

Berechnung und Analyse von Hammerbrechern

Der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik
der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

genehmigte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

Dr.-Ing.,

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Jan Holländer

geboren am 27. April 1966 in Bremerhaven

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. G. Unland
Prof. Dr.-Ing. habil. H.-P. Lüpfer
Prof. Dr.-Ing. W. Poppy

Tag der Verleihung: Freiberg, 16. Februar 2001

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Aufbereitungsmaschinen (IAM) der Technischen Universität Bergakademie Freiberg unter der Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. G. Unland.

Für die freundliche Unterstützung und Betreuung sowie für die Anregungen zu dieser Arbeit danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. G. Unland ganz herzlich.

Herrn Professor Dr.-Ing. habil. H.-P. Lüpfer und Herrn Professor Dr.-Ing. W. Poppy danke ich herzlich für die Übernahme der Korreferate.

Außerdem gilt mein Dank den Mitarbeitern des Institutes für Aufbereitungsmaschinen sowie der mechanischen und der elektrischen Werkstatt, ohne deren Unterstützung diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Diese Arbeit wurde von der Krupp Fördertechnik GmbH angeregt und unterstützt. Allen Beteiligten dieses Unternehmens sei dafür an dieser Stelle ganz herzlich gedankt.

Besonders danken möchte ich meiner Familie, die mich während meiner Beschäftigung am Institut für Aufbereitungsmaschinen der TU Bergakademie Freiberg immer unterstützt hat.

Inhalt

Abbildungsverzeichnis.....	IV
Tabellenverzeichnis.....	VI
1 Einleitung	1
2 Aufgabenstellung.....	4
3 Grundlagen zur Funktion und Berechnung von Hammerbrechern.....	6
3.1 Produktklassifizierung.....	6
3.2 Grundlagen zur Funktion von Hammerbrechern.....	10
3.2.1 Zerkleinerungswerkzeuge und Beanspruchungsarten	10
3.2.2 Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung	13
3.2.3 Funktionsgruppen und -elemente	15
3.2.3.1 Zuführung des Aufgabegutes.....	15
3.2.3.2 Rotorgrundkörper und Hämmer	20
3.2.3.3 Austrag des Brechgutes	28
3.3 Grundlagen zur Berechnung von Hammerbrechern.....	31
3.3.1 Der Stoß zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer.....	31
3.3.1.1 Annahmen und Voraussetzungen.....	31
3.3.1.2 Geschwindigkeiten am Hammer	34
3.3.1.3 Stoßkraft.....	37
3.3.2 Stoßartwahrscheinlichkeiten	41
3.3.3 Brockeneindringtiefe	45
3.3.4 Hammerkinematik	47
4 Spezifizierung der Aufgabenstellung	50
5 Mathematisch-physikalische Berechnungsmodelle.....	56
5.1 Stoßartwahrscheinlichkeiten	56
5.2 Brockeneindringtiefe	60
5.3 Hammerkinematik	65

5.4	Stoßkraft	75
5.4.1	Berechnung der Stoßkraft am Hammer in Rotorumfangsrichtung.....	75
5.4.2	Dynamischer Ansatz zur Berechnung der Stoßkraft in radialer Richtung	77
6	Vorstellung des Modellhammerbrechers.....	82
6.1	Entwicklung des Modellhammerbrechers	82
6.2	Zielgrößen sowie verwendete Meßverfahren und Meßeinrichtungen	86
6.2.1	Zeitlicher Verlauf der Rotordrehzahl zur Kraft- und Energieermittlung während eines Primärstoßes	87
6.2.2	Primärstoßarten, Brockeneindringtiefen und Hammerkinematik.....	97
6.2.3	Antriebsmotorleistung	98
6.2.4	Zerkleinerungsergebnis	99
6.2.5	Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost	101
6.3	Versuchsvorbereitung und Gesamtfehler einer Zielgröße.....	102
7	Versuchsergebnisse und Modellrechnungen	106
7.1	Eintrittsbereich - Einzelkornaufgabe	106
7.1.1	Primärstoßarten und Stoßartwahrscheinlichkeiten	106
7.1.1.1	Versuchsergebnisse	106
7.1.1.2	Modellrechnung.....	110
7.1.1.3	Folgerungen.....	113
7.1.2	Brockeneindringtiefe	115
7.1.2.1	Versuchsergebnisse	115
7.1.2.2	Modellrechnung.....	117
7.1.2.3	Folgerungen.....	119
7.1.3	Hammerkinematik	120
7.1.3.1	Versuchsergebnisse	120
7.1.3.2	Modellrechnung.....	123
7.1.3.3	Folgerungen.....	127
7.1.4	Primärstoßkraft und Primärstoßenergie.....	128
7.1.5	Rotationsenergie des Brecherrotors.....	134
7.1.6	Zerkleinerungsergebnis	136
7.2	Schlagwandbereich - Mehrkornaufgabe.....	138

7.3	Walzenbrechereffekt - Einzelkornaufgabe	143
7.4	Gesamtzerkleinerung - Mehrkornaufgabe	145
7.5	Ableitung eines Funktionsmodelles und Fazit	153
7.6	Konstruktionsansätze und Entwicklungsstrategien	158
8	Zusammenfassung und Ausblick	161
9	Symbolverzeichnis	165
10	Literaturverzeichnis.....	174
	Anhangverzeichnis.....	Anhang I bis III
	Anhang.....	Anhang 1 bis 35

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Bauarten von Einwellenhammerbrechern	2
Abbildung 2.1:	Methodik zur Analyse und Verbesserung von Brechern.....	5
Abbildung 3.1:	Produktübersicht	7
Abbildung 3.2:	Charakteristische Beanspruchungsarten in Hammerbrechern.....	12
Abbildung 3.3:	Zerkleinerungsbereiche in einer Hammermühle	13
Abbildung 3.4:	Anordnungsarten der Aufgabegutzuführung.....	17
Abbildung 3.5:	Rotorbauarten	21
Abbildung 3.6:	Kinetische Gesamtenergie eines Hammers	25
Abbildung 3.7:	Gestaltung und Anordnung von Austragsrosten	29
Abbildung 3.8:	Geschwindigkeiten am Hammer	32
Abbildung 3.9:	Reduzierung der Aufgabegutmasse beim dezentralen Stoß	36
Abbildung 3.10:	Wahrscheinlichkeit für Flächenstöße nach Stieß	43
Abbildung 3.11:	Wahrscheinlichkeit für Flächenstöße nach Rumpf	44
Abbildung 3.12:	Maximale Brockeneindringtiefe nach Schüler	47
Abbildung 4.1:	Einfluß- und Zielparameter bei der Zerkleinerung in Hammerbrechern.	50
Abbildung 5.1:	Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten	56
Abbildung 5.2:	Berechnung der Brockeneindringtiefe.....	61
Abbildung 5.3:	Modell für einen beanspruchten Hammer	67
Abbildung 5.4:	Strömungswiderstand am Hammer	69
Abbildung 5.5:	Modell für einen nicht beanspruchten Hammer	72
Abbildung 5.6:	Modell für den Rotorgrundkörper	73
Abbildung 5.7:	Dynamischer Ansatz zur Stoßkraftberechnung in radialer Richtung	78
Abbildung 6.1:	Prinzipieller Aufbau des Modellhammerbrechers.....	84
Abbildung 6.2:	Linearer Ansatz zur Bestimmung der Rotorwinkelgeschwindigkeit.....	90
Abbildung 6.3:	Zeitlicher Verlauf der Primärstoßkraft und der Rotordrehzahl	94
Abbildung 6.4:	Zeitlicher Verlauf der Rotordrehzahl während der Meßdauer	95
Abbildung 6.5:	Bildauswertung mittels Klarsichtfolie mit Linienmuster	98
Abbildung 6.6:	Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost	101
Abbildung 7.1:	Typische Primärstoßarten.....	107
Abbildung 7.2:	Beobachtete Primärstoßartverteilung, Kalkstein.....	109
Abbildung 7.3:	Beobachtete Primärstoßartverteilung, Mergel.....	109
Abbildung 7.4:	Berechnung von Primärstoßartwahrscheinlichkeiten	111

Abbildung 7.5:	Berechnung der Eindringwahrscheinlichkeit	112
Abbildung 7.6:	Gesamtanteile beobachteter Primärstöße	113
Abbildung 7.7:	Gemessene Brockeneindringtiefen, Kalkstein	115
Abbildung 7.8:	Gemessene Brockeneindringtiefen, Mergel	116
Abbildung 7.9:	Berechnung der Brockeneindringtiefe.....	118
Abbildung 7.10:	Beobachtete Hammerkinematik, Kalkstein.....	121
Abbildung 7.11:	Beobachtete Hammerkinematik, Mergel.....	121
Abbildung 7.12:	Berechnete Hammerkinematik für $m_A = 1$ kg.....	124
Abbildung 7.13:	Berechnete Hammerkinematik für $m_A = 20$ kg.....	125
Abbildung 7.14:	Berechnete kinematische Parameter für zugeführte Aufgabegutnennmassen.....	125
Abbildung 7.15:	Abschätzung der Stoßkraft am radial gestreckten Hammer	129
Abbildung 7.16:	Maximale, massenbezogene Primärstoßkraft, Kalkstein	130
Abbildung 7.17:	Maximale, massenbezogene Primärstoßkraft, Mergel	131
Abbildung 7.18:	Massenbezogene Primärstoßenergie des Brecherrotors, Kalkstein.....	132
Abbildung 7.19:	Massenbezogene Primärstoßenergie des Brecherrotors, Mergel.....	133
Abbildung 7.20:	Massenbezogene Rotationsenergie des Brecherrotors, Kalkstein.....	134
Abbildung 7.21:	Massenbezogene Rotationsenergie des Brecherrotors, Mergel.....	135
Abbildung 7.22:	Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen im Eintrittsbereich, Kalkstein	137
Abbildung 7.23:	Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen im Eintrittsbereich, Mergel ...	137
Abbildung 7.24:	Zerkleinerungsergebnis bei der Schlagwandbereichsanalyse, Kalkstein	139
Abbildung 7.25:	Zerkleinerungsergebnis bei der Schlagwandbereichsanalyse, Mergel....	139
Abbildung 7.26:	Effektivität der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich	140
Abbildung 7.27:	Spezifische Antriebsmotorleistung bei der Schlagwandbereichsanalyse	142
Abbildung 7.28:	Zerkleinerungsergebnis beim Walzenbrechereffekt, Kalkstein	144
Abbildung 7.29:	Zerkleinerungsergebnis beim Walzenbrechereffekt, Mergel	144
Abbildung 7.30:	Effektivität des Walzenbrechereffektes.....	145
Abbildung 7.31:	Ergebnis der Gesamtzerkleinerung, Kalkstein	146
Abbildung 7.32:	Ergebnis der Gesamtzerkleinerung, Mergel	147
Abbildung 7.33:	Effektivität der Gesamtzerkleinerung	148
Abbildung 7.34:	Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Kalkstein	149
Abbildung 7.35:	Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Mergel.....	150
Abbildung 7.36:	Spezifische Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Kalkstein.....	150

Abbildung 7.37: Spezifische Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Mergel	151
Abbildung 7.38: Spezifische Antriebsmotorleistung bei der Gesamtzerkleinerung	152
Abbildung 7.39: Funktionsmodell für den Modellhammerbrecher.....	154
Abbildung 7.40: Konstruktive Ansatzpunkte zur Verbesserung der Brecherfunktion.....	159
Abbildung 7.41: Entwicklungsstrategien	160

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Maschinendaten von Hammerbrechern.....	8
Tabelle 3.2: Aufgabegutdaten für den Einsatz von Hammerbrechern	9
Tabelle 6.1: Einstellstufen variabler Einflußgrößen bei den Laborversuchen	102
Tabelle 7.1: Vergleich beobachteter und berechneter Eindringwahrscheinlichkeit.....	111
Tabelle 7.2: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Brockeneindringtiefe ..	118
Tabelle 7.3: Verwendete Meßdaten zur Berechnung von Hammerbewegungen	124
Tabelle 7.4: Zerkleinerungsgrade in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen.....	155

1 Einleitung

Die industrielle Aufbereitung mineralischer und nichtmineralischer Rohstoffe dient der Herstellung von Zwischen- und Endprodukten mit bestimmten Eigenschaften für unterschiedliche Anwendungen. Zerkleinerungsmaschinen sind ein Bestandteil dieser industriellen Rohstoffaufbereitung zur Herstellung von Produkten mit festgelegter Korngröße und -form aus unterschiedlichen Massengütern. Bei Massengütern handelt es sich in diesem Zusammenhang häufig um mineralische und nichtmineralische Schüttgüter. Charakteristische Einsatzgebiete von Zerkleinerungsmaschinen sind zum Beispiel die Baustoffindustrie, die Bauwirtschaft, die Energieversorgung, die chemische Industrie, die Eisen- und Stahlindustrie, die Nahrungs- und Genußmittelindustrie, die Landwirtschaft und der Umweltschutz.

Der Beginn der maschinellen Zerkleinerung ist gekennzeichnet durch die Entwicklung des ersten Backenbrechers durch den Amerikaner Blake im Jahr 1858 [37, S. 5]. Früheste systematische Ansätze zur Konstruktion von Zerkleinerungsmaschinen auf der Grundlage der Prall- und Schlagzerkleinerung erfolgten in den zwanziger Jahren des zwanzigsten Jahrhunderts. Zu dieser Zeit wurden in Deutschland bereits Hammerbrecher mit und ohne Austragsrost bzw. -sieb gebaut [38, S. 365].

Bei der Weiterentwicklung der maschinellen Zerkleinerung werden gewandelte Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Maschinen, an die Produktions- und Betriebskosten sowie an die Eigenschaften der Fertigprodukte berücksichtigt. So können zum Beispiel technische und technologische Innovationen an nachgeschalteten Aufbereitungsmaschinen und -anlagen geänderte Anforderungen an das Produkt einer Zerkleinerungsmaschine (und damit an deren Funktion und Konstruktion) bewirken. Ausschlaggebend hierfür sind die zunehmende Konkurrenz der Hersteller durch die Internationalisierung der Märkte, wachsende Rohstoffpreise, steigende Energie- und Lohnkosten, neue Einsatzgebiete der Maschinen und ökologische Auflagen.

Ein wesentliches Ziel der Produktweiterentwicklung sind deshalb Maschinen, welche die Zerkleinerungsaufgaben wirtschaftlich lösen, preiswert in ihrer Fabrikation sind und mit den lokal vorhandenen Mitteln instand gehalten werden können [33, S. 106].

Inhalt dieser Arbeit ist die systematische Untersuchung und Weiterentwicklung von Hammerbrechern. Hammerbrecher sind Zerkleinerungsmaschinen mit umlaufenden Zerkleinerungswerkzeugen (d. h. den Hämmern) zur Herstellung von Produkten mit festgelegter Korngröße aus mineralischen Schüttgütern. Ihre Zerkleinerungswirkung beruht primär auf der Prall- und Schlagbeanspruchung des Aufgabegutes durch die am Rotorgrundkörper gelenkig angeordneten Hämmer. Hammerbrecher verfügen über ein bis zwei Rotoren, die meistens zentrisch im Brecherarbeitsraum angeordnet sind. Die in dieser Arbeit dargestellten Betrachtungen gelten für Einwellenhammerbrecher (Abbildung 1.1).

