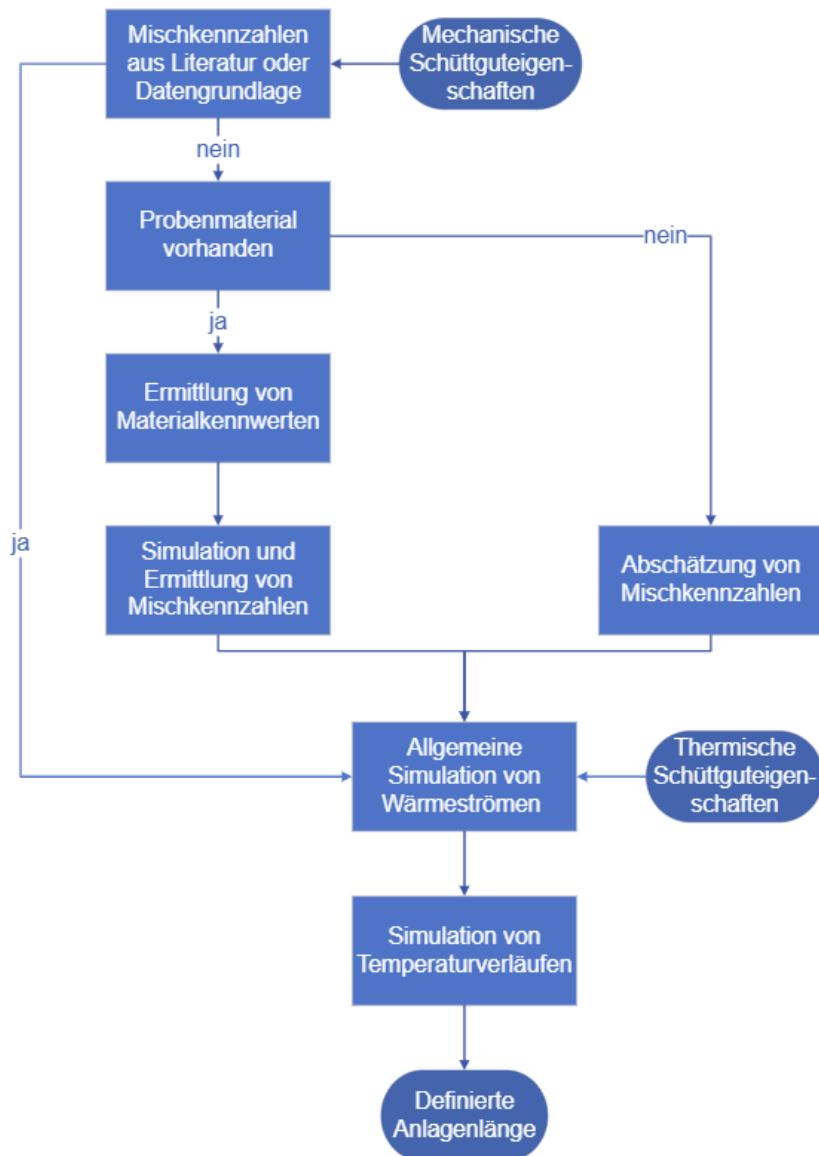


Abbildung 6.1: Entscheidungsverlauf zur Simulation von Temperaturverläufen und Bestimmung von Anlagenlängen

## 6.5 Bewertung hinsichtlich der Anforderungen

Abschließend erfolgt die Bewertung der Berechnungsmethodik im Sinne der in Kapitel 1.2 festgelegten Ziele der Arbeit sowie den in 6.1 definierten Anforderungen an die Berechnungsmethodik.

### 1. Erweiterung der Datenlage zur Auslegung

Anhand der erarbeiteten Berechnungsmethodik kann ein kontinuierlicher Aufbau einer Datenbank mit Mischkennzahlen für unterschiedliche Schüttgüter erfolgen. Neben dem Vorteil für künftige Berechnungen mit vergleichbaren Schüttgütern erfolgt ein strategischer Aufbau, der zukünftig zusätzliche Vergleiche bei Schüttguteigenschaften ermöglicht. Der genaue Einfluss weiterer Parameter, wie der Schütttdichte oder der Fließfähigkeit können bei kontinuierlichem Aufbau anhand der Berechnungsmethodik zukünftig ebenfalls bewertet werden.

### 2. Optimierung von Wärmeströmen

Durch die Berechnungsmethodik erfolgt die Auswertung passender Betriebspunkte und den resultierenden Wärmeströmen für unterschiedliche Schneckenflügelgeometrien. Letztendlich kann so die Auswahl passender Betriebspunkte mit maximalem Wärmestrom erfolgen. Insofern kann insbesondere bei Brownfield Projekten eine Optimierung von Wärmeströmen durch die Änderung von Schneckenflügelgeometrie und Betriebsparameter erfolgen.

### 3. Flexibilität bei neuen Schüttgütern

Die Berechnungsmethodik erhöht langfristig die Flexibilität durch den strategischen Aufbau einer Datenbank mit Mischkennzahlen. Vorhandene Mischkennzahlen können zukünftig für vergleichbare Schüttgüter verwendet werden, wodurch ein flexibler Einsatz der Berechnungsmethodik ermöglicht wird. Zudem kann durch die Trennung der mechanischen und thermischen Schüttguteigenschaften eine einfache Variation bei den thermischen Eigenschaften erfolgen.

### 4. Zeitersparnis

Mit wachsender Datenbank kann eine signifikante Zeitersparnis durch die Berechnungsmethodik erreicht werden. Insbesondere die DEM-Simulationen stellen einen zeitintensiven Anteil an der Berechnungsmethodik dar. Bei vergleichbaren Schüttgütern, ggf. mit variierenden thermischen Eigenschaften, kann dieser zeitintensive Schritt umgangen werden und direkt die Simulation von Wärmeströmen erfolgen. Insofern kann langfristig eine Zeitersparnis erreicht werden.

Zusammenfassend werden die Anforderungen durch die alternative Berechnungsmethodik erfüllt und bieten deutliche Vorteile gegenüber einer rein analytischen oder numerischen Berechnung. Dennoch ist stets zu beachten, dass die Qualität der Ausgangsdaten abhängig von der Qualität der Eingangsdaten ist.

# 7 Anwendung der praxisorientierten Berechnungsmethodik

## 7.1 Anwendungsbeispiel

Zur Verdeutlichung der Einsatzmöglichkeiten zur Optimierung der Wärmeströme und Anlagenlängen wird folgend ein Anwendungsbeispiel genauer betrachtet. Für die folgenden Berechnungen werden die Schüttgutdaten und Schneckenflügelgeometrien aus den zuvor getätigten Simulationen verwendet. Neben diesen Daten werden zusätzlich folgende Prozessdaten vorgegeben. Die Prozessdaten wurden auf Basis der durchgeföhrten Simulation der Massenströme sowie typischen Einsatzbereichen von Schneckenwärmetauschern aus der Praxis gewählt [1][27].

- Massenstrom:  $2 \text{ t}/\text{h}$
- Eingangstemperatur:  $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Fluid: Wasser
- Volumenstrom Fluid:  $10 \text{ m}^3/\text{h}$
- Ausgangstemperatur Fluid:  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Anlagenlänge:  $6.000 \text{ mm}$

Neben festgelegten Prozessdaten werden zusätzliche Annahmen für die Berechnungen zur Vereinfachung getroffen:

- Der Wärmeübergangskoeffizient wird für die einzelnen Berechnungsschritte für die jeweilige Schüttguttemperatur berechnet
- Der Wärmetauscher wird im Gegenstrom betrieben und die abgeföhrte Wärme wird vollständig vom Fluid aufgenommen
- Die angegebene Anlagenlänge wird für den Vergleich als Kühllänge angesetzt
- Aufgrund der geringen Flügelsteigung und niedrigen Krümmung wird der Schneckenflügel als Kreisring idealisiert
- Die Verweilzeitverteilung wird als Stopfenströmung idealisiert

Für den angegebenen Zielmassenstrom bestehen für die einzelnen Schneckenwellen unterschiedliche Betriebspunkte in Abhängigkeit der Betriebsparameter. Um das Ziel eines möglichst großen Wärmestroms zu erreichen, muss entsprechend der optimale Betriebspunkt ermittelt werden. Zur Festlegung kann als Worst-Case Betrachtung der Wärmestrom auf Basis des minimalen Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen werden. In der Abbildung 7.1 ist der Wärmestrom für das sehr kohäsive Schüttgut bei einer Schüttguttemperatur von  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  für die Schneckenwelle 4 (UN) aufgetragen. Grau hinterlegt ist der Massenstrombereich von  $2\text{ t/h}$  mit einer Toleranz von  $+/- 2,5\%$ .