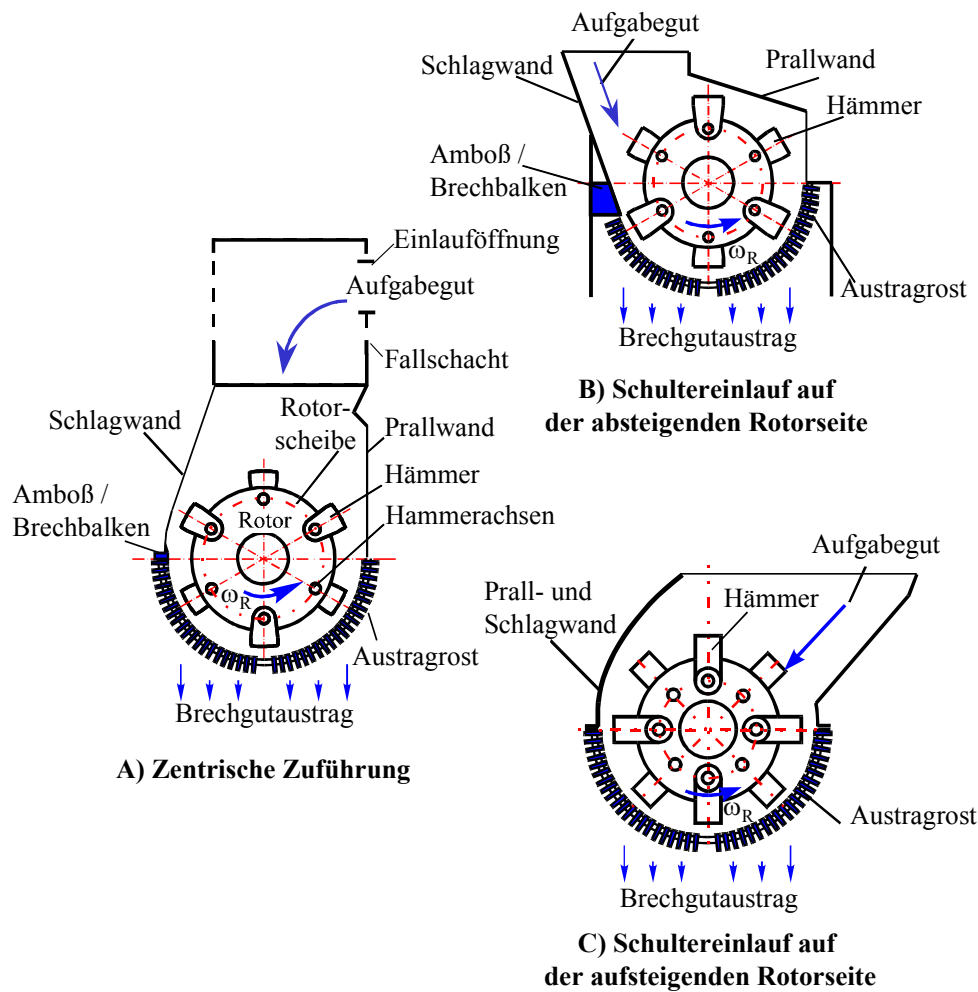


Abbildung 1.1: Bauarten von Einwellenhammerbrechern

Als Untersuchungsgegenstand wird exemplarisch die Hammerbrecherbauart A) ausgewählt (Abbildung 1.1), weil zum gegenwärtigen Projektzeitpunkt diese Maschinen einen bedeutenden Marktanteil besitzen und außerdem ein umfangreiches Verbesserungspotential vermutet wird. Das Aufgabegut wird diesen Brechern ohne Vorklassierung in der Regel

über ein Plattenband zugeführt und gelangt durch die Einlauföffnung in den Brecherfallschacht. Anschließend fällt es zentrisch auf den umlaufenden Rotor mit den im Leerlauf radial gestreckten Hämmern. Dort wird es von den Hämmern erfaßt, vorzerkleinert und transportiert. Die Hämmer können aufgrund ihrer gelenkigen Befestigung am Rotorumfang bei der Wechselwirkung mit den Aufgabegutbrocken Pendelbewegungen um ihre radial gestreckte Position ausführen oder vollständig umschlagen. Als Befestigungselemente dienen die axial nicht verschiebbaren Hammerachsen. Bedingt durch ihre Anordnung am Rotorumfang entstehen bei der untersuchten Brecherbauart schlagfreie Bereiche zwischen den Hämmern entsprechend der Rotorscheibenbreite.

Zum Nachzerkleinern und zum Austrag des Fertiggutes dient meistens ein Austragsrost. Bei der untersuchten Brecherbauart ist dies ein Stabrost mit einem in Rotordrehrichtung zunehmenden Abstand zwischen den einzelnen Roststäben. Der aus einzelnen Stäben mit trapezförmiger Querschnittsfläche zusammengesetzte Rost umspannt den unteren Teil des Rotors mit einem Umschlingungswinkel von 180° . Die Spaltweite zwischen der Rostoberfläche und dem Schlagkreis ist konstant. Der Schlagkreis ist dabei derjenige Durchmesser, den die Köpfe radial gestreckter Hämmer beim Umlauf des Rotors beschreiben. Durch die Anstellung der Roststäbe um einen bestimmten Winkel entgegen der Rotordrehrichtung soll die Zerkleinerungswirkung im Rostbereich verbessert werden. Nach Baer [2, S. 19] dient diese Anstellung der Roststäbe außerdem der Selbstreinigung des Austragsrostes.

Gebräuchliche Aufgabegutmaterialien für Hammerbrecher sind Kalkstein, Mergel, Braun- und Steinkohle, Kreide, Gips, Salze, Schiefer, Tone und Bauxit. Dabei handelt es sich um weiche bis mittelharte mineralische Aufgabegüter mit einer maximalen Mohs-Härte von etwa 4,5 [12, S. 73] und [56, S. 140].

Hammerbrecher sind vor allem in der Zementindustrie der Bundesrepublik Deutschland und international weit verbreitet und dienen dort der Primärzerkleinerung von Kalkstein und Mergel zur Herstellung eines mühlenfertigen Zwischenproduktes. Das Aufgabegut wird durch Sprengen gewonnen und dem Brecher ohne Vorklassierung zugeführt. Damit bilden Hammerbrecher nach Sillem [59, S. 550] eine Alternative zu ein- bis dreistufigen Primärzerkleinerungsanlagen, die sich aus einer Anordnung von Kegel-, Backen- und/oder Prallbrechern zusammensetzen.

2 Aufgabenstellung

Eine Voraussetzung für die systematische Weiterentwicklung von Hammerbrechern ist die weiterführende Analyse ihrer Funktionsweise auf wissenschaftlicher Grundlage. Eine ausreichende Anzahl wissenschaftlich fundierter Daten und Angaben über die Funktionsweise von Hammerbrechern existiert derzeit nicht. Herstellern stehen häufig ausschließlich empirische und / oder unzureichende Berechnungs- und Konstruktionsansätze für die funktionsgerechte Gestaltung von Hammerbrechern zur Verfügung. Dies gilt auch für die Ermittlung von Konstruktionsparametern, wie zum Beispiel die Stoßkraft am Hammer bei der Aufgabegutzerkleinerung, die entsprechende Stoßenergie und die Antriebsleistung des Brechermotors.

Aufgabe ist die Analyse der exemplarisch ausgewählten Hammerbrecherbauart A) (Abbildung 1.1). Dies soll die Herleitung von verschiedenen Konstruktionsansätzen und Entwicklungsstrategien ermöglichen mit dem Ziel, eine Effektivitätssteigerung der Brecher bei preiswerter Produktion zu verwirklichen und neue Einsatzmöglichkeiten aufzuzeigen.

Eine Teilaufgabe ist hierbei die Entwicklung eines Funktionsmodelles für die Darstellung des Zerkleinerungsvorganges in Hammerbrechern der Bauart A) und für die quantitative Beschreibung der Zerkleinerungswirkung dieser Hammerbrecher in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen. Eine weitere Teilaufgabe ist die Entwicklung und Prüfung von mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen mit dem Ziel, vorhandene Verfahren und Kriterien zur funktionsgerechten Hammerbrechergestaltung zu ergänzen oder zu ersetzen. Die gesuchten Berechnungsmodelle sollen zur (analytischen) Beschreibung der Brecherfunktionsweise während der Zerkleinerung des Aufgabegutes in bestimmten Arbeitsraumbereichen der Brecher geeignet sein. Zu untersuchen ist deshalb die Hammerkinematik während der Aufgabegutzerkleinerung. Wesentliche Parameter zur Beschreibung der Hammerbewegungen sind der zeitliche Verlauf der relativen Hammerwinkelgeschwindigkeit, die Anzahl vollständiger Umschläge von Hämmern und die maximalen Auslenkungswinkel der Hämmer, die um ihre radial gestreckte Position pendeln. Einfluß auf die Intensität und die Dauer der Hammerbewegungen haben unter anderem die Stoßart bei der Wechselwirkung zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer sowie der Stoßpunkt am Hammer (d. h. die Brockeneindringtiefe).

Zur Lösung der Aufgabe wird eine kombinierte Vorgehensweise aus experimentellen Laborversuchen an einem maßstäblichen Modellhammerbrecher und theoretischen Analysen mit mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen verwirklicht (Abbildung 2.1). Dadurch lassen sich Vorteile beider Verfahren für die Analyse des Brechers und die Erarbeitung von Vorschlägen zur Maschinoptimierung nutzen.

Im Anschluß an theoretische Vorbetrachtungen zur Funktion und zur Berechnung von Hammerbrechern wird ein maßstäblicher Modellhammerbrecher für die Durchführung von Laborversuchen entwickelt und gebaut. Dieser Brecher weist bezüglich des Arbeitsraumes und ausgewählter Funktionselemente geometrische und physikalische Ähnlichkeit mit dem Originalbrecher auf. Dies soll die Übertragung von Versuchsergebnissen vom Modell auf das Original ermöglichen. Parallel werden mathematisch-physikalische Berechnungsmodelle zur (analytischen) Beschreibung der Funktionsweise von Hammerbrechern entwickelt. Die Laborversuche dienen der Ermittlung von Parametern, die zur Darstellung des Zerkleinerungsvorganges im Hammerbrecher und zur quantitativen Beschreibung der Zerkleinerungswirkung des Brechers in verschiedenen Arbeitsraumbereichen geeignet sind. Des weiteren werden Versuchsergebnisse zur Entwicklung und Prüfung der mathematisch-physikalischen Berechnungsmodelle verwendet, die zur Beschreibung der Brecherfunktionsweise geeignet sind. Ziel der experimentellen und theoretischen Analysen ist die Beschreibung, Gestaltung und Weiterentwicklung von Hammerbrechern.

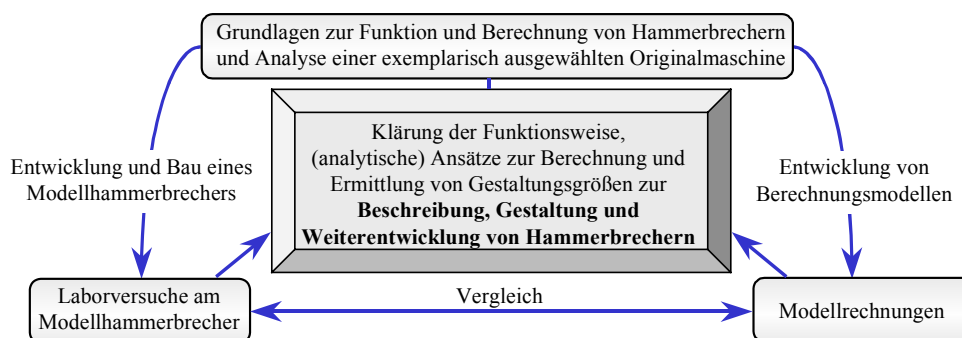


Abbildung 2.1: Methodik zur Analyse und Verbesserung von Brechern

Im Anschluß an die Darstellung vorhandener theoretischer Grundlagen zur Funktion und zur Berechnung von Hammerbrechern (Kapitel 3) wird die Aufgabenstellung mit der Festlegung der am Modellhammerbrecher durchzuführenden Messungen (Kapitel 4) spezifiziert.

3 Grundlagen zur Funktion und Berechnung von Hammerbrechern

Die geordnete Abbildung von derzeit handelsüblichen Hammerbrechern erfolgt anhand einer Produktklassifizierung. Zusammen mit der Beschreibung von Einsatzgebieten für Hammerbrecher stellt sie die Einleitung in die Schilderung von Grundlagen zur Funktion und Berechnung von Hammerbrechern dar.

Anschließend werden Grundlagen zur Funktion von Hammerbrechern vorgestellt. Alle Ausführungen beziehen sich auf den zu untersuchenden Hammerbrechertyp A) (Kapitel 1) und gelten für Einwellenhammerbrecher. Dieser Abschnitt beinhaltet eine Beschreibung von Zerkleinerungswerkzeugen und wesentlichen Beanspruchungsarten im Arbeitsraum von Hammerbrechern. Des weiteren werden der Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung in Hammerbrechern sowie die Gestaltung von Brecherfunktionsgruppen und -elementen geordnet nach dem Materialfluß behandelt.

Im nächsten Abschnitt vom Kapitel 3 werden Grundlagen zur Berechnung von Hammerbrechern vorgestellt. Der Aufgabenstellung (Kapitel 2) zufolge beinhaltet diese Aufzählung solche Berechnungsmodelle, die der (analytischen) Beschreibung der Brecherfunktionsweise dienen.

Im Kapitel 4 wird die Aufgabenstellung mit der Festlegung der am Modellhammerbrecher durchzuführenden Messungen spezifiziert. Einen wesentlichen Einfluß auf die Auswahl und die Zusammenstellung der Meßaufgaben haben die Vorgaben der Aufgabenstellung (Kapitel 2) sowie die Geltungsbereiche und Anwendungsgrenzen der im Kapitel 3 beschriebenen theoretischen Funktions- und Berechnungsmodelle.

3.1 Produktklassifizierung

Die tabellarische Übersicht zur geordneten Darstellung von Hammerbrechern beinhaltet Ein- und Doppelwellenhammerbrecher mit horizontal gelagertem Rotor (Abbildung 3.1). Sie basiert auf den Ergebnissen einer Produktanalyse zum gegenwärtigen Projektzeitpunkt.

Die Übersicht verwendet die Struktur von Konstruktionskatalogen. Sie soll Widerspruchsfreiheit in sich aufweisen, einen schnellen Informationszugriff und eine komfortable Handhabung ermöglichen, Vollständigkeit innerhalb festgelegter Grenzen gewährleisten, erweiterungsfähig, systembeständig sowie im Detail veränderbar sein [46, S. 2 ff], [75, S. 1 ff]. Der hier entwickelte Katalog besteht aus einem Gliederungsteil und einem Zugriffsteil. Im Gliederungsteil erfolgt eine bauart- und funktionsbezogene Klassifizierung von Hammerbrechern. Dieses Ordnungsprinzip zeichnet sich auf der Produkt- und Baugruppenebene gegenüber einer Einteilung hinsichtlich geometrischer Merkmale infolge der Komplexität der Gegenstände durch eine größere Praktikabilität aus. Der Zugriffsteil dient der Auflistung von Maschinen-, Prozeß- und Aufgabegutdaten für verschiedene Brecherausführungen.

Übliche Maschinen- und Aufgabegutdaten von Hammerbrechern werden in den Tabellen 3.1 und 3.2 vorgestellt. Diese Daten sind das Ergebnis einer Produktanalyse und einer Literaturrecherche.

Maschine	Daten
Umfangsgeschwindigkeit v_1 [12, S. 68], [20, S. 154], [31, S. 39].	25 bis 70 m/s.
Durchsatz \dot{m} .	Einwellenhammerbrecher: 300 bis 1.200 t/h (1.800 t/h). Doppelwellenhammerbrecher: 300 bis 3.000 t/h (3.500 t/h).
Spezifischer Leistungsbedarf P_A / \dot{m} [12, S. 68], [31, S. 40].	Einwellenhammerbrecher: 0,5 bis 2 kWh/t. Doppelwellenhammerbrecher: 0,5 bis 1,8 kWh/t.
Antriebsmotorleistung P_A [12, S. 73].	200 bis 2.000 kW.
Hammermasse m_h [12, S. 68].	20 bis 250 kg.
Schlagkreisdurchmesser D_S .	1.250 bis 3.000 mm.
Roststababstand w [12, S. 67].	25 bis 60 mm (200 mm).

Tabelle 3.1: Maschinendaten von Hammerbrechern

Aufgabegut	Daten
Maximale Aufgabegut-korngröße d_A [12, S. 71], [31, S. 39].	1000 ... 2600 mm (3000 mm).
Maximale Fertiggutkorngröße d_F .	Mit Austragsrost: 25 bis 60 mm. Ohne Austragsrost: 80 bis 200 mm.
Maximaler Zerkleinerungs-grad ϵ [12, S. 7], [20, S. 153], [31, S. 39], [59, S. 550].	60 bis 80 (120). Praxiserfahrungen zeigen, daß Werte von $\epsilon > 120$ erreichbar sind.
Zulässige Aufgabegutfeuchte [12, S. 73], [31, S. 40], [54, S. 3], [59, S. 550].	Einwellenhammerbrecher: 5 bis 6 % (10 %). Doppelwellenhammerbrecher: 13 ... 16 % (20 %). Die Klammerwerte sind gegebenenfalls zulässig bei Beheizung der Arbeitsraumwände, bei Zerkleinerung im Heißgasstrom, bei Vergrößerung des Roststababstandes und / oder beim Brecherbetrieb ohne Austragsrost.
Zulässiger Quarzanteil im Aufgabegut [59, S. 550].	5 bis 6 % bei der maximalen Quarzgrenzkorngröße von etwa 30 bis 40 μm . Die zulässigen Werte sind abhängig von der vorhandenen Quarzkorngröße. Feinverteilter und feinkörniger Quarz ist hinsichtlich Verschleiß und Zerkleinerung überwiegend unproblematischer als grobstückiger Quarz.
Maximal zulässige Aufgabegutfestigkeit [59, S. 550].	200 bis 250 N/mm^2 .

Tabelle 3.2: Aufgabegutdaten für den Einsatz von Hammerbrechern

3.2 Grundlagen zur Funktion von Hammerbrechern

3.2.1 Zerkleinerungswerkzeuge und Beanspruchungsarten

Die Zerkleinerungswerkzeuge von Hammerbrechern werden als Hämmer bezeichnet. Sie sind mit Hilfe von Hammerachsen gelenkig auf einem konzentrischen Lochkreis am Rotorgrundkörper angebracht. Die Hammerachsen sind gegen Verdrehung gesichert und axial nicht verschiebbar (Abbildung 1.1). In Wechselwirkung mit den Begrenzungen des Arbeitsraumes, dem Amboß (oder Brechbalken) und dem Austragsrost dienen die Hämmer der Aufgabegutzerkleinerung sowie dem Transport und dem Austrag des Brechgutes.

Beim Leerlauf eines Hammerbrechers richten sich die Hämmer durch die Einwirkung der Hammerfliehkräfte radial zum Rotorzentrum aus. Ihre relative Auslenkung aufgrund von Strömungswiderstandskräften an den Hammerwirkflächen und Gleichlaufschwankungen der Betriebsrotordrehzahl ist erfahrungsgemäß vernachlässigbar gering. Deshalb wird dieser Bewegungszustand der Hämmer die radial gestreckte Ruheposition genannt.

Beim Betrieb eines Hammerbrechers der Bauart A) (Abbildung 1.1) tritt das Aufgabegut durch die Einlauföffnung in den Fallschacht ein und trifft im freien Fall im Eintrittsbereich auf den umlaufenden Rotor mit den Hämmern. Beim Stoß zwischen einem Hammer in der radial gestreckten Ruheposition und einem Aufgabegutbrocken erfährt der betreffende Hammer eine zeitlich veränderliche Winkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_1$ relativ zur Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_2$. In Abhängigkeit von der Größe der Stoßkraft und der Lage des Stoßpunktes am Hammer kann der Hammer um seine radial gestreckte Ruheposition pendeln oder vollständig umschlagen. Weitere Parameter zur Beschreibung der Hammerkinematik sind folglich der maximale Auslenkungswinkel ϕ_1 eines pendelnden Hammers und die Anzahl vollständiger Umschläge eines rotierenden Hammers (Kapitel 2). Nachfolgend wird der Stoß zwischen einem radial gestreckten Hammer in der Ruheposition und einem erstmalig in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutbrocken als Primärstoß bezeichnet. Dabei ist der Schlagkreis jener Kreis, den die Scheitelflächen radial gestreckter Hämmer beim Umlauf des Rotors beschreiben. Der Betriebszustand von Hammerbrechern ist dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Hämmer gleichzeitig unterschiedliche Relativbewegungen ausführen. Zur Unterscheidung dieser Bewegungen dienen die Größen der genannten Bewegungsparameter. Weitere Stöße zwischen Aufgabegutbrocken und bereits rotierenden oder pendelnden Hämmern können die Hammerbewegungen zusätzlich

verstärken oder dämpfen. Auswirkungen starker und dauerhafter Abweichungen der Hämmer von ihren radial gestreckten Ruhepositionen sind ungünstige Einzug- und Transportverhältnisse im Eintrittsbereich von Hammerbrechern sowie eine unvollkommene Ausnutzung der kinetischen Hammerenergie bei der Zerkleinerung des Aufgabegutes und beim Transport des Brechgutes. Der Zeitabschnitt vom Beginn eines Primärstoßes bis zur Wiedereinnahme der radial gestreckten Ruheposition des beanspruchten Hammers wird als Erholzeit bezeichnet.

Aufgrund ihrer gelenkigen Befestigung übernehmen die Hämmer die Funktion von Sicherungselementen gegen eine Überlastung des Brecherantriebes bei Stößen mit schwer oder nicht brechbaren Aufgabegutbrocken [65, S. 320]. Hämmer mit langen Erholzeiten können diese Funktion teilweise oder vollständig verlieren.

Um einen ausreichenden Zerkleinerungseffekt zu erzielen, muß die durch die Fliehkraft der Hämmer bewirkte "Hammersteifigkeit" eine bestimmte Größe aufweisen. Diese Größe wird festgelegt durch die Rotordrehzahl und ist abhängig von der Zerkleinerungsaufgabe, welche sich durch physikalische und petrographische Aufgabeguteigenschaften sowie gewünschte Eigenschaften des Fertiggutes beschreiben läßt [2, S. 18].

Bei der Zerkleinerung von mineralischem Aufgabegut in Hammerbrechern sind verschiedene Beanspruchungsarten wirksam. In der Abbildung 3.2 sind für die zu untersuchende Hammerbrecherbauart A) (Abbildung 1.1) die signifikanten Wirkprinzipien Prall, Schlag, Druck, Scherung und Reibung schematisch dargestellt.

Bei der Prallbeanspruchung werden die Energie und der Impuls des stoßenden Körpers ohne Formzwang auf das Aufgabegut übertragen [48, S. 191 f], [61, S. 108], [65, S. 235]. Von wesentlicher Bedeutung für die Wirksamkeit der Aufgabegutzerkleinerung sind deshalb die Trägheitskräfte der Stoßpartner. Der Prallvorgang zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer im Eintrittsbereich des Brechers oberhalb des Rotors wird hier, wie oben erwähnt, Primärstoß genannt (Abbildung 3.2, a). Dagegen handelt es sich beim Auftreffen von Aufgabegutbrocken auf die Arbeitsraumbegrenzungen ohne direkte Hammereinwirkung um sekundäre Prallvorgänge (Abbildung 3.2, b). Die Prallzerkleinerung ist meist örtlich begrenzt auf den Arbeitsraum oberhalb des Rotors.

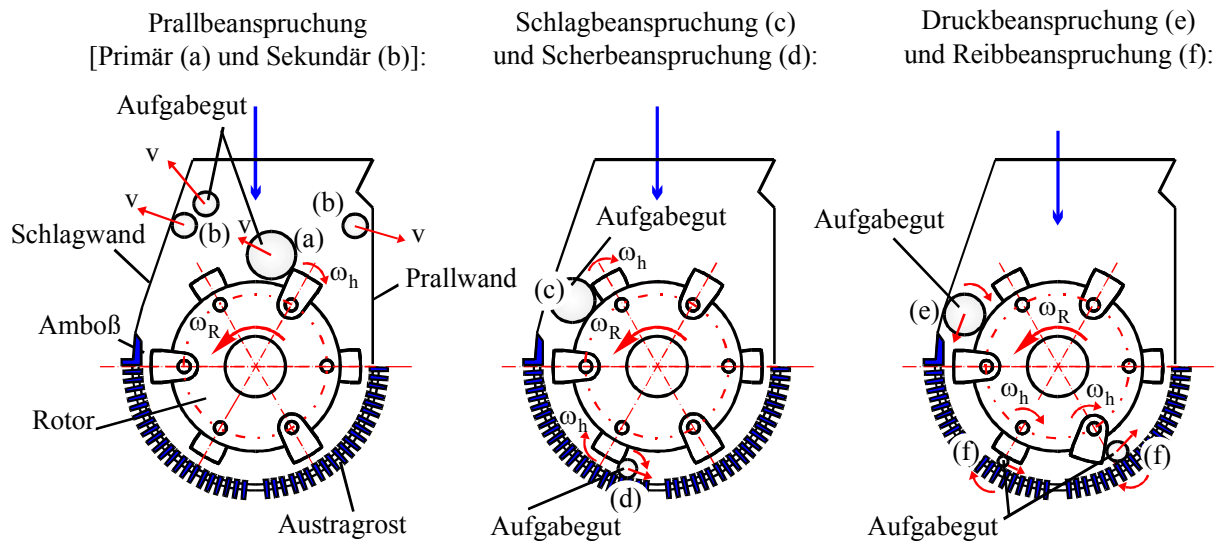


Abbildung 3.2: Charakteristische Beanspruchungsarten in Hammerbrechern

Kennzeichnend für die Schlagbeanspruchung ist der Formzwang, d. h. die Zwangslage des Aufgabegutes unmittelbar zu Beginn der Wechselwirkung mit einem Hammer [65, S. 235]. Im Extremfall kann dabei ein Hammer seine gesamte kinetische Rotationsenergie an das Aufgabegut abgeben. Schläge treten überwiegend im Schlagwandbereich (Abbildung 3.2, c) und am Amboß auf [9, S. 532 f]. Außerdem ist eine Schlagbeanspruchung des Brechgutes auf dem Austragsrost möglich.

Aufgabegutbrocken, die durch die Rotordrehung in den Spalt zwischen der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper eingezogen werden, erfahren neben einer Reibbeanspruchung vornehmlich eine Druckbeanspruchung (Abbildung 3.2, e). Diese Erscheinung wird als Walzenbrechereffekt bezeichnet. Roll- und Gleitreibung sind nicht örtlich begrenzt und können in verschiedenen Bereichen des Brecherarbeitsraumes auftreten (Abbildung 3.2, f).

Derzeit existieren keine wissenschaftlich fundierten Daten über die Effektivität der beschriebenen Beanspruchungsarten in der zu analysierenden Hammerbrecherbauart A) (Abbildung 1.1). Gemäß Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie [23, S. 245 ff] ist aber die Verlustenergie bzw. die Stoßkraft beim Schlag größer als beim Prall. Daraus läßt sich folgern, daß die Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich (Abbildung 3.2, c) im Vergleich mit den übrigen Beanspruchungsarten zumindest theoretisch effektiver sein muß.

Für die Modellierung der Aufgabegutzerkleinerung wird der Brecherarbeitsraum in verschiedene Bereiche aufgeteilt. In jedem dieser Bereiche treten die vorgestellten Beanspruchungsarten in unterschiedlicher Stärke auf, wodurch das Aufgabegut bzw. Brechgut ungleich gebrochen und transportiert wird.

3.2.2 Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung

Nach Callcott [9, S. 530 f] setzen sich Hammermühlen ¹ aus mehreren Teilbereichen zusammen, die der Aufgabegutzerkleinerung dienen. In dessen Modell bilden die Prall- und Schlagwand ②, der Amboß ③ und der Austragsrost ④ ortsfeste Zerkleinerungsbereiche (Abbildung 3.3). Der Bereich des primären Pralles (d. h. der Primärstöße) ① ist identisch mit dem Brechereintrittsbereich. Die Aufgabegutzerkleinerung erfolgt hier hauptsächlich durch die Wechselwirkung mit den Hämmern.

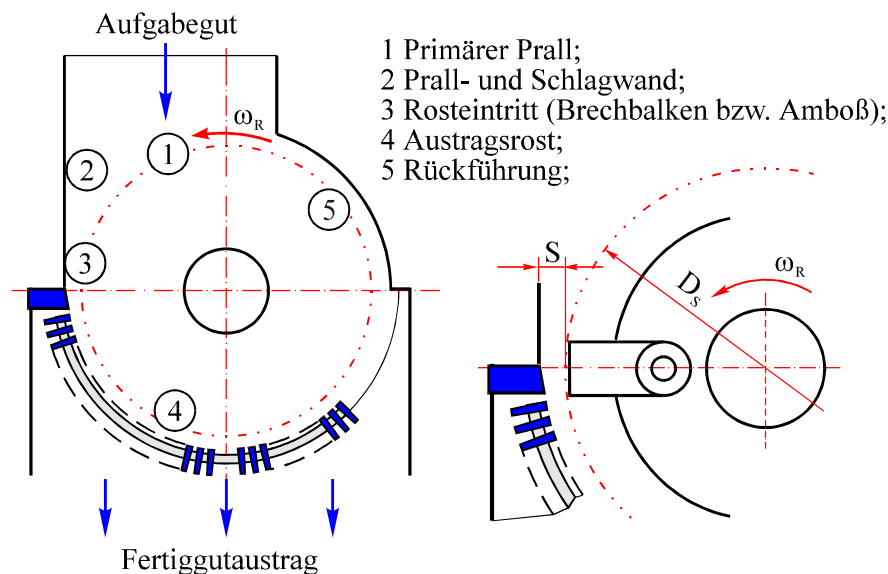


Abbildung 3.3: Zerkleinerungsbereiche in einer Hammermühle

Der Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung über die Gesamtheit dieser Arbeitsraumbereiche wird von Callcott als Prozeß beschrieben, bei dem ständig Aufgabegutbrocken zugeführt

¹ T. G. Callcott verwendet in seiner Arbeit den Begriff "Hammermühle". Seine Ausführungen über den theoretischen Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung sind aufgrund der Ähnlichkeit bezüglich Funktion und Bauart prinzipiell übertragbar auf die zu untersuchende Hammerbrecherbauart.

und die Hauptmenge des Brechgutes durch den Austragsrost ④ ausgetragen werden. Ein Anteil des Brechgutes gelangt durch die Rückführung ⑤ erneut in den Arbeitsraum oberhalb des Rotors.