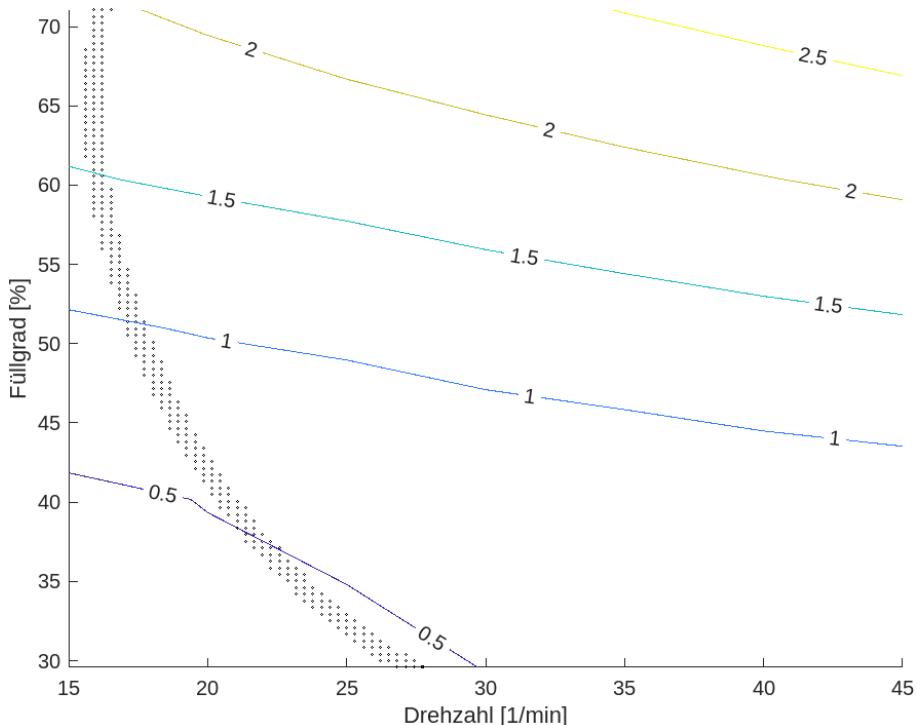


Abbildung 7.1: Bestimmung passender Betriebspunkte für einen Massenstrom von  $2\text{ t/h}$  und Wärmeströme in  $\text{kW}$  für die Schneckenwelle 4 (UN) und das sehr kohäsive Schüttgut bei einer Schüttguttemperatur von  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$

Für einen Füllgradbereich von  $< 50\%$  besteht zwischen der Drehzahl und dem Füllgrad ein ansatzweise lineares Verhalten. Mit steigendem Füllgrad schwächt das lineare Verhalten ab, wobei letztendlich bei einem Füllgrad von  $> 50\%$  trotz steigendem Füllgrad, die erforderliche Drehzahl nahezu konstant bleibt. Bei einem hohen Füllgrad ergeben sich Nebenströme, die nicht zur eigentlichen Förderung beitragen. Für die Schneckenwelle 4 (UN) resultiert hieraus als Betriebspunkt mit maximalem Wärmestrom eine Drehzahl von  $17\text{ 1/min}$  und ein Füllgrad  $> 71\%$ . [11]

Durch diesen Ansatz können für die Schneckenwellen 3 und 4 für beide Schüttgüter die jeweiligen Betriebspunkte ermittelt werden. Für die Schneckenwelle 1 (ST) wird abweichend ein vergrößerter Parameterbereich zugelassen. Aufgrund eines nahezu idealen Förderverhaltens ist eine Drehzahl  $< 15\text{ 1/min}$  erforderlich, um einen

hohen Füllgrad sowie hohen Wärmestrom zu ermöglichen. In der Tabelle 7.1 sind die Betriebspunkte für die einzelnen Schneckenwellen aufgetragen. Das Kürzel sk entspricht dem sehr kohäsiven und lf dem leicht fließenden Schüttgut.

Tabelle 7.1: Betriebspunkte einzelner Schneckenflügelvarianten für einen Massenstrom von  $2 \text{ t/h}$

	Drehzahl [1/min]	Füllgrad [%]	Mischkennzahl [Umdr.]
Schneckenwelle 1 (ST) - sk	13.5	71	-
Schneckenwelle 3 (MP) - sk	37	71	27
Schneckenwelle 4 (UN) - sk	17	71	25
Schneckenwelle 1 (ST) - lf	13.5	71	-
Schneckenwelle 3 (MP) - lf	15	71	65
Schneckenwelle 4 (UN) - lf	15	71	71

Die Schneckenwellen zeigen, bis auf die Schneckenwelle 3 (MP), bei dem sehr kohäsivem Schüttgut ein ähnliches Bild. Die Drehzahl variiert zwischen  $13,5 \text{ 1/min}$  und  $17 \text{ 1/min}$ , während der Füllgrad für sämtliche Schneckenwellen bei 71 % gleich gewählt wurde. Grundsätzlich zeigt sich für die Schneckenwellen 3 und 4 eine höhere Drehzahl für das sehr kohäsive Schüttgut im Vergleich zum leicht fließenden Schüttgut. Der Betriebspunkt für das sehr kohäsive Schüttgut und der Schneckenwelle 3 (MP) sticht mit einer Drehzahl von  $37 \text{ 1/min}$  heraus und weist auf deutliche Nebenströme bei der eigentlichen Förderung hin.

Durch die Festlegung des Betriebspunktes für die einzelnen Schneckenwellen können Rückschlüsse auf die Verweilzeit des Schüttguts in der Gesamtanlage getroffen werden. Die Strömung innerhalb des Schneckenwärmetauschers wird als Stopfströmung idealisiert, da keine Verweilzeitverteilungen vorliegen. Die reale Verweilzeit wird auf Basis des idealen Massenstroms, des realen Massenstroms und der idealen Verweilzeit berechnet und ist in der Tabelle 7.2 für die einzelnen Schneckenwellen und Schüttgüter aufgeführt. [35]

Tabelle 7.2: Reale Verweilzeiten für die unterschiedlichen Schneckenwellen und den Schüttgütern - sk (sehr kohäsiv) und lf (leicht fließend)

	$m_{ideal}$ [t/h]	$t_{ideal}$ [s]	$m_{real}$ [t/h]	$t_{real}$ [s]
Schneckenwelle 1 (ST) - sk	2	272	2	272
Schneckenwelle 3 (MP) - sk	5.59	97	2	272
Schneckenwelle 4 (UN) - sk	2.57	212	2	272
Schneckenwelle 1 (ST) - lf	2	272	2	272
Schneckenwelle 3 (MP) - lf	2.27	240	2	272
Schneckenwelle 4 (UN) - lf	2.27	240	2	272

Analog zu den zuvor festgelegten Betriebspunkten und daraus resultierenden Drehzahlen ergeben sich vergleichbare Verhältnisse für den idealen Massenstrom. Basierend auf dem idealisierten Verhältnis resultieren unterschiedliche ideale Verweilzeiten, während die reale Verweilzeit für sämtliche Schneckenwellen und Schüttgüter gleich ist.

Auf Basis der definierten Betriebspunkte und den Verweilzeiten kann eine Simulation für die einzelnen Schneckengänge erfolgen. Für die schrittweise Berechnung je Schneckenflügel resultiert der Wärmestrom in einer Abkühlung des Schüttguts und Erhitzung des Wassers für den folgenden Berechnungsschritt. In der Abbildung 7.2 sind die Temperaturverläufe für diesen Anwendungsfall für die unterschiedlichen Schneckenwellen aufgetragen. Die Schneckenwelle 1 (ST) wird unabhängig des Schüttguts betrachtet, da beide Durchmischungssimulationen keine ausreichende Basis und somit sehr hohe Mischkennzahlen lieferten.