Callcott's Ausführungen [9, S. 530 f] gelten nur für die verwendete Hammermühle und die darin zerkleinerten Kohlearten. Dieser Autor findet in seinen Untersuchungen heraus, daß die Zerkleinerungswirkung in den Bereichen ① und ② im Vergleich mit der Zerkleinerung in den übrigen Bereichen quantitativ gering ausfällt. Callcott folgert daraus, daß die Prall- und Schlagwand ② vor allem als Leitblech für die Zuführung von Brockenbruchstücken in den Bereich ③ vor dem Amboß dient.

Der Bereich ③ bildet eine Querschnittsverengung im Brechgutfluß. Die Brocken müssen kleiner sein als die Spaltweite S zwischen der Schlagwand und dem Schlagkreis D_s , um diese Verengung passieren zu können (Abbildung 3.3). Die Spaltweite S ist abhängig von der Hammerauslenkung, der Hammerform und der Spaltgeometrie. Filmaufnahmen zeigen, daß das Brechgut hier solange beansprucht wird, bis es die Verengung passiert. Callcott [9, S. 530 f] folgert daraus, daß die Zerkleinerung in den Bereichen ①, ② und ③ in Summe ausreichend sein muß, um einen anhaltenden Materialfluß zu gewährleisten.

Schmidt [54, S. 3] dagegen behauptet in seiner Arbeit, daß die Hauptzerkleinerung des Brechgutes in Prallzerkleinerungsmaschinen an den Zerkleinerungswerkzeugen der Rotoren erfolgt. Ein unbekannter Autor [39, S. 62] unterstützt diese Theorie. Demnach hat die optimale Gestaltung der Hämmer beträchtliche Bedeutung für die Effektivität der Zerkleinerung.

Barabaschkin [4, S. 5 f] und Baumann [5] weisen darauf hin, daß in Abhängigkeit von der Brecherbauart (Abbildung 3.1) verschiedene Zerkleinerungseffekte in unterschiedlicher Stärke wirksam sind. Dazu gehört die Prallzerkleinerung durch die umlaufenden Hämmer im Brechereintrittsbereich ① (Abbildung 3.3). Brocken und Brockenbruchstücke werden anschließend von den Hämmern in Richtung der Schlag- und Prallwand ② beschleunigt und dort vornehmlich durch Prall gebrochen. Hiernach erfolgt die Zerkleinerung des Brechgutes durch die Hämmer in Wechselwirkung mit der Schlag- und Prallwand, dem Amboß und dem Austragsrost. Beide Autoren weisen darauf hin, daß die Effektivität der

Zerkleinerung in den Bereichen ② und ③ abhängig ist von der Position und der Ausführung der Schlagwand, d. h. insbesondere von ihrem Neigungswinkel zur vertikalen Rotormittelebene (Abbildung 3.4) und der Spaltweite S (Abbildung 3.3). Nach Barabaschkin [4, S. 5 f] ist die Prallbeanspruchung bei der Zerkleinerung von großen Brocken effektiver als bei der Zerkleinerung von kleinen Brocken. Für die Zerkleinerung kleiner Brocken ist dagegen eine Zwangslage zwischen Schlagwand und Amboß oder auf dem Austragsrost günstiger. Eine Begründung dafür liefert Barabaschkin nicht.

Nach Höffl [20, S. 153], [21, S. 42] tritt Prallbeanspruchung des Aufgabegutes an den Einlauföffnungen, d. h. im Eintrittsbereich ①, auf. Durch die einziehende Wirkung des umlaufenden Rotors wird das Brechgut anschließend im unteren Teil des sich verengenden Brechraumes vor allem durch Schlag und Reibung zerkleinert. Es verbleibt solange im Arbeitsraum, bis es durch den Austragsrost ausgetragen wird.

Eine quantitative Bewertung der Zerkleinerungswirkung von Hammerbrechern in den verschiedenen Arbeitsraumbereichen erfolgt in den besprochenen Arbeiten nicht bzw. nur unzureichend. Gesucht wird deshalb ein spezielles Funktionsmodell zur Abbildung des Zerkleinerungsvorganges für die zu untersuchende Hammerbrecherbauart (Kapitel 1).

3.2.3 Funktionsgruppen und -elemente

In den folgenden Abschnitten werden für die zu untersuchende Hammerbrecherbauart (Kapitel 1) die Gestaltung der Aufgabegutzuführung, des Rotorgrundkörpers mit den Hämmern sowie des Brechgutaustrages behandelt.

3.2.3.1 Zuführung des Aufgabegutes

Wie im Kapitel 1 beschrieben, wird Hammerbrechern das aus der Sprengwand eines Steinbruches stammende Aufgabegut üblicherweise ohne Vorklassierung zugeführt. Eine weite Einlauföffnung am oberen Ende des Brecherfallschachtes (Abbildung 1.1) sowie ein geräumiger Prallraum oberhalb des Rotors sind Voraussetzungen dafür, daß den Hammerbrechern auch große und sperrige Brocken aufgegeben werden können [39, S. 63f], [59, S. 551]. Der Prallraum befindet sich oberhalb des Eintrittsbereiches ① (Abbildung 3.3).

Bei derzeit handelsüblichen Hammerbrechern gelangt das Aufgabegut hauptsächlich über ein geneigtes Plattenband zur Einlauföffnung des Brechers. Eine Alternative hierzu ist die Anordnung von zwei verschiedenen profilierten Zuführwalzen unmittelbar vor der Einlauföffnung oder im Einlaufbereich des Hammerbrechers (Abbildung 3.1), wie dies die Firma F. L. Smidth verwirklicht [12, S. 82]. Diese Walzen dienen gleichzeitig der Vorabsiebung von durchsatzmindernden und verschleißfördernden Feingutanteilen aus dem Aufgabegut [59, S. 551]. Eine weitere Möglichkeit zur Vorabsiebung von Feingut in Kombination mit einer Regelung des Aufgabegutmassenstromes ist die Anordnung eines horizontalen oder geneigten Rollenrostes unmittelbar vor der Einlauföffnung des Brechers.

Bei der Gestaltung und Anordnung der Einlauföffnung ist darauf zu achten, daß eine Gefährdung des unmittelbaren Brecherumfeldes durch ein Herausschleudern von Brocken und Bruchstücken aus dem Brecherarbeitsraum vermieden wird. Gebräuchlich sind derzeit Kettenvorhänge an der Einlauföffnung. Des weiteren ist die Einlauföffnung so anzuordnen, daß maschinenbezogene Voraussetzungen für eine Optimierung der Zerkleinerungswirkung und des Durchsatzes von Hammerbrechern gegeben sind. Gleichzeitig soll die Beanspruchungsintensität von Brecherbauteilen beim Auftreffen des Aufgabegutes auf den umlaufenden Rotor auf ein Mindestmaß reduziert werden. Die Beanspruchungsintensität ist festgelegt durch die Werte bestimmter Einflußgrößen. Dazu gehören die Stoßkraft beim Stoßvorgang zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer, die entsprechende Stoßarbeit und die Antriebsmotorleistung während der Zerkleinerung des Aufgabegutes.

Nachfolgend werden verschiedene Anordnungsarten der Aufgabegutzuführung beschrieben (Abbildung 3.4). Dies sind die zentrische Zuführung A), der Schultereinlauf B) und die horizontale Zuführung C). Barabaschkin nennt insbesondere die Zuführarten A) und B) [4, S. 5f]. Die Lösung C) wird von der Firma F. L. Smidth ausgeführt [12, S. 82].

A) Zentrische Zuführung:

Die Aufgabegutbrocken dringen im freien Fall aus der Höhe H überwiegend zentrisch in den Brecherschlagkreis D_S ein. Beim zentrischen Eindringen ist die Wirklinie der Eindringgeschwindigkeit v_{es} eines Aufgabegutbrockens theoretisch identisch mit der Position der vertikalen Rotormittelebene. Beim Primärstoß mit einem radial gestreckten Hammer der Breite $b = 0$ besitzt ein als Massenpunkt betrachteter Aufgabegutbrocken keine

Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 .

Bei einer symmetrischen Arbeitsraumgestaltung ist hier die Rotordrehrichtung umkehrbar. Durch diesen reversierbaren Brecherbetrieb können die Nutzungsdauer der Hämmer erhöht und die Maschinenwartungszeiten reduziert werden. Mit zunehmender Nutzungsdauer verringern sich jedoch die Hammermassen aufgrund von Verschleiß. Die Folge ist eine Abnahme der kinetischen Hammerenergie, die für die Zerkleinerung des Aufgabegutes zur Verfügung steht.

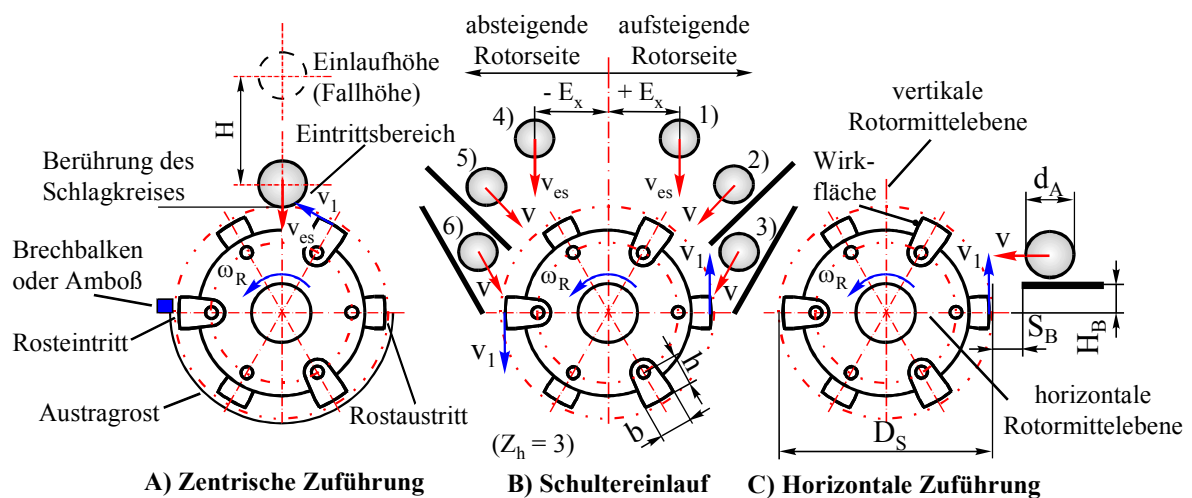


Abbildung 3.4: Anordnungsarten der Aufgabegutzuführung

B) Schultereinlauf:

Beim Schultereinlauf dringt das Aufgabegut im Abstand E_x von der vertikalen Rotormittellebene in den Brecherschlagkreis D_S ein. Die Exzentrizität E_x erhält ein positives Vorzeichen für die Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite. Dagegen beschreibt eine negative Exzentrizität E_x das Eindringen eines einzelnen Brockens auf der absteigenden Rotorseite.

Die Aufgabegutbrocken können im freien Fall (B 1, 4) oder über eine geneigte Schurre in den Brecherschlagkreis eindringen (B 2, 3 und B 5, 6). Solche Schurren sind fest installiert oder mittels einer gelenkigen Lagerung an einem ihrer Enden schwenkbar angeordnet. Eine nachgiebig angeordnete Schurre soll ein Verklemmen von sperrigen Aufgabegutbrocken

zwischen den Arbeitsraumbegrenzungen des Brechers im Eintrittsbereich verhindern bzw. das manuelle Lösen verkeilter Brocken erleichtern [59, S. 551]. Im Vergleich mit einer starren Schurre ist diese Lösung allerdings aufwendig in der Produktion, der Montage und der Wartung. Wirtschaftlicher läßt sich die Gefahr des Verklemmens von Gutbrocken mit einer festinstallierten Schurre und einer geräumigen Gestaltung des Prallraumes oberhalb des Brechereintrittsbereiches verringern.

Zuführung auf der aufsteigenden Rotorseite:

Die Ergebnisse einer Produktanalyse zeigen, daß für Hammerbrecher mit einer Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite (B 1 bis 3) ein großer Prallraum oberhalb des Rotors charakteristisch ist. Dadurch soll der Anteil der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes an der Gesamtzerkleinerung erhöht werden. Höfl [20, S. 153] erklärt die Vergrößerung des Prallzerkleinerungsanteiles damit, daß durch einen geräumigen Prallraum die Voraussetzungen für eine freie Flugbewegung von Brocken gegeben sind. Dagegen führt eine Verkleinerung des Prallraumes zu einer Einschränkung der freien Flugbewegungen von Brocken.

Bei der Zuführung auf der aufsteigenden Rotorseite sind die vertikalen Komponenten der Brockeneindringgeschwindigkeit v bzw. v_{es} und der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 entgegengerichtet. Somit ist die Relativgeschwindigkeit zwischen den in Wechselwirkung tretenden Hämmern und Aufgabegutbrocken im Vergleich mit den Zuführarten (A), (B 4 bis 6) und (C) größer. Nach der mechanischen Stoßtheorie [23, S. 245] ergibt sich folglich eine höhere Primärstoßkraft am Hammer, die eine effektivere Prallzerkleinerung von Aufgabegut bewirkt. Daraus resultiert zugleich eine Zunahme der Hammerbewegungen. Gekennzeichnet ist diese Zunahme durch größere Auslenkungswinkel der Hämmer, eine ansteigende Anzahl von Hammerumschlägen, höhere Hammerwinkelgeschwindigkeiten und längere Hammererholzeiten (Kapitel 3.2.1).

Das Aufgabegut muß vom umlaufenden Rotor entgegen der Fallrichtung angehoben und durch den gesamten Prallraum oberhalb des Rotors transportiert werden. Dadurch steigt der Energieverbrauch des Brechers im Vergleich mit den Zuführarten (A) und (B 4 bis 6) an. Im Vergleich mit den Lösungen (A) und (B 4 bis 6) erhöht sich außerdem die Gefahr, daß Brockenbruchstücke von den Hämmern aus der Brechereinlauföffnung herausgeschleudert

werden. Durch die Anordnung der Einlaufschurre gemäß der Lösung (B 2) verbessert sich durch die günstigeren Eindringverhältnisse das Einzugverhalten des Brechers im Vergleich mit den Lösungen (B 1) und (B 3). Dies führt zu einer Verminderung der Reflexionsgefahr von Brocken in Richtung der Einlauföffnung. Gleichzeitig verringert sich aber die maximal zulässige Aufgabegut Korngröße durch die Verengung des Arbeitsraumquerschnittes oberhalb des Rotors.