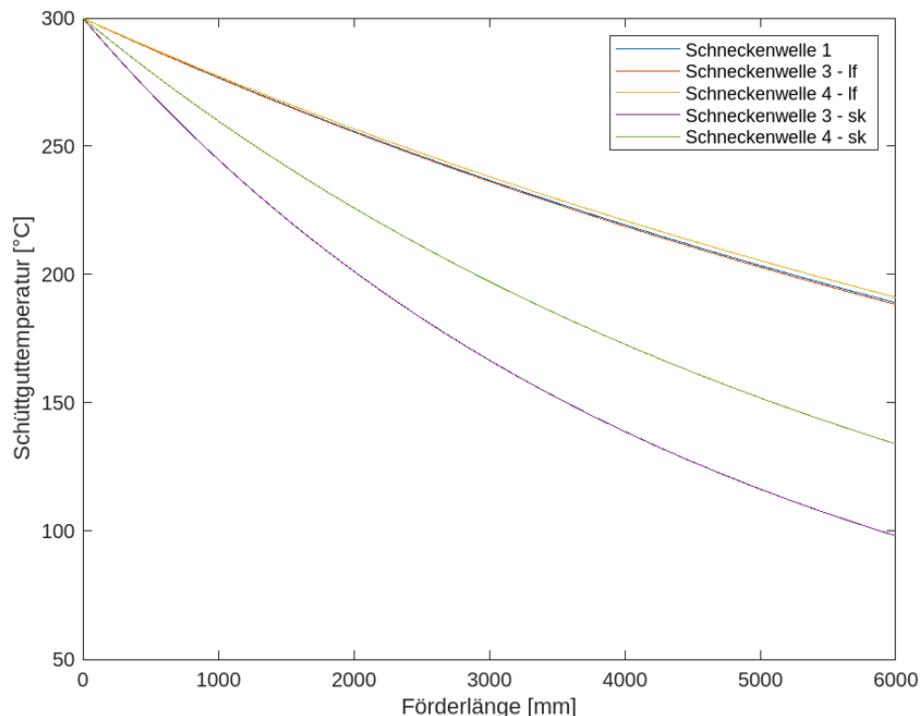


Abbildung 7.2: Temperaturverläufe in °C für das Anwendungsbeispiel und unterschiedlichen Schneckenflügelvarianten in Abhängigkeit der Förderlänge

Der Temperaturverlauf der einzelnen Schneckenwellen und Schüttgüter reicht von 300 °C am Start der Simulation bzw. Einlauf der Anlage bis hin zu 100 °C am Ende der Simulation bzw. Auslauf der Anlage. Die Schneckenwelle 3 (MP) mit dem sehr kohäsiven Schüttgut zeigt die minimale Austrittstemperatur und somit höchste Temperaturdifferenz unter allen Schneckenwellen und Schüttgütern. Dies stimmt analog mit den zuvor getätigten Vergleichen überein. Die Schneckenwelle 3 (MP) für das leicht fließende Schüttgut sowie der Standardflügel stimmen nahezu überein, was auf die durchgeföhrten Durchmischungssimulationen zurückzuführen ist. Die

Schneckenwelle 4 (UN) zeigt deutliche Abweichungen zu der Schneckenwelle 1 (ST) und 3 (MP). Für das leicht fließende Schüttgut kann eine höhere Austrittstemperatur im Vergleich festgestellt werden, was auf die geringere Wärmeaustauschfläche und höhere Mischkennzahl zurückzuführen ist. Das sehr kohäsive Schüttgut weist für die Schneckenwelle 3 (MP) eine deutlich geringere Austrittstemperatur und somit höheren Wärmeübergang auf, was auf die vergleichsweise niedrige Mischkennzahl zurückzuführen ist.

Der Vergleich der Temperaturverläufe zeigt deutlich, dass eine Änderung des Förderquerschnitts zur besseren Durchmischung bei gleichzeitig geringerer Wärmeaustauschfläche nicht zwangsweise zur Erhöhung des Wärmestroms führen muss. Abhängig vom Anlagenaufbau und den gewählten Betriebspunkten, werden niedrige Mischkennzahlen erforderlich. Um einen Vergleich zu schaffen, können die resultierenden Wärmeströme und Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen werden. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wurde die logarithmische Temperaturdifferenz für die einzelnen Simulationen herangezogen. [5]

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt anlagenbezogen und die reale Wärmeaustauschfläche wird nicht berücksichtigt. Die errechneten Werte und die Abweichungen zu der Schneckenwelle 1 (ST) sind in der Tabelle 7.3 aufgetragen, wobei die Abweichung bezogen auf den Wärmeübergangskoeffizienten bezogen ist.

Tabelle 7.3: Wärmeströme, Wärmeübergangskoeffizienten und Abweichung zum Wärmestrom der Schneckenwelle 1 (ST) für die einzelnen Schneckenwellen für das Anwendungsbeispiel - sk (sehr kohäsiv) und lf (leicht fließend)

	Wärme- strom [kW]	Wärmeübergangs- koeffizient [kJ/K]	Abwei- chung [%]
Schneckenwelle 1 (ST)	57,94	259,96	0
Schneckenwelle 3 (MP) - sk	105,40	637,37	145,2
Schneckenwelle 4 (UN) - sk	86,70	456,60	75,6
Schneckenwelle 3 (MP) - lf	58,29	261,99	0,8
Schneckenwelle 4 (UN) - lf	56,82	253,57	-2,5

Analog zum Vergleich der Temperaturverläufe zeigen die Schneckenwelle 3 (MP) für das leicht fließende Schüttgut und die Schneckenwelle 1 (ST) nahezu den gleichen Wärmeübergangskoeffizienten und lediglich eine Abweichung von 0,8 %. Die Abweichung steigt bei der Schneckenwelle 3 (MP) und dem sehr kohäsiven Schüttgut auf bis zu 145,2 %. Die Schneckenwelle 3 (MP) zeigt somit Optimierung im Gegensatz zu der Schneckenwelle 1 (ST), wobei die Fließfähigkeit des Schüttguts eine deutliche Abhängigkeit besitzt. Die Schneckenwelle 4 (UN) weist eine Abweichung für das leicht fließende Schüttgut von -2,5 % und für das sehr kohäsive Schüttgut von 75,6 % auf. Aufgrund der niedrigeren Wärmeaustauschfläche für die Schneckenwelle 4 (UN) kann somit in Abhängigkeit der Fließfähigkeit ein niedrigerer Wärmeübergangskoeffizient und Wärmestrom resultieren.

Abhängig der Zielausgangstemperatur kann iterativ die notwendige Anlagenlänge angenähert werden. Aufgrund der sinkenden Verweilzeit bei kürzeren Anlagenlängen besteht ein zusätzlicher Einfluss auf den Wärmestrom bzw. Wärmeübergangskoeffizienten, weshalb bei direkten Rückschlüssen Abweichungen zu berücksichtigen sind. Generell können die simulierten Temperaturverläufe lediglich als Richtwerte weiter verwendet werden, da keine exakte Kalibrierung des Schüttguts für die Mischkennzahlen erfolgt ist. Da Bypassstaub, entsprechend der vorliegenden Fließfähigkeitswerte, von leicht fließend bis sehr kohäsiv in Abhängigkeit des Werks vorliegen kann, kann mit einem Temperaturverlauf zwischen dem leicht fließenden und sehr kohäsiven gerechnet werden.

Bei Annahme eines mittleren Temperaturverlaufs zwischen dem leicht fließenden und sehr kohäsiven Verlauf kann sowohl für die Schneckenwelle 3 (MP) als auch Schneckenwelle 4 (UN) ein optimierter Wärmeaustausch im Vergleich zum Standardschneckenflügel erreicht werden. Ohne Iteration basierend auf den simulierten Temperaturverläufen kann ein Vergleich für eine Ausgangstemperatur von  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  erfolgen. Während für die Schneckenwelle 1 (ST) eine Anlagenlänge von  $5.250\text{ mm}$  erforderlich ist, kann ein vergleichbarer Wärmestrom bei der Schneckenwelle 3 (MP) mit  $3.850\text{ mm}$  und bei der Schneckenwelle 4 (UN) mit  $3.100\text{ mm}$  erreicht werden. Die Anlagenlängen wurden hierbei auf volle  $50\text{ mm}$  gerundet. Bezogen auf die Anlagenlänge der Schneckenwelle 1 (ST) kann insofern mit der Schneckenwelle 3 (MP) eine Längeneinsparung von 40,9 % und mit der Schneckenwelle 4 (UN) eine Längeneinsparung von 26,7 % erzielt werden. Beide Schneckenwellen ermöglichen somit bei mittlerem Temperaturverlauf ein deutliches Einsparpotential.

Neben der Optimierung des Wärmestroms bzw. der erforderlichen Anlagenlänge kann ebenfalls eine Optimierung des Betriebspunktes und des Massenstroms erreicht werden. Der Vergleich der idealen und realen Massenströme zeigt deutlich eine Verlagerung und die Notwendigkeit einer höheren notwendigen Drehzahl mit schlechterer Fließfähigkeit auf. Insofern kann anhand der Berechnungsmethodik nicht nur eine Optimierung des Wärmestroms, sondern auch das Erreichen des Zielmassenstroms sichergestellt werden. Insbesondere bei schlecht fließenden Schüttgütern besteht eine deutliche Notwendigkeit.

## 7.2 Einordnung der Ergebnisse des Anwendungsbeispiels

Die Einordnung der Ergebnisse des Anwendungsbeispiels kann lediglich begrenzt erfolgen. Aufgrund der Varianz der Schüttguteigenschaften, trotz gleicher Bezeichnung, und des daraus resultierenden Einfluss auf die Durchmischung und den eigentlichen Wärmeübergang, liegen keine praktisch ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für diesen Anwendungsfall als Referenz vor. Insofern erfolgt lediglich eine Einordnung der Simulationsergebnisse anhand früherer Versuche in der Literatur, um die Aussagekraft zu stärken.

Je nach Prozessbedingungen konnten bei früheren Versuchen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen  $5 \text{ W/m}^2\text{K}$  und  $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$  ermittelt werden. Die Wärmeübergangskoeffizienten wiesen eine deutliche Abhängigkeit zum Betriebsdruck sowie dem umgebenden Medium, wie zum Beispiel Luft, auf. Die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten wiesen für die berücksichtigten Materialien Abweichungen von bis zu  $+/- 25\%$  auf. Bei einer Betriebsdruck von ungefähr  $1 \text{ bar}$  und Glaskugeln mit einem Durchmesser von  $1 \text{ mm}$  konnten Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Rührerdrehzahl bei einer Verweilzeit von ungefähr 200 Sekunden von  $30 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $200 \text{ W/m}^2\text{K}$  erreicht werden. Die  $30 \text{ W/m}^2\text{K}$  beziehen sich hierbei auf ein stagnierendes Bett und eine Rührdrehzahl von  $0 \text{ 1/min}$ . Bei einem stagnierenden Bett mit Bronzekugeln bei einem Durchmesser von  $0,5 \text{ mm}$  und einem Betriebsdruck von  $1 \text{ bar}$  konnte bei einem stagnierenden Bett ein Wärmeübergangskoeffizient von ungefähr  $60 \text{ W/m}^2\text{K}$  bei einer Verweilzeit von 200 Sekunden ermittelt werden. Versuche zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten eines feinkörnigen Katalysators zeigten Wärmeübergangskoeffizienten zwischen  $50 \text{ W/m}^2\text{K}$  und  $200 \text{ W/m}^2\text{K}$ . [47][58]

Grundsätzlich ist auch zu beachten, dass durch den Ansatz des Penetrationsmodells für feinkörnige Schüttgüter der Wärmeübergangskoeffizient oftmals zu groß errechnet wird. [47]

Der Wärmeübergangskoeffizient basierend auf dem Anwendungsbeispiel und einer Verweilzeit von ungefähr 200 Sekunden liegt in einem vergleichbaren Bereich zu den Glaskugeln und unterhalb der Bronzekugeln. Die Schneckenwelle 3 (MP) mit dem sehr kohäsiven Schüttgut als Maximum liegt zwischen den Glaskugeln und Bronzekugeln. Grundsätzlich liegen die simulierten Werte somit im realistischen unteren Bereich im Vergleich zu den zuvor beschriebenen Beispielen. Insofern zeigen die Beispiele des Wärmeübergangskoeffizienten das große Potential bei Optimierung auf.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Dissertation wurde die praxisorientierte Auslegung von Schneckenwärmetauschern unter Effizienz- und Nachhaltigkeitsaspekten betrachtet. Die Auslegung von Schneckenwärmetauscher erfolgte vorrangig analytisch, wobei Software-Lösungen mit einem hohen Zeitaufwand einhergehen. Insofern konnte die Auslegung von Schneckenwärmetauschern nur mit begrenzten Betriebspunkten oder nicht unter wirtschaftlichen Aspekten erfolgen. Währenddessen stellen verfahrenstechnische Anlagen insbesondere bei Brownfield Projekten einen Flaschenhals dar, wodurch sowohl ein ökonomischer als auch ökologischer Druck zur Optimierung besteht. Hieraus resultiert die Notwendigkeit einer praxisorientierten Auslegung zur Optimierung von Schneckenwärmetauschern.

Die Zielstellung setzte sich hierbei aus drei Schwerpunktgebieten zusammen. In einem ersten Schritt erfolgte die Ermittlung von Mischkennzahlen unterschiedlicher Schneckenflügelgeometrien und Betriebsparametern mithilfe von DEM-Simulationen. Basis hierfür bildeten vorliegende Kenndaten des Schüttguts sowie praktische Versuche mit Zement, um eine realistische Kalibrierung des Schüttguts zu erreichen. In einem zweiten Schritt wurden die ermittelten Mischkennzahlen in ein numerisches Ersatzmodell integriert, welches die Simulation von Wärmeströmen innerhalb eines Schneckenwärmatauschers in Abhängigkeit der Betriebsparameter ermöglicht. Im Anschluss erfolgte als dritter Schritt die Definition einer Berechnungsmethodik für die Abschätzung und genaue Berechnung von Temperaturverläufen und erforderlichen Anlagenlängen.

In Kapitel 4.1 erfolgte basierend auf den beschriebenen Grundlagen die Ermittlung von Materialkenndaten, wie dem Schütt-, Ausström- und Reibwinkel anhand von Zement und die Auswertung vorliegender Daten von Bypassstaub für eine Partikelgrößenverteilung und Fließfähigkeit. Die praktischen Versuche zeigten ein sehr kohäsives Schüttgutverhalten auf, während dies durch die vorliegenden Daten des Bypassstaubs teilweise bestätigt wurde. Insbesondere die große Varianz bei der Fließfähigkeit zeigte das komplexe Schüttgutverhalten und eine klare Ortsabhängigkeit. Die ermittelten Materialkenndaten wurden letztendlich zur Kalibrierung des Schüttguts verwendet. Aufgrund der großen Varianz erfolgte die Kalibrierung anhand der Daten für ein sehr kohäsives Schüttgut sowie eines leicht fließenden Schüttguts, bei dem die praktisch ermittelten Kennwerte nicht zum tragen kamen.

Anhand der kalibrierten Schüttgüter erfolgten in Kapitel 4.2 Durchmischungssimulationen in Abhängigkeit unterschiedlicher Betriebsparameter. Die Durchmischungssimulationen erfolgten entsprechend eines definierten Simulationsraums und Auswertebereichs. Eine Untersuchung bezüglich des Einflusses der vorliegenden Datenmen-

ge auf den schlussendlich extrapolierten Lacey-Mixing Index und der resultierenden Mischkennzahl, wies einen notwendigen Simulationswert des Lacey-Mixing Index von  $> 0,8$  auf. In der Auswertung der Simulationsdaten in Kapitel 4.2 zeigte sich eine deutliche Abhängigkeit des Lacey-Mixing Index von der Schneckenflügelgeometrie und des jeweiligen Schüttguts. Die Standardschneckenflügel wiesen nahezu keine Durchmischung auf, während insbesondere die Schneckenflügel mit Mischpadeln eine niedrige Mischkennzahl ergaben. Die niedrigsten Mischkennzahlen konnten für die Schneckenwelle 3 (MP) mit dem kohäsiven Schüttgut festgestellt werden.

In Kapitel 5.1 wurde der grundsätzliche Aufbau eines numerischen Ersatzmodells zur Simulation der Wärmeströme beschrieben. Ein Betrachtung der Abweichungen zwischen einem Ansatz im kartesischen und zylindrischen Koordinatensystem zeigte insbesondere bei niedrigen Wärmeleitfähigkeiten des Stahls und hohen Wärmeübergangskoeffizienten des Schüttguts Abweichungen von bis zu 10 % auf. Trotz umfangreicher Berechnung und Berücksichtigung des Radius erwies sich das zylindrische Koordinatensystem als sinnvollerer Ansatz für das numerische Ersatzmodell. Eine Validierung des numerischen Ersatzmodells anhand des analytischen Ansatzes mit einem Füllgrad von 100 % zeigte in Kapitel 5.1 Abweichungen zwischen 0 % bis –8 % im Betrachtungsbereich von  $20 \text{ W/m}^2\text{K}$  bis  $150 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf. Zu beachten ist, dass das numerische Ersatzmodell eine Singularität bei  $0 \text{ W/m}^2\text{K}$  besitzt und dadurch bei Wärmeübergangskoeffizienten  $< 15 \text{ W/m}^2\text{K}$  nur begrenzt bis nicht einsetzbar ist. Zudem ergab sich ein deutlicher Einfluss der Wärmeübergangskoeffizienten der Schüttgüter und Wärmeleitfähigkeiten der Stähle. Insbesondere bei Mischverbindungen mit abweichenden Wärmeleitfähigkeiten zwischen Schneckenflügeln und restlichem Wärmetauscher, konnten deutlich größere Abweichungen im Vergleich zum analytischen Ansatz festgestellt werden. Das numerische Ersatzmodell berücksichtigt, im Gegensatz zum analytischen Ansatz, auch einen Wärmestrom in axialer Richtung. Anhand der zuvor ermittelten Mischkennzahlen konnten mithilfe des numerischen Ersatzmodells Wärmeströme und Energietransferraten für die einzelnen Schneckenwellen und Schüttgüter errechnet werden.

Die simulierten Wärmeströme variierten zwischen  $1,5 \text{ kW}$  und  $10 \text{ kW}$  für einen einzelnen Schneckenflügel abhängig von der Schneckenflügelgeometrie. Insbesondere die Schneckenwelle 3 (MP) mit dem sehr kohäsiven Schüttgut wies die höchsten Wärmeströme in Abhängigkeit der Betriebsparameter und geltenden Mischkennzahlen auf. Vergleichbar konnte dies für die Energietransferraten ermittelt werden, wobei der Einbezug des Massenstroms an den jeweiligen Betriebspunkten erfolgte. Es konnten deutliche Abhängigkeiten zu den Betriebsparametern und Schneckenflügelgeometrien festgestellt werden, wobei die Schneckenwelle 3 (MP) mit Abstand die höchsten Werte im Bereich zwischen  $10 \text{ J/kgK}$  und  $25 \text{ J/kgK}$  aufwies.