Zuführung auf der absteigenden Rotorseite:

Für Hammerbrecher mit einer Aufgabegutzuführung auf der absteigenden Rotorseite (B 4 bis 6) ist gemäß den Ergebnissen einer Produktanalyse ein kleiner Prallraum oberhalb des Rotors charakteristisch. Dadurch wird der den Brocken zu Verfügung stehende freie Flugraum eingeschränkt. In Verbindung mit der direkten Zuführung des Aufgabegutes in den sich verengenden Spalt vor der Schlagwand nimmt hier folglich der Anteil der Schlagzerkleinerung an der Gesamtzerkleinerung im Vergleich mit den Lösungen (A), (B 1 bis 3) und (C) zu.

Die Wirkrichtungen der vertikalen Komponenten der Brockeneindringgeschwindigkeit v bzw. v_{es} und der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 sind hier gleichgerichtet. Die Folge ist eine kleinere Primärstoßkraft am Hammer bzw. am Aufgabegutbrocken im Eintrittsbereich im Vergleich mit den Lösungen (A), (B 1 bis 3) und (C).

C) Horizontale Zuführung:

Das Aufgabegut wird dem Hammerbrecher von der Rotorseite in Höhe oder oberhalb der horizontalen Rotormittelebene zugeführt. Eine Produktanalyse zeigt, daß die Aufgabegutzuführung hier überwiegend auf der aufsteigenden Rotorseite erfolgt [12, S. 82]. Als Zuführeinrichtung vor der Einlauföffnung dienen entweder mindestens zwei verschieden profilierte Zuführwalzen mit unterschiedlichen Drehzahlen, ein Rollenrost oder ein Stetigförderer. Eine Regelung der Spaltweite S_B und der Fallhöhe H_B zwischen der Zuführeinrichtung und dem Brecherschlagkreis D_S ermöglicht die gezielte Anpassung des Brechereinzugverhaltens auf Anforderungen der Zerkleinerungsaufgabe. Diese Aufgabe wird festgelegt durch die physikalischen und petrographischen Eigenschaften des Aufgabegutes sowie erforderliche Korngrößen- und Kornformverteilungen des Fertiggutes. Charakteristisch für diese Hammerbrechertypen ist ein großer Prallraum oberhalb des Rotors.

Bei einer Aufgabegutzuführung auf Höhe der horizontalen Rotormittelebene besitzt das Aufgabegut eine vernachlässigbar geringe Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 . Daraus resultiert eine im Vergleich mit den Lösungen (B 1 bis 3) geringere Primärstoßkraft an den Hämmern. Durch eine Vergrößerung der Fallhöhe H_B läßt sich dieser Wert erhöhen.

Zu beachten ist die im Vergleich mit der Lösung (A) deutlich geringere Geschwindigkeit v der Aufgabegutbrocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis. Die Folge ist eine durchschnittlich geringere Brockeneindringtiefe. Eine gezielte Beeinflussung der Eindringtiefe ist durch eine Regelung der Fördergeschwindigkeit der Zuführeinrichtung möglich. Des weiteren verfügen die Aufgabegutbrocken im Vergleich mit den Lösungen (A) und (B) über eine deutlich geringere kinetische Energie beim Eindringen in den Brecherschlagkreis.

Wie auch beim Schultereinlauf auf der aufsteigenden Rotorseite (B 1 bis 3) muß das Aufgabegut bei der horizontalen Zuführung (C) entgegen der Fallrichtung vom umlaufenden Rotor angehoben und durch den gesamten Prallraum oberhalb des Rotors transportiert werden.

3.2.3.2 Rotorgrundkörper und Hämmer

In Abhängigkeit von der Hammerbrecherbauart werden ein oder zwei Rotoren im Zentrum des Brecherarbeitsraumes angeordnet (Abbildung 3.1). Derzeit übliche Rotorbauarten von Hammerbrechern sind Scheibenrotoren und Schlagkreuzrotoren (Abbildung 3.5). Der Rotorgrundkörper wird aus mehreren Rotorscheiben oder Schlagkreuzen gebildet, die auf der Rotorwelle verdrehfrei befestigt sind.

Primärhammerbrecher zur Zerkleinerung von weichen und mittelharten mineralischen Materialien, wie zum Beispiel Kalkstein oder Mergel, verfügen vornehmlich über weniger Hammerachsen, schwere und kompakte Hämmer sowie Scheibenrotoren mit einem großen Massenträgheitsmoment. Bei einem Scheibenrotor gemäß der Lösung (A 1) können die Hämmer frei umschlagen, ohne einen mechanischen Widerstand in Form eines festen Anschlages am Rotorgrundkörper oder an der Rotorwelle zu erfahren. Gegebenenfalls übernimmt der Rotorgrundkörper die Funktion der Rotorwelle (A 2), falls ein freies

Umschlagen von schweren und kompakten Hämmern gefordert wird [40, S. 1 ff]. Eine Schwierigkeit ist hierbei die Dimensionierung der Verbindung zwischen den beiden äußeren Rotorscheiben und den Wellenzapfen. Diese Verbindung muß den hohen Kräften und Momenten während der Aufgabegutzerkleinerung standhalten.

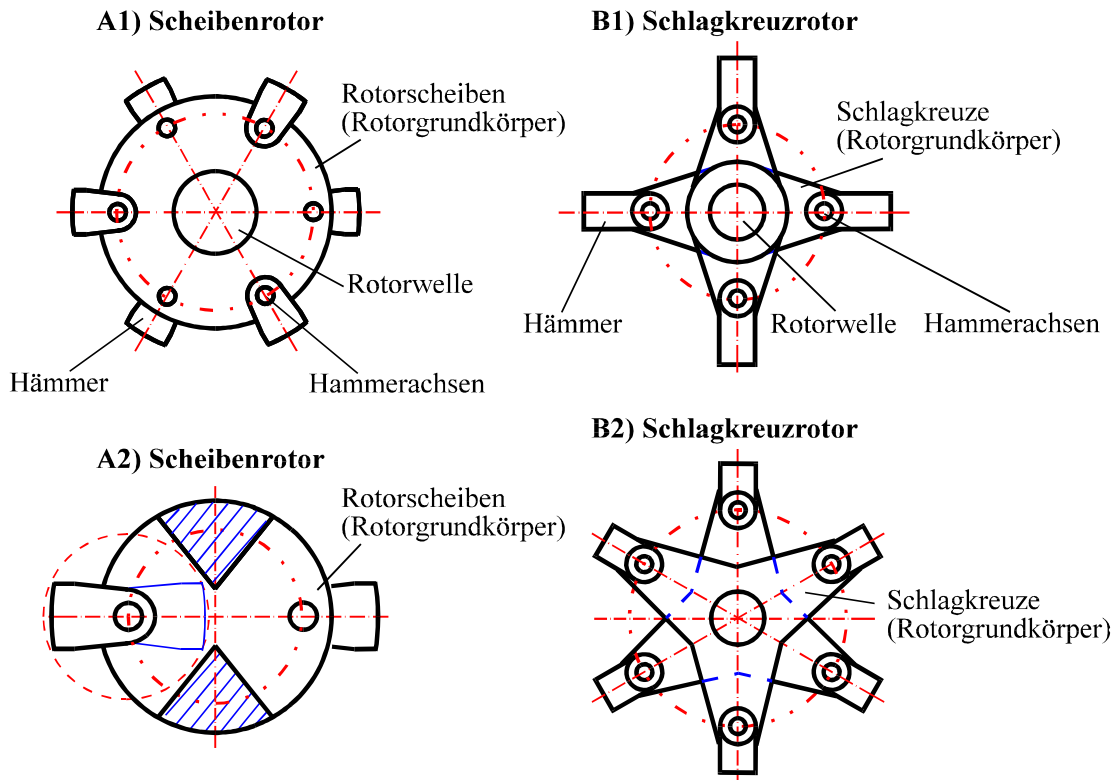


Abbildung 3.5: Rotorbauarten

Schlagkreuzrotoren verfügen im Vergleich mit Scheibenrotoren über ein geringeres Massenträgheitsmoment. Üblicherweise werden sie daher in Sekundär- und Tertiärbrechern sowie in Hammermühlen zur Zerkleinerung von weicheren Aufgabegütern mit geringerer Aufgabegutgröße bei höheren Rotordrehzahlen verwendet. Nach Baer [2, S. 18] sind Schlagkreuzrotoren gebräuchlich bei Hammerbrechern mit Vorrost. Dagegen werden Hammerbrecher ohne Vorrost überwiegend mit Scheibenrotoren ausgestattet. Vorroste sollen das Eindringen großer Aufgabegutbrocken in den Freiraum zwischen den Hämmern und Schlagkreuzen verhindern und sie oberhalb des Rotors innerhalb des Brecherschlagkreises halten. Dabei ragen die gestreckten Hämmer des umlaufenden Rotors durch die Spalte des Vorrostes. Die Aufgabegutbrocken werden von diesen Hämmern vorzerkleinert, bis sie durch die Spalte des Vorrostes dringen können. Beim Scheibenrotor tritt mehr Ver-

schleiß am Rotorumfang auf als beim Schlagkreuzrotor mit Vorrost. Auch ist die Leistungsaufnahme des Antriebsmotors infolge der massiven Verzögerung der Rotordrehzahl größer. Eine Ursache hierfür ist der Reibwiderstand am umlaufenden Rotorgrundkörper beim Einziehen von Brechgut in den sich nach unten verengenden Spalt zwischen Schlagwand und Rotor.

Nachfolgend werden unterschiedliche Kriterien behandelt, die bei der Gestaltung von Rotorgrundkörpern und Hämmern zu beachten sind.

Gestaltung von Rotorgrundkörpern:

In Anlehnung an Levinsky [35, S. 607] wird angenommen, daß die gesamte kinetische Energie eines Hammers dessen Auslenkung beim Stoß mit einem Aufgabegutbrocken bestimmt. Die Beeinflussung der Rotorbewegung durch relative Hammerbewegungen aufgrund von Stößen wird zugleich vernachlässigt. Folglich dient die kinetische Energie des Rotorgrundkörpers überwiegend der Gewährleistung einer konstanten Rotordrehzahl während der Aufgabegutzerkleinerung. Deshalb müssen Rotorgrundkörper über ein (den Anforderungen der vorliegenden Zerkleinerungsaufgabe genügendes) ausreichend großes Massenträgheitsmoment verfügen. Vergrößern läßt sich das Massenträgheitsmoment eines Rotorgrundkörpers zum Beispiel durch eine Erhöhung der Rotorlänge L . Diese Maßnahme ist zugleich eine Voraussetzung für die Zunahme des Brecherdurchsatzes. Begrenzt wird die Rotorlänge L vornehmlich durch die Festigkeit und Tragfähigkeit der Rotorbauteile und der Rotorwellenlager.

In Abhängigkeit von der Stoßkraft bei der Wechselwirkung zwischen einem Brocken und einem Hammer kann der betreffende Hammer um einen bestimmten maximalen Winkel auslenken oder vollständig umschlagen. Deshalb ist der Rotorgrundkörper so auszulegen, daß die Hämmer ohne mechanischen Anschlag frei rotieren können. Mechanische Beschädigungen an den Hämmern, an den Rotorscheiben und an der Rotorwelle werden so vermieden.

Das Auftreffen eines Brockens auf dem Rotorgrundkörper wird als Rotorstoß bezeichnet. Eine Auswirkung solcher Stöße sind mechanische Beschädigungen am Rotorgrundkörper, die zu einer Beeinträchtigung der Brecherfunktion führen können. Maschinenbezogene

Parameter zur Beeinflussung der Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Rotorstößen sind unter anderem die Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h , die Hammerbreite b , die Hammerhöhe h , der Schlagkreisdurchmesser D_S , die Anordnung der Aufgabegutzuführung, die Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 und die Aufgabegutfallhöhe H (Abbildung 3.4). Ein gesteinsbezogener Einflußparameter ist die Aufgabegutgröße d_A . Eine konstruktive Lösung zur Verhinderung von mechanischen Beschädigungen am Rotorgrundkörper aufgrund von Rotorstößen ist die demontierbare Anordnung von verschleißfesten Schutzschilden oder Hülsen am Rotorumfang. Solche mehrteiligen schalenförmigen Bauelemente umschließen den Rotorgrundkörper vollständig. Sie sind mit Aussparungen für die Hämmer versehen, damit diese auslenken können. Ihre Oberflächenkontur läßt sich derart gestalten, daß Transport-, Verdichtungs- und Zerkleinerungsaufgaben übernommen werden [17, S. 1 ff], [32, S. 1 ff], [34, S. 1 ff]. Eine preiswerte Verschleißschutzalternative sind demgegenüber Hartauftragsschweißungen am Umfang der Rotorscheiben. Sie erfüllen durch die Konturierung der Rotorumfangsfläche außerdem eine Transportaufgabe, insbesondere beim Einziehen von Brechgut in den sich verengenden Spalt zwischen der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper.

Bei der Aufgabegutzerkleinerung und beim Brechguttransport ist die gesamte Breite des Brecherarbeitsraumes zu nutzen. Diese Vorgabe läßt sich durch eine geeignete Anordnung der Hämmer am Rotorumfang verwirklichen. Des weiteren muß die Förderrichtung des Stetigförderers zur Beschickung eines Hammerbrechers normal zur Rotordrehachse verlaufen.

Eine wendelförmige Anordnung der Hämmer in Rotorlängsrichtung bewirkt, daß beim Einziehen von Aufgabegutbrocken in den Schlagwandbereich vor dem Amboß bzw. dem Brechbalken die Hämmer einer Hammerachse nacheinander beansprucht werden und sich dadurch die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Kraftspitzen bei der Zerkleinerung von Aufgabegut im Schlagwandbereich verringert. Diese Hammeranordnung verursacht innerhalb des Arbeitsraumes aber ein Förderverhalten des Rotors in axialer Richtung.

Zur überschlägigen Auslegung des Schlagkreisdurchmessers D_S und der Rotorlänge L liefern Barabaschkin [4, S. 45] und Höfl [20, S. 159f] empirische Gleichungen, worin alle

Werte in Millimeter einzugeben sind und berechnet werden. Danach gilt zur Bestimmung des Schlagkreisdurchmessers D_s für zentrische Aufgabegutzuführungen die Beziehung:

$$D_s = 3 \cdot d_A + 550 \quad (3.1)$$

Der Schlagkreisdurchmesser D_s für den Schultereinlauf ergibt sich aus der Gleichung:

$$D_s = 1,65 \cdot d_A + 520 \quad (3.2)$$

Zur Bestimmung der Rotorlänge L dient die Formel:

$$L = (0,8 \dots 1,2) \cdot D_s \quad (3.3)$$

Aus diesen Gleichungen läßt sich ableiten, daß Hammerbrecher mit einem Schultereinlauf und einer horizontalen Zuführung im Vergleich mit zentrischen Aufgabegutzuführungen gewöhnlich über kleinere Rotoren verfügen müssen. In der Praxis bestätigt sich diese Folgerung jedoch nicht.