Anhand der gewählten Vorgehensweise in den Kapitel 4 und 5 wurde in Kapitel 6 eine Berechnungsmethodik für eine strukturierte Auslegung von Schneckenwärmetauschern definiert. Auf Basis der gewonnenen Informationen konnte ein Entscheidungsweg für die Berechnung von Temperaturverläufen innerhalb von Schneckenwärmetauschern ermittelt werden. Anhand der Temperaturverläufe können Rückschlüsse

für benötigte Anlagenlängen zur Bewältigung des erforderlichen Wärmestroms gezogen werden. Langfristig ergibt sich durch die Berechnungsmethodik ein flexibler Einsatz für unterschiedliche Schüttgüter bei deutlicher Zeitersparnis bei der Auslegung von Schneckenwärmetauschern. Zudem wird eine strukturierte Optimierung von Wärmeströmen bei Bestandsanlagen ermöglicht, wodurch ein großer Vorteil in ökonomischer und ökologischer Hinsicht resultiert.

Die gewonnenen Erkenntnisse wurden in Kapitel 7.1 für ein konkretes Anwendungsbeispiel eingesetzt, um die Effizienzsteigerung bzw. Ressourceneinsparung aufzuzeigen. Die Auswahl eines passenden Betriebspunkts für  $2 \text{ t/h}$  zeigte bei der Schneckenwelle 4 (UN) eine deutliche Stagnation im Bereich  $> 50\%$ , was entsprechend Nebenströme zur eigentlichen Förderung widerspiegelt. Anhand der möglichen Betriebskurve konnte der Betriebspunkt mit maximalem Wärmestrom ermittelt werden. Analog zu den verbliebenen Schneckenwellen konnte somit jeweils die Betriebspunkte mit maximalem Wärmestrom für einen Vergleich gewonnen werden. Mithilfe der Betriebspunkte erfolgte eine Simulation des Temperaturverlaufs in einem Schneckenwärmetauscher mit 60 Schneckenflügeln. Das sehr kohäsive Schüttgut wies für die Schneckenwellen 3 und 4 im Vergleich zum leicht fließenden Schüttgut deutlich niedrigere Ausgangstemperaturen auf. Auf Basis der Ausgangstemperaturen und der Eingangsparameter konnten Wärmeströme und Wärmeübergangskoeffizienten errechnet werden, die die Temperaturverläufe bestätigten. Bezogen auf den Wärmeübergangskoeffizienten konnte mit der Schneckenwelle 3 (MP) und dem sehr kohäsiven Schüttgut ein 81,9 % höherer Wärmestrom im Vergleich zum Standardflügel erreicht werden. Die Einordnung der ermittelten Wärmeströme in Kapitel 7.2 zeigte Wärmeübergangskoeffizienten in einer literurnahen Größenordnung auf, wobei eine konkrete Verifikation nicht möglich ist. Zusätzlich ist zu beachten, dass neben der Schneckenflügelgeometrie insbesondere die Fließfähigkeit einen Einfluss auf den finalen Wärmeübergangskoeffizienten aufwies.

Im Rahmen des Anwendungsbeispiels konnte bereits ein Eindruck zu Einsparpotentialen bei Neuanlagen geschaffen werden. In Abhängigkeit der Fließfähigkeit des Schüttguts konnte ein Einsparpotential bei der Anlagenlänge von 26,7 % bis 40,9 % aufgezeigt werden. Zudem wurde ein deutlicher Einfluss der Fließfähigkeit auf den idealen Betriebspunkt festgestellt, was insbesondere bei schlechter Fließfähigkeit zu hohen Abweichungen bei einer idealisierten Herangehensweise führt. Weiterhin ist zu beachten, dass das Einsparpotential abhängig von den Prozessparametern und Schüttguteigenschaften ist und somit kein fest definiertes Einsparpotential definiert werden kann. Bezogen auf Greenfield Projekte kann eine Reduktion der erforderlichen Anlagenlänge und somit die Einsparung von Materialressourcen erreicht werden. Neben dieser direkten Einsparung können zusätzlich indirekte Einsparungen durch geringere Anlagengewichte und Grundflächen, wie zum Beispiel beim Stahlbau, erreicht werden. In Bezug auf Brownfield Projekte kann die Verknüpfung von ökonomischen und ökologischen Aspekten geschaffen werden. Durch die Optimierungen können größere Wärmeströme bei gleicher Grundfläche und mit überschaubaren Anpassungen an der Bestandsanlage erreicht werden, wodurch ein erheblicher ökonomischer und ökologischer Vorteil generiert wird.

Anhand der erarbeiteten Daten und Vorgehensweisen ergeben sich unterschiedliche Möglichkeiten für zukünftige Arbeiten zwecks weiterer Optimierung von Wärmeströmen bzw. zur Vergrößerung der Datengrundlage. Die bisherigen Untersuchungen und Vergleiche weisen einen deutlichen Einfluss der Fließfähigkeit des Schüttguts auf die Mischkennzahl sowie den Wärmestroms auf. Aufgrund der begrenzten Betrachtung mit lediglich zwei Schüttgütern kann jedoch kein exakter Zusammenhang getroffen werden. Tiefergehende Untersuchungen zum Einfluss der Fließfähigkeit auf die Mischkennzahl und den Massenstrom können eine Übersicht zur Einordnung anderer Schüttgüter geben. Insofern sollte ein strukturierter Ansatz zur Bestimmung des Einflusses erfolgen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden 4 unterschiedliche Schneckenflügelgeometrien untersucht und bewertet. Die Untersuchungen zeigten einen deutlichen Einfluss der Schneckenflügelgeometrie auf die Mischkennzahl und das Förderverhalten auf. Mithilfe des numerischen Ersatzmodells wirkten sich die Abhängigkeiten letztendlich ebenfalls auf den Wärmestrom aus. Der Energietransfer zeigte deutlich auf, dass bei niedrigen Drehzahlen und einem hohen Füllgrad der höchste Energiebetrag je Kilogramm gefördertem Material erreicht wird. Aufgrund der notwendigen Datenlage zur Extrapolation des Lacey-Mixing Index stellen niedrige Drehzahlen aktuell jedoch einen Zwiespalt zwischen Simulationszeit und möglichem Drehzahlbereich dar.

Letztendlich sind die bisherigen Untersuchungen lediglich theoretisch ermittelt sowie in den Gesamtzusammenhang gesetzt worden. Eine Validierung anhand einer Versuchsanlage oder einen im Betrieb befindlichen Schneckenwärmetauscher waren im Rahmen der Arbeit nicht möglich. Prozesse können oftmals nicht im laufenden Betrieb variiert werden, weshalb eine Validierung unter dem Gesichtspunkt der Betriebsparameter nicht oder nur schwierig umzusetzen ist. Um eine praktische Validierung der Simulation und ggf. Korrektur zu ermöglichen, ist der Bau einer flexibel einsetzbaren Versuchsanlage notwendig. Anhand dieser kann ein direkter Abgleich und zukünftig die Einbindung von Korrekturfaktoren ermöglicht werden.

Im Rahmen der durchgeföhrten Untersuchungen konnte ein deutlicher Einfluss sowohl der Schneckenflügelgeometrie als auch der Fließfähigkeit eines Schüttguts auf die Mischkennzahl und den resultierenden Wärmeübergangskoeffizienten festgestellt werden. Im Rahmen der Untersuchungen ist keine qualitative Aussage zum Einfluss der Fließfähigkeit und eventuell weiterer Schüttguteigenschaften möglich. Parallel zum Aufbau einer Datenbank von Mischkennzahlen anhand der Berechnungsmethodik oder weiterführenden Untersuchungen kann zukünftig eine qualitative Beschreibung des Einflusses der Fließfähigkeit auf die Mischkennzahlen und letztendlich auf den Wärmestrom erfolgen. Zudem können weitere Schneckenflügelgeometrien für eine Optimierung herangezogen werden.

In den durchgeführten Untersuchungen wurde die Ermittlung von Mischkennzahlen und die anschließende Simulation auf Kühlrohrschnellenförderer begrenzt. In der Praxis werden weitere Bauformen oder mehrwellige Schneckenwärmetauscher eingesetzt, für die die durchgeführten Untersuchungen nicht oder nur teilweise verwendet werden können. Weiterführende Untersuchungen zum Einfluss der Trogform und der Wellenanzahl bieten die Möglichkeit weiteres Optimierungspotential aufzuzeigen und die Einsatzmöglichkeit der Berechnungsmethodik auszubauen.