Gestaltung von Hämmern:

Diese Ausführungen basieren auf der Annahme, daß die Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_R während eines Stoßes zwischen dem Aufgabegut und dem Hammer konstant bleibt. Beim Hammerbrecher wird nur ein Teil der Gesamtenergie eines Hammers zur Zerkleinerung des Aufgabegutes aufgewendet. Weitere Anteile des beim Stoß von einem Hammer abgegebenen Energiebetrages dienen dem Transport des Aufgabegutes sowie der elastischen und plastischen Verformung der Stoßpartner. Zudem werden Anteile der Gesamtenergie bei der Hammerausrückung durch Reibungsarbeit umgewandelt und zur Überwindung der Hammerfliehkraft F_F genutzt. Ein Innovationsziel bei der Gestaltung der Hammergeometrie ist deshalb die Verbesserung der Energieausnutzung der Hämmer bei der Aufgabegutzerkleinerung. Schmidt [54, S. 7] schreibt hierzu, daß der Ausnutzungsgrad der Hämmer abhängig ist von ihrer konstruktiven Gestaltung und von der Lage der Hämmer, die diese unter der Wirkung der Hammerfliehkraft F_F einnehmen. Nach der Kinetik der starren Körper lautet die Gleichung zur Berechnung der kinetischen Gesamtenergie eines Hammers (Abbildung 3.6):

$$E_{\text{kinh}} = \frac{1}{2} \cdot J_h^{(S)} \cdot \dot{\varphi}_{10}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_h \cdot (\dot{x}_h^2 + \dot{y}_h^2) \quad (3.4)$$

Mit den Schwerpunktkoordinaten x_h und y_h des Hammers (Abbildung 3.6) folgt:

$$x_h = R \cdot \sin(-\varphi_2 \cdot t) + r_s \cdot \sin \varphi_{10}$$

$$y_h = R \cdot \cos(-\varphi_2 \cdot t) + r_s \cdot \cos \varphi_{10}$$

$$E_{\text{kinh}} = \frac{1}{2} \cdot J_h^{(0)} \cdot (\omega_R - \dot{\varphi}_{10})^2 + \frac{1}{2} \cdot m_h \cdot R^2 \cdot \omega_R^2 + m_h \cdot R \cdot r_s \cdot \omega_R \cdot (\omega_R - \dot{\varphi}_{10}) \cdot \cos \varphi_{10} \quad (3.5)$$

Hierin sind $\dot{\varphi}_{10}$ der Anfangswert der relativen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ und φ_{10} der Startwert der Auslenkung φ_1 des Hammers.

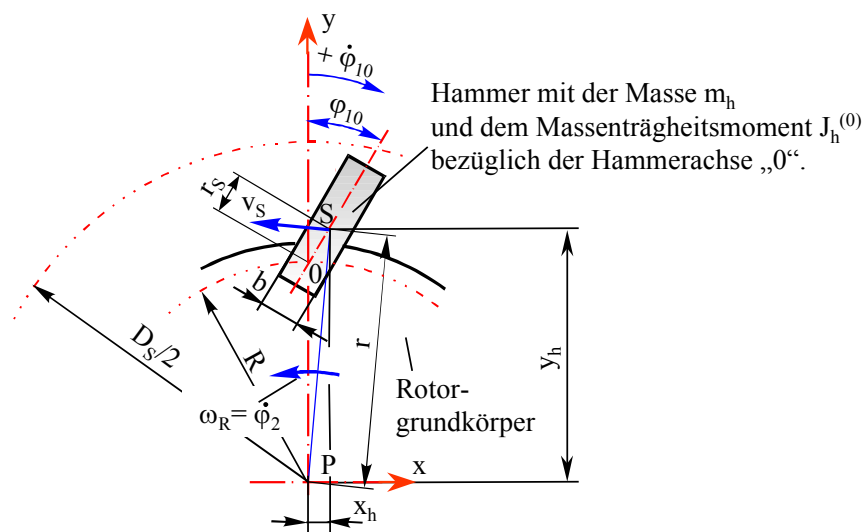


Abbildung 3.6: Kinetische Gesamtenergie eines Hammers

Eine Erhöhung der Hammermasse m_h bewirkt nach der Gleichung (3.5) eine Zunahme der kinetischen Gesamtenergie des Hammers. Dadurch vergrößert sich die Effektivität der Zerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer, weil naturgemäß ein Teil dieses Energiezuwachses für die Aufgabegutzerkleinerung zur Verfügung steht. Die Erhöhung der Hammermasse wird begrenzt durch die Festigkeit der Rotor- und Hammerwerkstoffe sowie durch geometrische Randbedingungen.

Das Zerkleinerungsergebnis - d. h. Korngrößen- und Kornformverteilung des Fertiggutes - ist abhängig vom Massenverhältnis der in Wechselwirkung tretenden Stoßpartner. Schmidt [54, S. 5] definiert in diesem Zusammenhang den Massenkoeffizienten η_h , der für die optimale Zerkleinerungswirkung eines Hammers entscheidend sein soll. Die abgeleitete

Gleichung (3.7) gilt für den geraden Stoß zwischen einem reibungsfrei gelagerten Hammer und einem als Massenpunkt angenommenen Aufgabegutbrocken. Beide Stoßpartner haben plastische Eigenschaften. Deshalb haben sie unmittelbar nach Beendigung des Stoßes die gleiche Geschwindigkeit. Der Hammer bewege sich unmittelbar vor dem Stoß in der radial gestreckten Ruheposition mit der Umfangsgeschwindigkeit v_1 . Die Geschwindigkeit v_2 des Aufgabegutes unmittelbar vor dem Stoßbeginn in Stoßrichtung (d. h. in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors v_1) sei Null. Die Gleichung (3.6) gilt damit für die zentrische Aufgabegutzuführung. Betrachtet wird die Gesamtenergie des Systems "Hammer-Aufgabegutbrocken" vor (E_G) und nach dem Stoß (E'_G):

$$\eta_h = \frac{E_G - E'_G}{E_G} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_{\text{hred}} \cdot v_1^2 - \left[\frac{1}{2} \cdot (m_{\text{hred}} + m_A) \cdot v_1'^2 \right]}{\frac{1}{2} \cdot m_{\text{hred}} \cdot v_1^2} \quad (3.6)$$

$$\eta_h = 1 - \frac{m_{\text{hred}}}{m_{\text{hred}} + m_A} = \frac{m_A}{m_{\text{hred}} + m_A} \quad (3.7)$$

Eine Befragung von Industrieunternehmen, in denen dieser Koeffizient bei der Hammergestaltung angewendet wird, ergibt als unteren Richtwert etwa $\eta_h > 0,56$. Eine Interpretation der Gleichung (3.7) verdeutlicht, daß bei $\eta_h = 1$ die auf den Stoßpunkt am Hammer reduzierte Hammermasse m_{hred} (Gleichung (3.8)) den Wert Null annimmt. Nähert sich η_h Null, so konvergiert m_{hred} gegen einen unendlich großen Wert. Folglich wird η_h durch die technisch sinnvolle und realisierbare Hammermasse m_h festgelegt.

Das Zerkleinerungsergebnis bei der Zerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer ist weiterhin abhängig von der Beschaffenheit der Hammerwirkfläche [58, S. 40]. Als Hammerwirkfläche wird diejenige Fläche eines Hammers bezeichnet, die ein Brocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis belastet (Abbildung 3.4). Eine Konturierung dieser Fläche begünstigt die Kerbbeanspruchung des Aufgabegutes und vermindert damit die Entstehung von Feingut. In einem Forschungsbericht des Institutes für Aufbereitungsmaschinen der TU Bergakademie Freiberg wird außerdem darauf hingewiesen, daß die Materialeigenschaften der Zerkleinerungswerkzeuge das Zerkleinerungsergebnis beeinflussen [73, S. 23f].

Die Hämmer sind so auszulegen, daß sie im Anschluß an die Wechselwirkung mit dem Aufgabegut ihre radial gestreckte Ruheposition möglichst schnell wieder einnehmen. Beweggrund für eine Minimierung der Hammererholzeiten sind die im Kapitel 3.2.1 beschriebenen Auswirkungen starker, dauerhafter Hammerbewegungen. Eine Verringerung der Hammererholzeiten läßt sich durch die Vergrößerung der Hammermassen m_h erreichen. So wird bei einer Zunahme der Hammermasse das Rückstellmoment am beanspruchten Hammer vergrößert. Dieses Moment setzt sich zusammen aus der Hammerfliehkraft F_F , dem Massenträgheitsmoment eines Hammers $J_h^{(0)}$ um seinen Drehpunkt "0" und der Festkörperreibung M_r an der Hammerachse. Diese Größen sind der Auslenkbewegung eines beanspruchten Hammers entgegengerichtet. Berechnungen mit dem im Anhang dargestellten Programm zur Berechnung von Hammerbewegungen haben gezeigt, daß sich auch bei Stößen mit reibungsfrei gelagerten Hämmern die Hammererholzeiten mit steigenden Hammermassen verringern, weil die beanspruchten Hämmer nicht mehr umschlagen. Das Reibmoment M_r an der Hammerachse trägt allerdings wesentlich zur Dämpfung der Hammerbewegungen bei und kann durch die Hammermasse und den Durchmesser der Hammerachse beeinflußt werden. Zu beachten ist auch der Sachverhalt, wonach für einen umschlagenden Hammer (bei Auslenkungswinkeln von $360^\circ > \varphi_1 > 180^\circ$) die Hammerfliehkraft F_F eine Beschleunigung der Hammerbewegung verursacht.

Neben einer optimalen Lösung der Zerkleinerungsaufgabe und einer wirtschaftlichen Produktion der Zerkleinerungswerkzeuge stellen möglichst lange Nutzungszeiten der Hämmer ein weiteres Ziel bei der Hammergestaltung dar. So lassen sich zum Beispiel durch die Verwendung von mehrteiligen Hämmern mit auswechselbaren Verschleißteilen am Hammerkopf und wiederholt verwendbaren Hammerträgern die Wartungs- und Instandsetzungszeiten reduzieren. Eine preiswerte Alternative sind einteilige Hämmer aus Verbundwerkstoffen. Ihr Hammerkopf besteht, wie bei mehrteiligen Hämmern, aus hartem Stahl (z. B. Mangan-Hartstahl) mit höherer Abrasionsresistenz. Der Hammerträger wird dagegen aus zähem und un- oder niedriglegiertem Stahl gefertigt [59, S. 551f].

Eine variable Ausführung der Hämmer begünstigt eine hohe Anpassungsfähigkeit und vielseitige Verwendbarkeit des Brechers für verschiedene Zerkleinerungsaufgaben [39, S. 64]. So läßt sich ein Hammerbrecher durch eine radiale Verschiebeeinrichtung für die Hämmer auf die Anforderungen unterschiedlicher Zerkleinerungsaufgaben anpassen, ohne

daß neue Hämmer hergestellt werden müssen. Patentierte ist diesbezüglich die Lagerung der Hämmer auf den Hammerachsen mit drehbaren Exzenterhülsen [18, S. 1 ff]. Allerdings handelt es sich bei den Hämmern primär um Verschleißteile. Deshalb sind einteilige Hämmer handelsüblich, die über eine einfache geometrische Form verfügen und mit geringem Aufwand an Kosten und Zeit herstellbar und austauschbar sind [54, S. 7 ff].

Weiterführende Betrachtungen zur Gestaltung von Hämmern in Abhängigkeit von der Zerkleinerungsaufgabe und der Brecherbauart sind der nachstehenden Literatur entnehmbar [12, S. 68], [14, S. 181 ff], [20, S. 160], [28, S. 190], [51, S. 53 ff], [60], [62, S. 498 ff], [63, S. 25 ff und S. 63 ff].

3.2.3.3 Austrag des Brechgutes

Der Brecherarbeitsraum stellt den räumlichen Rahmen für den Ablauf der Aufgabegutzerkleinerung dar. Panzerplatten aus hartem und verschleißfestem Material, demontierbar an den Innenseiten der Gehäusewände von Hammerbrechern angeordnet, dienen dem Schutz der Arbeitsraumbegrenzungen vor mechanischem Verschleiß beim Brecherbetrieb. Ihre Befestigung erfolgt mit Hilfe von kraftschlüssigen und/oder formschlüssigen Verbindungselementen. Patentierte ist die Anordnung solcher Verschleißplatten im Hinblick auf ihre Materialeigenschaften und die Beanspruchungsverteilung im Brecherarbeitsraum [68, S. 1 ff]. Die Beanspruchungsverteilung entspricht der Größe und der räumlichen Verteilung von verschleißverursachenden Kräften an den Arbeitsraumbegrenzungen während der Aufgabegutzerkleinerung. Mit dieser Lösung werden gleichmäßige Wartungs- und Instandsetzungsintervalle durch annähernd konstantes Abnutzungsverhalten der Gehäusepanzerung angestrebt.

Die Hammerbrecher zur Primärzerkleinerung von mineralischem Aufgabegut in der Zementindustrie sind überwiegend mit einem unterhalb des Rotors angeordneten Austragsrost ausgestattet. Dieser Austragsrost stellt den unteren Abschluß des Brecherarbeitsraumes dar. In Wechselwirkung mit den umlaufenden Hämmern und dem Rotorgrundkörper dient dieser ortsfeste Rost der Zerkleinerung und dem Austrag von Brechgut, das den Schlagwandbereich passiert hat (Kapitel 3.2.2).

Die maximale Korngröße d_F des ausgetragenen Fertiggutes wird durch den Austragsrost begrenzt [20, S. 153]. Folglich handelt es sich beim Austragsrost auch um ein Klassierwerkzeug. Es stellt eine Querschnittsverengung im Materialfluß dar und beeinflusst den Durchsatz sowie die Antriebsleistung eines Hammerbrechers. In Hammerbrechern zur Primärzerkleinerung von Kalkstein werden Stabroste verwendet. Sie umspannen nach Baer [2, S. 19] den Schlagkreis der Hämmer unterhalb des Rotors (Abbildung 3.7) im Winkel von 120° bis zu 200° . Die einzelnen Roststäbe sind quer zur Rotordrehrichtung angeordnet und weisen häufig trapez- oder dreieckförmige Querschnitte auf. Dadurch wird eine Zunahme des Roststababstandes w in radialer Austragsrichtung verwirklicht und die Wahrscheinlichkeit des Verklemmens von Körnern zwischen den Roststäben verringert.