Durch weitere Untersuchungen für eine verbesserte Extrapolation des Lacey-Mixing Index bei gleicher Simulationsdauer, durch verbesserte Hardware oder auch durch optimierte Berechnungsverfahren können in Zukunft Simulationen im niedrigeren Drehzahlbereich bei akzeptabler Simulationsdauer ermöglicht werden. Hierdurch eröffnet sich insbesondere das Potential, große Anlagendurchmesser mit resultierender Wärmeaustauschfläche im Sinne der Mischkennzahl zu optimieren.

# 9 Abkürzungen und Symbole

## Abkürzungen

DEM	Diskrete-Elemente-Methode
KL	Kleebrett
LMI	Lacey-Mixing Index
MP	Mischpaddel
ST	Standard
UN	Unterbrochen

## Lateinisch

$a$	Steigung Hyperbelfunktion
$A$	Wärmeaustauschfläche
$A_f$	Querschnittsfläche Fluidkanal
$dA_k$	Flächenelement
$A_q$	Förderquerschnitt
$B$	Verformungsfaktor
$b$	Verschiebung Hyperbelfunktion
$c$	Potenz Hyperbelfunktion
$C_f$	Formfaktor
$c_p$	spezifische Wärmekapazität
$c_{p,bed,dry}$	spezifische Wärmekapazität trockener Partikel
$c_{pf}$	spezifische Wärmekapazität Fluid
$C_{w,bed}$	Strahlungsfaktor
$D_h$	Hydraulischer Durchmesser
$d$	Partikeldurchmesser
$d_i$	Partikeldurchmesser Einzelfraktion
$dr$	Streckenelement im zylindrischen Koordinatensystem
$dT$	Temperaturänderung
$dy$	Streckenelement im kartesischen Koordinatensystem
$dz$	Streckenelement
$E_b$	E-Modul der Wand
$E_p$	E-Modul der Partikelschüttung
$f(\zeta)$	Verteilungsfunktion
$F_{n,adh}$	Adhesions-Kontaktkraft
$F_n$	Normalkraft
$F_n^t$	elastisch-plastische Normalkraft zum aktuellen Zeitpunkt
$F_n^{t-\Delta t}$	elastisch-plastische Normalkraft zum vorherigen Zeitpunkt
$F_\tau^t$	Maximale Tangentialkraft
$F_{\tau,e}^t$	Rein elastische Kraft

$I_0(m)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt m
$I_0(m_0)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt $m_0$
$I_1(m_0)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt $m_0$
$I_1(m_1)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt $m_1$
$k$	Wärmeübergangskoeffizient
$k$	Steigung Helix
$K_0(m)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt m
$K_0(m_0)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt $m_0$
$K_1(m_1)$	Modifizierte Besselfunktion am Punkt $m_1$
$k_{bed}$	Quotient der Wärmeleitfähigkeit der Schüttung
$k_c$	Quotient zur Nebenrechnung
$k_p$	Quotient der Parikelleitfähigkeit
$k_G$	Quotient Einfluss Druckabhängigkeit
$K_L$	Korrekturfaktor Geometrie
$K_{nl}$	Belastungssteifigkeit
$K_{nl,p}$	individuelle Steifigkeit Partikel
$K_{nl,p1}$	individuelle Steifigkeit Partikel 1
$K_{nl,p2}$	individuelle Steifigkeit Partikel 2
$K_{nl,b}$	individuelle Steifigkeit Wand
$K_{nu}$	Entlastungssteifigkeit
$k_{rad}$	Quotient Einfluss Wärmestrahlung
$K_T$	Korrekturfaktor Heizen - Kühlen
$l$	freie Weglänge der Gasmoleküle
$L$	Rippenlänge
$m$	Rippenfaktor
$M$	Lacey-Mixing Index
$\tilde{M}$	Molmasse des Gases
$\dot{m}_{ideal}$	idealer Massenstrom
$M_r$	Rollwiderstand
$\dot{m}_{real}$	realer Massenstrom
$n$	Drehzahl Welle
$n_i$	Partikelanzahl in der Auswertungszelle
$N$	Anzahl Umdrehungen
$N_g$	Gesamtpartikelanzahl in der Simulation
$N_i$	Gesamtpartikelanzahl in der Auswertungszelle
$N_{mix}$	Mischkennzahl
$Nu_0$	Nußelt-Zahl
$p$	Flügelsteigung
$p_g$	Betriebsdruck
$Pr$	Prandtl-Zahl
$p_v$	Partikelverhältnis
$Q_i$	Volumenanteil Einzelfraktion
$Q_k$	Wärmestrom Partikel - Stahl
$Q_{k,r}$	Wärmestrom Partikel - Stahl am Betrachtungselement r
$Q_{L,r}$	Wärmestrom am Betrachtungselement r
$Q_{L,r+dr}$	Wärmestrom am nächsten Betrachtungselement von r

$Q_{L,y}$	Wärmestrom am Betrachtungselement y
$Q_{L,y+dy}$	Wärmestrom am nächsten Betrachtungselement von y
$Q_\phi$	Eingehender Wärmestrom in tangentialer Richtung
$Q_{\phi+d\phi}$	Ausgehender Wärmestrom in tangentialer Richtung
$Q_r$	Eingehender Wärmestrom in radialer Richtung
$Q_{r+dr}$	Ausgehender Wärmestrom in radialer Richtung
$Q_z$	Eingehender Wärmestrom in axialer Richtung
$Q_{z+dz}$	Ausgehender Wärmestrom in axialer Richtung
$r$	Radius Betrachtungspunkt
$r_r$	Rollradius
$r_{adh}$	Steifigkeitsverhältnis
$\tilde{R}$	universelle Gaskonstante
$R_a$	Außenradius Schneckenflügel
$Re$	Reynolds-Zahl
$R_i$	Innenradius Schneckenflügel
$R_k$	Wärmewiderstand Schneckenwärmetauscher
$R_t$	Wärmewiderstand Trog
$R_w$	Wärmewiderstand Welle
$R_w f$	Wärmewiderstand Schneckenflügel - einzeln
$R_{w1}$	Wärmewiderstand Schneckenflügel - gesamt
$R_{w2}$	Wärmewiderstand Wellenrohr
$s$	Flügeldicke
$s_n$	Kontaktabstand
$s_n^t$	Partikelüberlappung des aktuellen Zeitschritts
$s_n^{t-\Delta t}$	Partikelüberlappung des vorherigen Zeitschritts
$s_r$	Wandstärke Wellenrohr
$s_t$	Wandstärke Trogwand
$t$	Verweilzeit
$T$	Partikeltemperatur
$t_{ideal}$	idealer Massenstrom
$t_{mix}$	Zeitkonstante
$t_R$	Ruhezeit
$t_{real}$	realer Massenstrom
$T_u$	Umgebungstemperatur
$T(r)$	Rippentemperatur am Betrachtungselement r
$T_{r-1,\phi,z,t}$	Temperatur am vorherigen radialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r,\phi,z,t}$	Temperatur am aktuellen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r+1,\phi,z,t}$	Temperatur am folgenden radialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r,\phi-1,z,t}$	Temperatur am vorherigen tangentialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r,\phi+1,z,t}$	Temperatur am folgenden tangentialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r,\phi,z-1,t}$	Temperatur am vorherigen axialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_{r,\phi,z+1,t}$	Temperatur am folgenden axialen Berechnungspunkt zur Zeit t
$T_w$	Wassertemperatur
$T(y)$	Rippentemperatur am Betrachtungselement y
$U$	Umfang Querschnitt Fluidströmung
$w$	Strömungsgeschwindigkeit Fluid

## Griechisch

$\alpha_{bed}$	Wärmeübergangskoeffizient Partikel
$\alpha_{bed,dry}$	Wärmeübergangskoeffizient trockener Partikel
$\alpha_{fluid}$	Wärmeübergangskoeffizient Fluid - Stahl
$\alpha_{partikel}$	Wärmeübergangskoeffizient Partikel -Stahl
$\gamma$	Akkomodationskoeffizient
$\delta_{adh}$	Adhesionsdistanz
$\delta_R$	Oberflächenrauhigkeit
$\Delta s_n$	Änderung der Partikelüberlappung
$\Delta t$	Zeitschritt
$\epsilon$	Restitutionskoeffizient
$\epsilon_{bed}$	Emissionskoeffizient Partikel
$\epsilon_W$	Emissionskoeffizient Wand
$\eta$	Entdimensionierte Strecke
$\eta_f$	dynamische Viskosität
$\Theta(r)$	Übertemperatur im zylindrischen Koordinatensystem
$\theta(\eta)$	Übertemperatur im kartesischen Koordinatensystem
$\theta(m)$	entdimensionierte Übertemperatur
$\kappa$	Krümmung Helix
$\lambda_{Stahl}$	Wärmeleitfähigkeit Stahl
$\lambda$	dimensionslose Konstante
$\lambda_{bed,dry}$	Wärmeleitfähigkeit trockener Partikel
$\lambda_{fluid}$	Wärmeleitfähigkeit Fluid
$\lambda_g$	Wärmeleitfähigkeit Gas
$\xi$	Verhältnis Radius zu Innenradius
$\mu$	Reibkoeffizient
$\mu_s$	Haftreibkoeffizient
$\mu_{roll}$	Rollwiderstandskoeffizient
$\mu_r$	Rippenfaktor im zylindrischen Koordinatensystem
$\mu_y$	Rippenfaktor im kartesischen Koordinatensystem
$\nu$	kinematische Viskosität
$\rho$	Schüttdichte
$\sigma$	Stefan-Boltzmann Konstante
$\sigma_v$	Varianz der aktuellen Durchmischung
$\sigma_R^2$	Varianz bei vollständiger Durchmischung
$\sigma_0^2$	Varianz bei vollständiger Entmischung
$d\phi$	Streckenelement Winkel
$\varphi$	Füllgrad
$\varphi_P$	Überdeckungsfaktor
$\Psi$	Porosität
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit