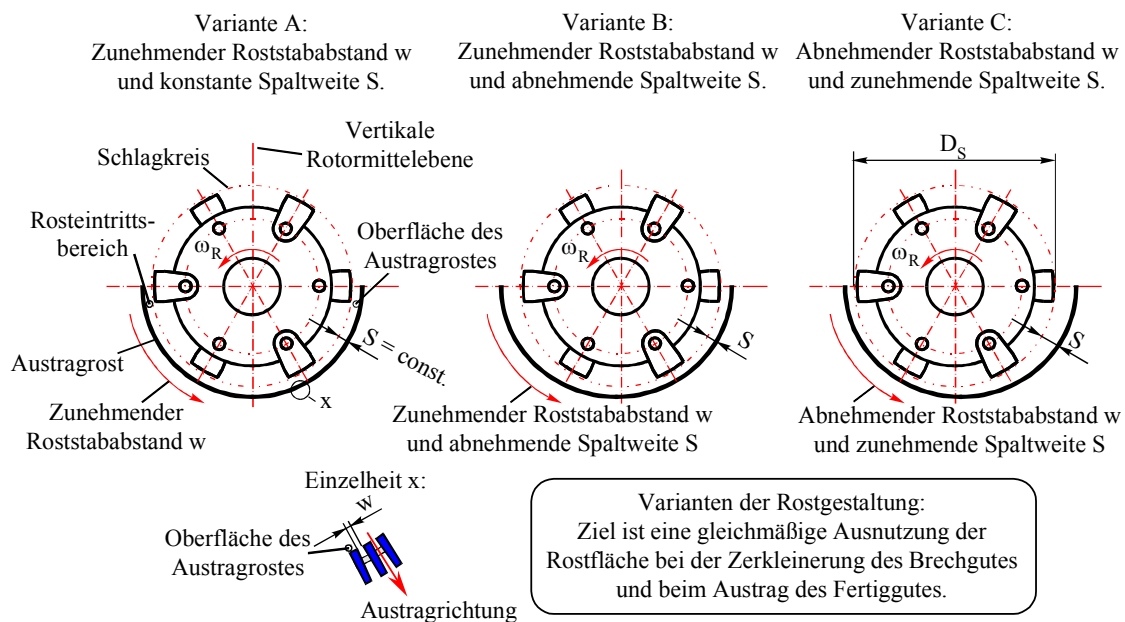


Abbildung 3.7: Gestaltung und Anordnung von Austragsrosten

Häufig werden Austragsroste zweiteilig ausgeführt, wobei die Trennebene entlang der vertikalen Rotormittelebene verläuft (Abbildung 3.7). Dadurch lassen sich beide Rosthälften für Montage-, Demontage- und Wartungsarbeiten durch Öffnungen in den Seitenwänden der Brecher entnehmen.

Ein Ziel bei der Gestaltung und Anordnung von Austragsrosten ist eine gleichmäßige Ausnutzung der Rostfläche während der Zerkleinerung des Brechgutes und während des Fer-

tiggutaustrages. Des weiteren sind die Anforderungen der Zerkleinerungsaufgabe zu erfüllen. In der Abbildung 3.7 werden mehrere Varianten zur Gestaltung und Anordnung von Austragsrosten dargestellt. Der in Rotordrehrichtung zunehmende Roststababstand w bei der Variante A dient der Vorabtrennung des durchsatzmindernden und verschleißfördernden Feingutanteils auf der ersten Rosthälfte. Der geringe Roststababstand w im Rosteintritt stellt aber eine Querschnittsverengung im Materialfluß dar. Die Variante B verfügt deshalb zusätzlich über eine im Rosteintritt größere Spaltweite S zwischen der Austragsrostoberfläche und dem Schlagkreisdurchmesser D_S . Dieser Spalt S nimmt in Rotordrehrichtung sichelförmig ab. Dadurch soll die Querschnittsverengung im Rosteintritt vermieden und eine gleichmäßige Ausnutzung des Austragsrostes als Zerkleinerungs- und Austragswerkzeug verwirklicht werden. Dieses Ziel wird auch bei der Variante C verfolgt. Durch die im Vergleich mit der Variante B geringere Spaltweite S im Rosteintritt verengt sich allerdings der hier für den Brechgutfluß zur Verfügung stehende Querschnitt des Brecherarbeitsraumes. Folge ist eine Verringerung der Durchsatzes und ein Anstieg der Antriebsmotorleistung im Vergleich mit der Lösung B.

Ein weiteres Ziel bei der Gestaltung und Anordnung eines Austragsrostes ist eine kurzfristige Anpassung der Zerkleinerungsbedingungen im Austragsrostbereich auf wechselnde Anforderungen der Zerkleinerungsaufgabe. Verwirklichen läßt sich dieses Ziel durch einen mehrfach geteilten Austragsrost. Jedes Rostelement füllt hierbei einen Abschnitt des Schlagkreismantels unterhalb des Rotors aus. Durch gelenkige Lager an den Enden solcher Rostschwingen lassen sich diese automatisch oder manuell in radialer Richtung verstellen. Diese komplexen Konstruktionen sind allerdings unwirtschaftlich bei der Bearbeitung von Zerkleinerungsaufgaben mit überwiegend konstantem Anforderungsprofil. Ein Austragsrost als Zerkleinerungs- und Austragswerkzeug soll möglichst einfach, robust, wartungsarm und preiswert in der Produktion sein. Die Folge daraus ist, daß Hammerbrecher in der Praxis aus wirtschaftlichen und technologischen Gründen zunehmend ohne oder mit verkleinertem Austragsrost (d. h. Umschlingungswinkeln kleiner als 180°) betrieben werden sollten, falls die Zerkleinerungsaufgabe dies zuläßt.

3.3 Grundlagen zur Berechnung von Hammerbrechern

Unter Beachtung der Aufgabenstellung (Kapitel 2) werden Modelle zur Ermittlung der Stoßartwahrscheinlichkeiten, der Brockeneindringtiefe, der Hammerkinematik sowie der beim Stoß am Hammer wirkenden Reaktionskraft vorgestellt. Die Definition dieser Auslegungsgrößen erfolgt in den folgenden Abschnitten. Alle Berechnungsmodelle gelten für den Primärstoß zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer (Kapitel 3.2.1). Dadurch lassen sich die geometrischen Verhältnisse beim Eindringen eines Brockens in den Brecherschlagkreis und die Bewegungsgrößen eines Hammers vor dem Stoß explizit festlegen.

Eine notwendige Voraussetzung zum Verständnis dieser Berechnungsmodelle ist die analytische Beschreibung des Stoßvorganges zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer. Im Einzelnen werden die Ermittlung der Geschwindigkeiten am Hammer und die Berechnung der Stoßkraft am Hammer einschließlich der getroffenen Annahmen und Voraussetzungen behandelt.

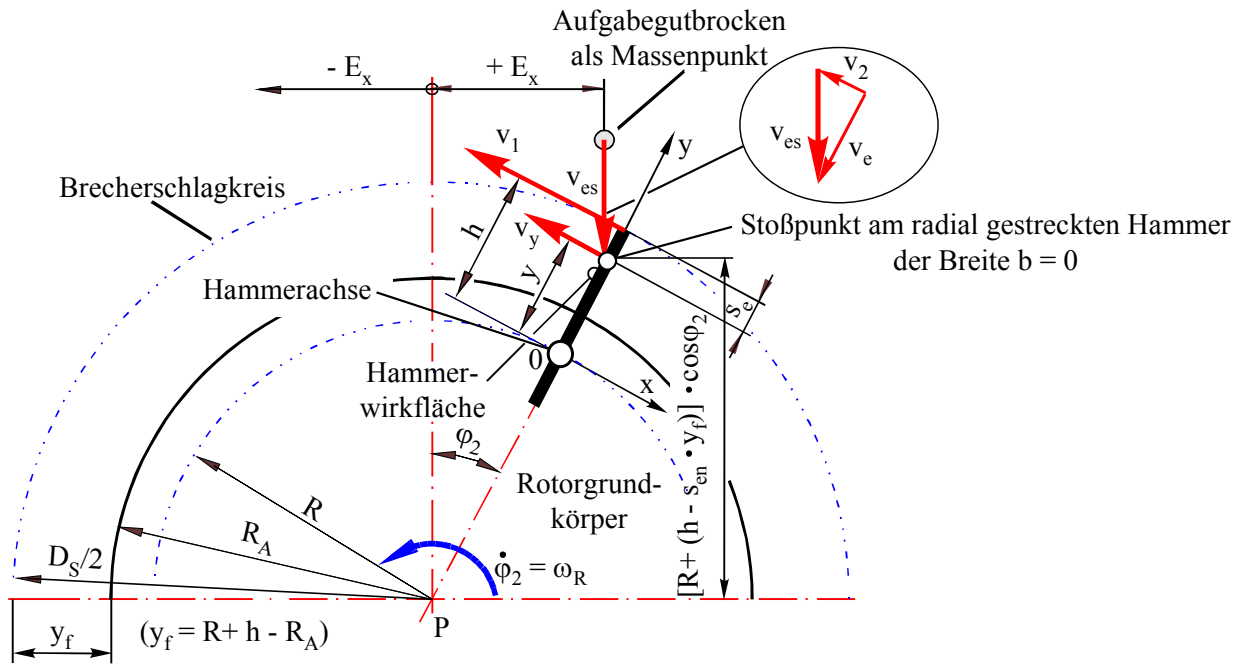
3.3.1 Der Stoß zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer

3.3.1.1 Annahmen und Voraussetzungen

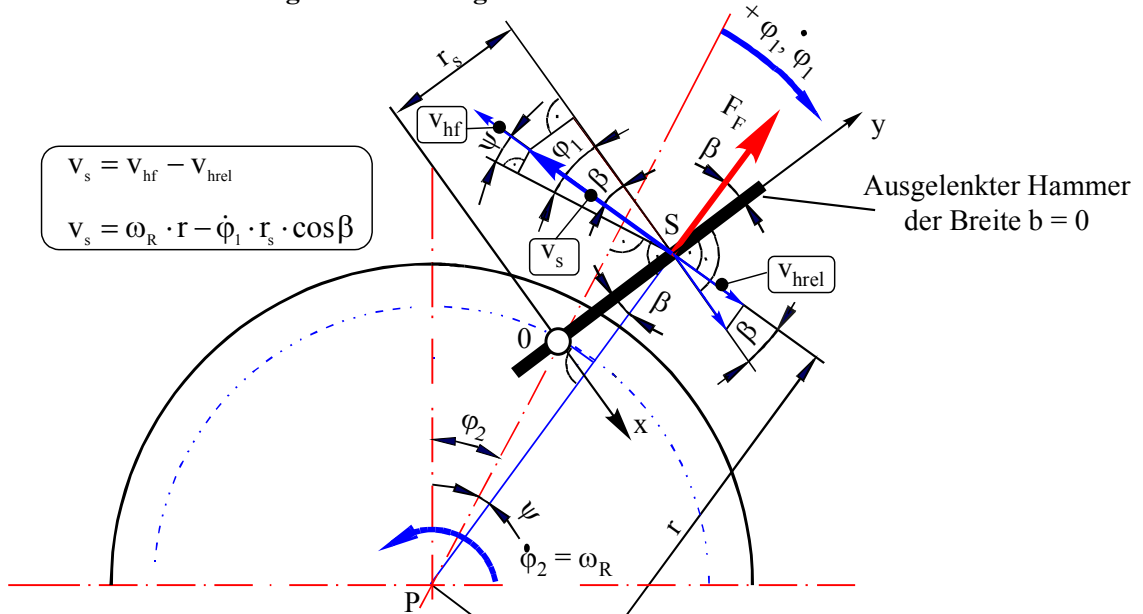
Stoßvorgänge sind dadurch gekennzeichnet, daß auf die am Stoß beteiligten Körper während einer kurzen Zeit wechselseitig große Kräfte wirken und ihren Bewegungszustand ändern [23, S. 245]. Die Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie stellen hier die theoretische Grundlage zur analytischen Beschreibung von Stoßvorgängen dar. Nach Rumpf [47, S. 326] werden die Voraussetzungen dieser Theorie in Wirklichkeit aber nicht erfüllt, sobald die Körper unterschiedlich sind. Gemeint sind damit zum Beispiel Stoßsituationen, in denen die Stoßpartner unterschiedliche physikalische Eigenschaften besitzen und / oder eine Zerkleinerung von zumindest einem Stoßpartner auftritt.

Zur Analyse des Stoßes zwischen einem in den Brecherschlagkreis D_S eindringenden Aufgabegutbrocken und einem Hammer wird der dezentrale Stoß eines Körpers gegen einen zweiten Körper mit einer festen Drehachse betrachtet (Abbildung 3.8).

Eindringverhältnisse unmittelbar vor einem Primärstoß:



Geschwindigkeiten am ausgelenkten Hammer:



ϕ_{10} ist der Anfangswert der Hammerausrückung ϕ_1

$\dot{\phi}_{10}$ ist der Anfangswert der relativen Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_1$

Abbildung 3.8: Geschwindigkeiten am Hammer

Bei der Beschreibung der Hammergeschwindigkeiten gelten neben den Voraussetzungen der mechanischen Stoßtheorie folgende Annahmen (Abbildung 3.8):

Verwendet wird ein zweidimensionales Berechnungsmodell. In dem Zweimassensystem, bestehend aus einem Rotorgrundkörper und einem Hammer, sind deshalb Bewegungen normal zur Betrachtungsebene (d. h. der Zeichnungsebene) ausgeschlossen. Der Hammer ist gelenkig auf einer Hammerachse gelagert und dadurch mit dem Rotorgrundkörper verbunden. Er kann beim Stoß mit einem Aufgabegutbrocken vollständig umschlagen. Zwischen dem Hammer und der Hammerachse herrscht Festkörperreibung.

Die Hammerbreite b wird hier vernachlässigt. Außerdem gilt für die Berechnung des Schlagkreisdurchmessers die Beziehung $D_s = 2 \cdot R_s \approx 2 \cdot (R + h)$.

Ein als Massenpunkt m_h betrachteter Aufgabegutbrocken dringt im freien Fall aus der Höhe H mit der vertikalen Eindringgeschwindigkeit v_{es} in den Brecherschlagkreis D_s ein. Der Strömungswiderstand am Brocken wird bei der Ermittlung der Eindringgeschwindigkeit v_{es} vernachlässigt. Die zwischen dem Brocken und der Hammerwirkfläche wirksame Festkörperreibung ist im Vergleich mit den übrigen am Hammer wirkenden Kräften gering und wird gleichfalls nicht berücksichtigt.

Bei einer Exzentrizität von $E_x = 0$ dringt das Aufgabegut zentrisch (d. h. auf der vertikalen Rotormittelebene) in den Schlagkreis des Brechers ein. Seine Geschwindigkeit v_2 in Stoßrichtung (d. h. in Richtung der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1) ist Null. Für den Schultereinlauf auf der aufsteigenden Rotorseite mit einer Exzentrizität von $E_x > 0$ besitzt das Aufgabegut in Stoßrichtung hingegen die Geschwindigkeit v_2 . Sie erhält ein negatives Vorzeichen, falls sie der Umfangsgeschwindigkeit v_1 entgegengerichtet ist.

Die Position des Hammers unmittelbar vor dem Primärstoß mit einem Brocken wird durch den Winkel φ_2 beschrieben.

Unmittelbar vor dem Primärstoß befindet sich der Hammer in der radial gestreckten Ruheposition mit der relativen Anfangswinkelgeschwindigkeit von $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{10} = 0$ und dem Startauslenkungswinkel von $\varphi_1 = \varphi_{10} = 0$. Die absolute Winkelgeschwindigkeit des Hammers entspricht der konstanten Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2 = \omega_R$.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Hammers im Stoßpunkt y lautet v_y . Lenkt der Hammer entgegen der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ aus, erhält dessen relative Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ ein positives Vorzeichen.

Beim Primärstoß beansprucht der Aufgabegutbrocken die Hammerwirkfläche bei einer Eindringtiefe von s_e . Das Maß y bezeichnet die Entfernung zwischen dem Stoßpunkt am

Hammer und der Hammerachse "0". Durch die Einführung der auf den Stoßpunkt y reduzierten Hammermasse m_{hred} wird der dezentrale Stoß in den zentralen Stoß überführt:

$$m_{\text{hred}} = \frac{J_h^{(0)}}{y^2} \quad (3.8)$$

Beim wirklichen Stoß treten neben elastischen und plastischen Verformungen an den Stoßpartnern außerdem Brüche im Feststoffgefüge des Aufgabegutes auf. Nach Höfl [21, S. 5] läßt sich die Zerkleinerung eines Brockens durch die Stoßzahl $k = 0$ beschreiben. So werden plastische Verformungen an Brocken mit deren Zertrümmerung gleichgesetzt.