# Literaturverzeichnis

- [1] AMF-Bruns GmbH & Co. KG. *Schneckenwärmetauscher*. URL: [https://amf-foerderanlagen.de/wp-content/uploads/2023/05/AMF\\_Folder\\_DE\\_Kuehlschnecken.pdf](https://amf-foerderanlagen.de/wp-content/uploads/2023/05/AMF_Folder_DE_Kuehlschnecken.pdf) (besucht am 10.01.2025).
- [2] Ansys Inc. *Rocky Technical Manual*. URL: [https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/dem\\_tec/dem\\_tec.html](https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/dem_tec/dem_tec.html) (besucht am 22.03.2025).
- [3] Wilhelm Batel. *Einführung in die Korngrößenmeßtechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1971. ISBN: 978-3-642-49190-0. DOI: 10.1007/978-3-642-49189-4.
- [4] Claas Bierwisch u. a. “Three-dimensional discrete element models for the granular statics and dynamics of powders in cavity filling”. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 57.1 (2009), S. 10–31. ISSN: 00225096. DOI: 10.1016/j.jmps.2008.10.006.
- [5] Peter Böckh und Thomas Wetzel. *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. 7. Aufl. 2017. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. ISBN: 978-3-662-55479-1. DOI: 10.1007/978-3-662-55480-7. URL: <http://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-epflicht-1499890>.
- [6] Florian Brüning, Lukas Sommer und Volker Schöppner. “A reverse engineering approach for calibrating frictional behavior of contact models for numerical simulation of solids conveying in extruders”. In: *PROCEEDINGS OF THE 37TH INTERNATIONAL CONFERENCE OF THE POLYMER PROCESSING SOCIETY (PPS-37)*. AIP Conference Proceedings. AIP Publishing, 2023, S. 110002. DOI: 10.1063/5.0168247.
- [7] Migyung Cho, Prashanta Dutta und Jaesool Shim. “A non-sampling mixing index for multicomponent mixtures”. In: *Powder Technology* 319 (2017), S. 434–444. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2017.07.011.
- [8] Shih-Hao Chou, Yue-Lou Song und Shu-San Hsiao. “A Study of the Mixing Index in Solid Particles”. In: *KONA Powder and Particle Journal* 34.0 (2017), S. 275–281. ISSN: 0288-4534. DOI: 10.14356/kona.2017018.
- [9] Corné Coetzee und Otto Carl Scheffler. “Comparing particle shape representations and contact models for DEM simulation of bulk cohesive behaviour”. In: *Computers and Geotechnics* 159 (2023), S. 105449. ISSN: 0266352X. DOI: 10.1016/j.compgeo.2023.105449.
- [10] Przemysław Czapik u. a. “Hydration of cement by-pass dust”. In: *Construction and Building Materials* 231 (2020), S. 117139. ISSN: 09500618. DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2019.117139.

- [11] DIN 15262:1983-01, *Stetigförderer; Schneckenförderer für Schüttgut; Berechnungsgrundsätze*. Berlin. DOI: 10.31030/1154892.
- [12] DVS E.V. *Merkblatt DVS 3011. 6/2017*.
- [13] Martin Evers. *Thermische Diffusion im Zweitemperaturmodell: Simulationen mittels Finite-Differenzen-Verfahren*. 1. Aufl. Saarbrücken: AV Akademiker-verlag, 2012. ISBN: 978-3-639-45953-1.
- [14] Ludger Figura. *Lebensmittelphysik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021. ISBN: 978-3-662-63287-1. DOI: 10.1007/978-3-662-63288-8.
- [15] Alberto Garcia-Diaz und J. MacGregor Smith. *Facilities Planning and Design*. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024. ISBN: 978-3-031-54258-9. DOI: 10.1007/978-3-031-54259-6.
- [16] Willibald A. Günthner, Oliver Rong und Johannes Fottner. *Empirische Entwicklung von Kenngrößen zur Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern für Schüttgut*. Garching: fml - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, 2002.
- [17] Willibald A. Günthner u. a. *Forschungsbericht zu dem IGF-Vorhaben DEM-Schüttgutdatenbank – Generierung einer Datenbank zur Kalibrierung von Schüttgütern für die DEM-Simulation von Förderanlagen der Forschungsstelle(n) Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Technische Universität München*. Garching: fml - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik Technische Universität München, 2017. ISBN: 978-3-941702-75-2.
- [18] Rafael R. Heilbuth u. a. “Numerical evaluation of the granular mixing behavior in a flighted rotary drum through the Discrete Element Method”. In: *Powder Technology* 400 (2022), S. 117251. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2022.117251.
- [19] Heinz Herrmann. *Schneckenmaschinen in der Verfahrenstechnik*. Berlin und Heidelberg: Springer, 1972. ISBN: 978-3-642-51086-1. DOI: 10.1007/978-3-642-51085-4.
- [20] Heinrich Hertz. “Ueber die Berührung fester elastischer Körper”. In: S. 156–171. DOI: 10.1515/9783112342404-004.
- [21] Peter Hilgraf. *Projektierung und Auslegung von Schüttgutanlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2022. ISBN: 978-3-662-65383-8. DOI: 10.1007/978-3-662-65384-5.
- [22] Qinfu F. Hou, Kejun J. Dong und Aibing B. Yu. “DEM study of the flow of cohesive particles in a screw feeder”. In: *Powder Technology* 256 (2014), S. 529–539. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2014.01.062.
- [23] Thien Q. Huynh, Thanh T. Nguyen und Buddhima Indraratna. “Evaluating cohesive models in discrete element simulation through drawdown test with new assessment perspectives”. In: *Powder Technology* 452 (2025), S. 120542. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2024.120542.

- [24] Behrooz Jadidi u. a. "Effect of the Mixer Design Parameters on the Performance of a Twin Paddle Blender: A DEM Study". In: *Processes* 11.3 (2023), S. 733. DOI: 10.3390/pr11030733.
- [25] Xin Jin u. a. "DEM investigation of mixing indices in a ribbon mixer". In: *Particuology* 60 (2022), S. 37–47. ISSN: 16742001. DOI: 10.1016/j.partic.2021.03.005.
- [26] Lukáš Kalina u. a. "Cement Kiln By-Pass Dust: An Effective Alkaline Activator for Pozzolanic Materials". In: *Materials (Basel, Switzerland)* 11.9 (2018). ISSN: 1996-1944. DOI: 10.3390/ma11091770.
- [27] Köllemann GmbH. *Schneckenwärmetauscher*. URL: <https://www.koellemann.de/produkte-leistungen/schneckenwaermetauscher/>.
- [28] Klaus Langeheinecke u. a. *Thermodynamik für Ingenieure*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. ISBN: 978-3-658-03168-8. DOI: 10.1007/978-3-658-03169-5.
- [29] Zifeng Luo u. a. "Recent Advances on the Uses of Biomass Alternative Fuels in Cement Manufacturing Process: A Review". In: *Energy & Fuels* 38.9 (2024), S. 7454–7479. ISSN: 0887-0624. DOI: 10.1021/acs.energyfuels.3c04535.
- [30] Rudi Marek und Klaus Nitsche. *Praxis der Wärmeübertragung: Grundlagen - Anwendungen - Übungsaufgaben : mit 778 Abbildungen, 62 Tabellen, 50 vollständig durchgerechneten Beispielen sowie 168 Übungsaufgaben mit über 300 Seiten ausführlicher Lösungen zum Download*. 5., überarbeitete Auflage. Hanser eLibrary. München: Hanser, 2019. ISBN: 978-3-446-46124-6. DOI: 10.3139/9783446461253.
- [31] Holger Martin. "Wärme- und Stoffübertragung in der Wirbelschicht". In: *Chemie Ingenieur Technik* 52.3 (1980), S. 199–209. ISSN: 0009-286X. DOI: 10.1002/cite.330520303.
- [32] Raymond David Mindlin und Herbert Deresiewicz. "Elastic Spheres in Contact Under Varying Oblique Forces". In: *Journal of Applied Mechanics* 20.3 (1953), S. 327–344. ISSN: 0021-8936. DOI: 10.1115/1.4010702.
- [33] Dheeraj Minglani u. a. "A review of granular flow in screw feeders and conveyors". In: *Powder Technology* 366 (2020), S. 369–381. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2020.02.066.
- [34] Matheus Naves Moraes u. a. "Testing a new laboratory-scale high-frequency screen for continuous trials with smaller samples". In: *Powder Technology* 401 (2022), S. 117286. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2022.117286.
- [35] Robert Nachenius u. a. "Residence time distributions of coarse biomass particles in a screw conveyor reactor". In: *Fuel Processing Technology* 130 (2015), S. 87–95. ISSN: 03783820. DOI: 10.1016/j.fuproc.2014.09.039.
- [36] Suellen M. Nascimento u. a. "Comparison between the Eulerian (CFD) and the Lagrangian (DEM) approaches in the simulation of a flighted rotary drum". In: *Computational Particle Mechanics* 9.2 (2022), S. 251–263. ISSN: 2196-4378. DOI: 10.1007/s40571-021-00407-z.

- [37] Jan Philipp Oldemeier und Volker Schöppner. "Analysis of the Dispersive and Distributive Mixing Effect of Screw Elements on the Co-Rotating Twin-Screw Extruder with Particle Tracking". In: *Polymers* 16.21 (2024). DOI: 10.3390/polym16212952.
- [38] Lucas Orefice und Johannes Khinast. "DEM study of granular transport in partially filled horizontal screw conveyors". In: *Powder Technology* 305 (2017), S. 347–356. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2016.09.067.
- [39] Zhengbiao Peng, Elham Doroodchi und Behdad Moghtaderi. "Heat transfer modelling in Discrete Element Method (DEM)-based simulations of thermal processes: Theory and model development". In: *Progress in Energy and Combustion Science* 79 (2020), S. 100847. ISSN: 03601285. DOI: 10.1016/j.pecs.2020.100847.
- [40] Milada Pezo u. a. "Discrete element model of particle transport and premixing action in modified screw conveyors". In: *Powder Technology* 336 (2018), S. 255–264. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.06.009.
- [41] Lukáš Procházka, Barbara Vojvodíková und Jana Boháčová. "Possibilities of Application Cement By-Pass Dust into the Garden Architecture Elements". In: *Crystals* 11.9 (2021), S. 1033. DOI: 10.3390/cryst11091033.
- [42] Paweł Regucki, Renata Krzyżyńska und Zbyszek Szeliga. "Mathematical model for a single screw ash cooler of a circulating fluidized bed boiler". In: *Powder Technology* 396 (2022), S. 50–58. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2021.10.044.
- [43] Brenda Remy, Benjamin J. Glasser und Johannes G. Khinast. "The effect of mixer properties and fill level on granular flow in a bladed mixer". In: *AICHE Journal* 56.2 (2010), S. 336–353. ISSN: 0001-1541. DOI: 10.1002/aic.11979.
- [44] Thomas Roessler und André Katterfeld. "DEM parameter calibration of cohesive bulk materials using a simple angle of repose test". In: *Particuology* 45 (2019), S. 105–115. ISSN: 16742001. DOI: 10.1016/j.partic.2018.08.005.
- [45] Thomas Roessler u. a. "Development of a standard calibration procedure for the DEM parameters of cohesionless bulk materials – part I: Solving the problem of ambiguous parameter combinations". In: *Powder Technology* 343 (2019), S. 803–812. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2018.11.034.
- [46] Jerzy Rojek u. a. "Numerical and experimental investigation of an elastoplastic contact model for spherical discrete elements". In: *Computational Particle Mechanics* 6.3 (2019), S. 383–392. ISSN: 2196-4378. DOI: 10.1007/s40571-018-00219-8.
- [47] Ernst Ulrich Schlünder. "Heat transfer to packed and stirred beds from the surface of immersed bodies". In: *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 18.1 (1984), S. 31–53. ISSN: 02552701. DOI: 10.1016/0255-2701(84)85007-2.

- [48] Dietmar Schulze. *Pulver und Schüttgüter: Fließeigenschaften und Handhabung*. 4., ergänzte Auflage. VDI-Buch Ser. Berlin, Germany: Springer Vieweg, 2019. ISBN: 978-3-662-58775-1. URL: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=5838917>.
- [49] Stefano Tonchia. *Industrial Project Management*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. ISBN: 978-3-662-56327-4. DOI: 10.1007/978-3-662-56328-1.
- [50] Tal Tsory u. a. "Thermal DEM–CFD modeling and simulation of heat transfer through packed bed". In: *Powder Technology* 244 (2013), S. 52–60. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2013.04.013.
- [51] Evangelos Tsotsas. "M7 Wärmeleitung und Dispersion in durchströmten Schüttungen". In: *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013, S. 1517–1534. ISBN: 978-3-642-19980-6. DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3{\textunderscore}102.
- [52] Evangelos Tsotsas. *VDI Heat Atlas: Heat Transfer from a Wall to Stagnant and Mechanically Agitated Beds*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. DOI: 10.1007/978-3-540-77877-6.
- [53] Evangelos Tsotsas. "Wärmeleitfähigkeit von Schüttsschichten". In: S. 1–13. DOI: 10.1007/978-3-662-52991-1{\textunderscore}30-1.
- [54] Marcus Wagner, Hrsg. *Lineare und nichtlineare FEM*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. ISBN: 978-3-658-25051-5. DOI: 10.1007/978-3-658-25052-2.
- [55] Samaila Waje u. a. "Study of Residence Time Distribution in a Pilot-Scale Screw Conveyor Dryer". In: *Drying Technology* 25.1 (2007), S. 249–259. ISSN: 0737-3937. DOI: 10.1080/07373930601161120.
- [56] Otis R. Walton und Robert L. Braun. "Viscosity, granular–temperature, and stress calculations for shearing assemblies of inelastic, frictional disks". In: *Journal of Rheology* 30.5 (1986), S. 949–980. ISSN: 0148-6055. DOI: 10.1122/1.549893.
- [57] Jiajun Wang u. a. "Manufacture of potassium chloride from cement kiln bypass dust: An industrial implementation case for transforming waste into valuable resources". In: *Helijon* 9.11 (2023), e21806. ISSN: 2405-8440. DOI: 10.1016/j.helijon.2023.e21806.
- [58] Arne de Wasch und Gilbert Froment. "Heat transfer in packed beds". In: *Chemical Engineering Science* 27.3 (1972), S. 567–576. ISSN: 00092509. DOI: 10.1016/0009-2509(72)87012-X.
- [59] Roland E. Winkler. *Dynamische Schüttgut Simulation mit Diskreter Elemente Methode DEM: DEM Simulation von Bunkeraustragschnecken*. Saarbrücken: VDM Verlag Dr. Müller, 2011. ISBN: 978-3-639-34794-4.
- [60] Rui Xia u. a. "Measurement and calibration of the discrete element parameters of wet bulk coal". In: *Measurement* 142 (2019), S. 84–95. ISSN: 02632241. DOI: 10.1016/j.measurement.2019.04.069.

- [61] Wenqi Zhong u. a. “DEM/CFD-DEM Modelling of Non-spherical Particulate Systems: Theoretical Developments and Applications”. In: *Powder Technology* 302 (2016), S. 108–152. ISSN: 00325910. DOI: 10.1016/j.powtec.2016.07.010.
- [62] Verena Zipf. *Schneckenwärmeübertrager in Latentwärmespeichersystemen: Tests und Wirtschaftlichkeitsstudie für solarthermische Anlagen: Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2015.* Schriftenreihe der Reiner Lemoine-Stiftung. Aachen: Shaker, 2015. ISBN: 3844039872.
- [63] Zhijian Zuo u. a. “Numerical investigation of mixing and heat transfer of granular material in a ribbon reactor: effect of impeller speed and filling rate”. In: *Computational Particle Mechanics* (2024). ISSN: 2196-4378. DOI: 10.1007/s40571-024-00778-z.



# **Erklärung zur Zitation von Inhalten aus studentischen Arbeiten**

In Ergänzung zu meinem Antrag auf Zulassung zur Promotion in der Fakultät für Maschinenbau der Universität Paderborn erkläre ich gemäß §11 der Promotionsordnung und unter Beachtung der Regelung zur Zitation studentischer Arbeiten:

Die von mir vorgelegte Dissertation habe ich selbständig verfasst, **und ich habe keine anderen** als die dort angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Es sind **keine Inhalte** studentischen Ursprungs (studentische Arbeiten) in dieser Dissertation enthalten.

Edewecht, Datum: 21.06.2025

Malte Wittje