Der Einfluß des Strömungswiderstandes im Brecherarbeitsraum auf die Brocken- und Hammerbewegungen ist bei den aufgegebenen Brockenmassen m_A und den vorhandenen Hammermassen m_h vernachlässigbar gering.

3.3.1.2 Geschwindigkeiten am Hammer

Das Ziel ist die Bestimmung der Stoßkraft für den dezentralen Primärstoß zwischen einem einzelnen, in den Brecherschlagkreis D_S eindringenden Aufgabegutbrocken und einem gelenkig angeordneten Hammer. Dazu ist es erforderlich, die Geschwindigkeiten beider Stoßpartner in Stoßrichtung sowohl unmittelbar vor dem Stoßbeginn, als auch nach der Beendigung des Stoßvorganges im Stoßpunkt y zu ermitteln. Die hierzu vorausgesetzten Stoßverhältnisse sind in der Abbildung 3.8 dargestellt. Es gelten außerdem die im Kapitel 3.3.1.1 aufgezählten Annahmen und Voraussetzungen. Der betrachtete Hammer befinde sich unmittelbar vor dem Stoßbeginn in der Ausgangsposition φ_{10} und besitze die relative Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{10}$.

Die Gleichung zur Ermittlung der absoluten Umfangsgeschwindigkeit v_y des Hammers im Stoßpunkt y unmittelbar vor dem Stoßbeginn setzt sich aus den Komponenten seiner Führungsgeschwindigkeit v_{hf} und seiner Relativgeschwindigkeit v_{hrel} zusammen (Abbildung 3.8):

$$v_y = \omega_R \cdot r - \dot{\varphi}_{10} \cdot y \cdot \cos\beta \quad (3.9)$$

$$v_y = \omega_R \cdot \sqrt{R^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot R \cdot \cos\varphi_{10}} - \dot{\varphi}_{10} \cdot y \cdot \left[\frac{y + R \cdot \cos\varphi_{10}}{\sqrt{R^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot R \cdot \cos\varphi_{10}}} \right] \quad (3.10)$$

Hierin wird der Winkel β mit Hilfe des Cosinus-Satzes bzw. des Sinus-Satzes berechnet:

$$\cos \beta = \frac{y + R \cdot \cos \varphi_{10}}{\sqrt{R^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot R \cdot \cos \varphi_{10}}} \quad (3.11)$$

$$\sin \beta = \frac{R \cdot \sin \varphi_{10}}{\sqrt{R^2 + y^2 + 2 \cdot y \cdot R \cdot \cos \varphi_{10}}} \quad (3.12)$$

Die Formel zur Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit v_y für einen radial gestreckten Hammer in der Ruheposition ergibt sich aus der Gleichung (3.10). Der Stoßpunkt wird durch die auf die freie Hammerhöhe y_f normierte Brockeneindringtiefe s_{en} ausgedrückt:

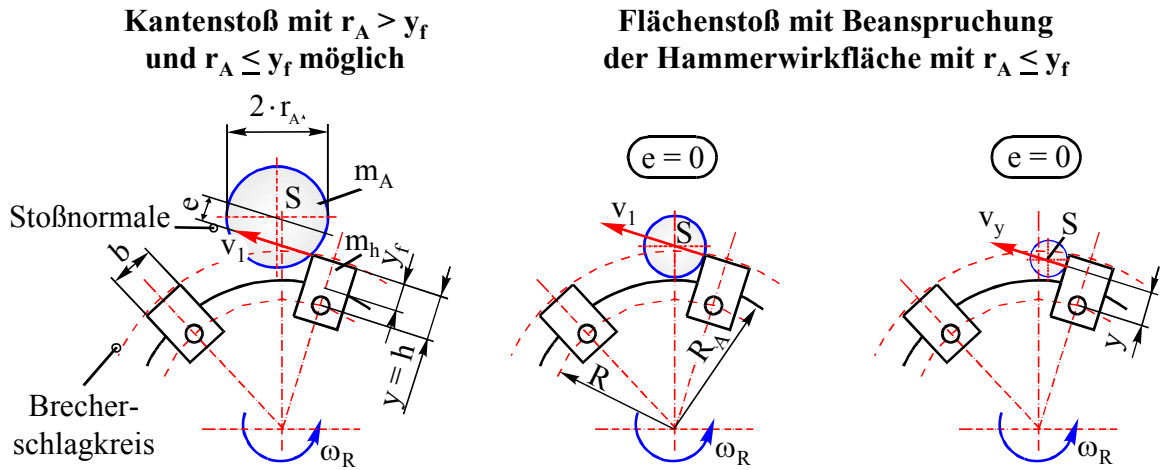
$$v_y = \frac{v_1}{R + h} \cdot (R + h - s_{en} \cdot y_f) \quad (3.13)$$

Zur Berechnung der absoluten Umfangsgeschwindigkeit v_y' eines Hammers und eines Aufgabegutbrockens v_2' unmittelbar nach dem Stoß im Stoßpunkt y und in Stoßrichtung wird der dezentrale Stoß durch die Reduzierung der Hammermasse m_h nach der Gleichung (3.8) in den zentrischen Stoß überführt [23, S. 254]:

$$v_y' = \frac{m_{hred} \cdot v_y + m_A \cdot v_2}{m_{hred} + m_A} \cdot (1 + k) - k \cdot v_y \quad (3.14)$$

$$v_2' = \frac{m_{hred} \cdot v_y + m_A \cdot v_2}{m_{hred} + m_A} \cdot (1 + k) - k \cdot v_2 \quad (3.15)$$

Für die Betrachtung des Aufgabegutes als Kugel mit der Masse m_A und dem Durchmesser d_A ergeben sich Änderungen in den Gleichungen (3.14) und (3.15). So erfährt ein kugelförmiger Brocken neben einer Linearbeschleunigung in Stoßrichtung zusätzlich eine Winkelbeschleunigung, falls die Stoßnormale nicht durch seinen Schwerpunkt "S" verläuft (Abbildung 3.9).



Bei Aufgabegutgrößen von $d_A/2 = r_A > y_f$ erfolgen ausschließlich Kantenstöße.

Abbildung 3.9: Reduzierung der Aufgabegutmasse beim dezentralen Stoß

Die vorgestellten Gleichungen sind für den abgebildeten Kantenstoß anwendbar, falls die Geschwindigkeiten v_y durch v_1 , v_y' durch v_1' sowie die Länge y durch h ersetzt werden. Ferner ist die Aufgabegutmasse m_A auf den Stoßpunkt $y = h$ zu reduzieren [47, S. 327]:

$$m_{\text{Ared}} = m_A \cdot \frac{i_A^2}{i_A^2 + e^2} \quad (3.16)$$

Zur Berechnung des Trägheitsradius' i_A und des Versatzes e lauten die Gleichungen für einen kugelförmigen Aufgabegutbrocken [49, S. 130]:

$$i_A = \sqrt{\frac{J_A^{(s)}}{m_A}} = \sqrt{\frac{2 \cdot m_A \cdot r_A^2}{5 \cdot m_A}} = r_A \cdot \sqrt{\frac{2}{5}} \quad (3.17)$$

$$e = r_A - y_f \cdot S_{\text{en}} \quad (3.18)$$

Die Relativgeschwindigkeit v_r zwischen den Stoßpartnern in Richtung der Stoßnormalen unmittelbar vor dem Stoßbeginn (Abbildung 3.8) beeinflusst die Höhe der wirksamen Stoßkraft:

$$\boxed{v_r = v_y - v_2} \quad (3.19)$$

Die Gleichung zur Berechnung der Geschwindigkeit v_2 des Aufgabegutes unmittelbar vor dem Stoßbeginn in Stoßrichtung lautet gemäß der Abbildung 3.8:

$$v_2 = v_{es} \cdot \sin \varphi_2 \quad (3.20)$$

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_E} \cdot \frac{E_x}{R + h - s_{en} \cdot y_f} \quad (3.21)$$

Hierbei wird vorausgesetzt, daß sich der Hammer unmittelbar vor dem Stoßbeginn in der radial gestreckten Ruheposition befindet (Abbildung 3.8). Bei exzentrischer Zuführung des Aufgabegutes muß eine korrigierte Aufgabegutfallhöhe H_E verwendet werden, gemessen von der Einlauföffnung (Abbildung 3.4) bis zur Berührung des Brecherschlagkreises:

$$H_E = H + R_s - (R + h - s_{en} \cdot y_f) \cdot \cos \varphi_2 \quad (3.22)$$

3.3.1.3 Stoßkraft

Behandelt werden die Berechnung der Zerkleinerungskraft und der Primärstoßkraft am Hammer in Rotorumfangsrichtung bei der Wechselwirkung eines Hammers mit einem einzelnen Aufgabegutbrocken. Die Primärstoßkraft wird zur rechnerischen Ermittlung der Hammerbewegungen benötigt.

Zerkleinerungskraft:

Nach Baer [2, S. 15] läßt sich die zum Abschlagen eines Brockenbruchstückes erforderliche Kraft $F_{Zerkleinerung}$ aus dem Produkt der Abscherfläche A_{Bruch} und der spezifischen Bruchfestigkeit des Gesteins σ_B berechnen:

$$F_{Zerkleinerung} = A_{Bruch} \cdot \sigma_B \quad (3.23)$$

Baer definiert in seiner Arbeit diese "spezifische Bruchfestigkeit" nicht. Vorstellbar ist aber die Verwendung der Biegezug-, Spaltzug- oder Druckfestigkeit von Gesteinen. Das Ziel ist die Nutzung eines Festigkeitswertes, dessen Bestimmungsverfahren der Prall- und Schlagzerkleinerung von Aufgabegutbrocken in Hammerbrechern zumindest ähnlich ist. Die notwendige Zerkleinerungskraft kann demnach in erster Näherung beim Kantenstoß mit

der Biegezug- oder Spaltzugfestigkeit und beim Flächenstoß mit der Druckfestigkeit berechnet werden (Abbildung 3.9). Der Oberflächenzuwachs A_{Bruch} des Aufgabegutes bei der Zerkleinerung ergibt sich aus der Differenz zwischen der Oberfläche des Brechgutes und der Oberfläche des Aufgabegutes. Diese Oberflächen lassen sich mit Hilfe von Korngrößenverteilungen aus dem RRSB-Netz ableiten oder an einzelnen Brocken direkt messen [10, S. 1 ff], [27, S. 208 f]. Der erforderliche Kraftbetrag zur Beschleunigung von Brockenbruchstücken ist in der Gleichung (3.23) nicht enthalten.

Stoßkraft am Hammer in Rotorumfangsrichtung:

Eine Methode zur Bestimmung der Wechselwirkungskraft beim dezentralen Stoß eines Aufgabegutbrockens gegen die Wirkfläche eines radial gestreckten Hammers in der Ruheposition ist die Anwendung von Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie. Im Kapitel 3.3.1.1 sind die gültigen Annahmen und Voraussetzungen beschrieben.

Durch die Reduzierung der Hammermasse m_h auf den Stoßpunkt y (Abbildung 3.8) wird der dezentrale Stoß in den zentralen Stoß überführt. Nach Newton lautet damit die Gleichung zur Berechnung der mittleren Stoßkraft F_{Zu} in Rotorumfangsrichtung im Stoßpunkt:

$$F_{Zu} = m_{\text{hred}} \cdot \frac{\Delta v_y}{\Delta t} = \frac{J_h^{(0)}}{y^2} \cdot \frac{v_y - v'_y}{t_s} \quad (3.24)$$

Hierin ist t_s die Stoßzeit. Diese Formel gilt für einen impulsförmigen Kraftverlauf, wobei während der Stoßzeit die Wechselwirkungskraft den konstanten Wert F_{Zu} besitzt. Mit den Gleichungen (3.13) und (3.14) für die Geschwindigkeiten eines radial gestreckten Hammers unmittelbar vor und nach dem Stoß lautet die Formel (3.24) für die Berechnung der wirksamen Stoßkraft F_{Zu} beim Prall:

$$F_{Zu} = m_{\text{hred}} \cdot \frac{v_y - \left[\frac{m_{\text{hred}} \cdot v_y + m_A \cdot v_2 \cdot (1+k) - k \cdot v_y}{m_{\text{hred}} + m_A} \right]}{t_s} \quad (3.25)$$

Beim Schlag (Abbildung 3.2) besitzt das Aufgabegut eine Zwangslage und erscheint dem stoßenden Hammer deshalb als Gegenstand mit unendlich großer Masse. Mit den Annahmen, daß unmittelbar vor dem Stoß die Geschwindigkeit v_2 des Aufgabegutes in Stoßrich-

tung (hervorgerufen durch die Zwangslage) Null ist und die absolute Geschwindigkeit des Hammers im Stoßpunkt während der Stoßzeit t_s vollständig auf Null verringert wird, ergibt sich aus der Gleichung (3.25) die maximale Stoßkraft F_S eines Hammers beim Schlag:

$$F_S = m_{\text{hred}} \cdot \frac{v_y + k \cdot v_y}{t_s} \quad (3.26)$$

Die Geltungsbereiche und Anwendungsgrenzen der Gleichungen (3.25) und (3.26) ergeben sich aus den Annahmen und Voraussetzungen zur Berechnung des Stoßvorganges (Kapitel 3.3.1.1).

Eine Schwierigkeit ist die Bestimmung der Stoßzahl k , weil beim Stoß zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken neben elastischen und plastischen Verformungen der Stoßpartner zusätzlich Bruchvorgänge im Feststoffgefüge des Brockens auftreten sollen. Außerdem haben die Auslenkungsbewegung eines beanspruchten Hammers, Gleit- und Rollreibungserscheinungen zwischen den Stoßpartnern, petrographische und physikalische Eigenschaften der Stoßpartner sowie die Stoßart einen Einfluß auf den Betrag und den zeitlichen Verlauf der Stoßkraft. Diese Parameter werden bei einer Kraftermittlung mit den Gleichungen (3.25) und (3.26) nicht bzw. unvollkommen berücksichtigt. Die gleiche Schwierigkeit liegt vor bei der Berechnung der Stoßzeit t_s .

Berger [6, S. 186 ff] entwickelt Gleichungen zur Berechnung der Stoßkraft F und der Stoßzeit t_s für den geraden und zentralen Stoß zwischen zwei Körpern mit verschiedenen Massen und Elastizitätseigenschaften auf der Grundlage des allgemeinen Elastizitätsgesetzes. Die Ausführungen basieren auf folgendem Kraftansatz:

$$F_{1,2} = c_{1,2} \cdot \xi^{m_{1,2}} \quad (3.27)$$

Hierin beschreibt der Index "1" den gestoßenen Körper (d. h. den Brocken) und der Index "2" den stoßenden Körper (d. h. den Hammer). Die Eigenschaften der Stoßpartner werden durch die Form- und Elastizitätsfaktoren $c_{1,2}$ sowie die Proportionalitätsfaktoren $m_{1,2}$ charakterisiert, ξ ist die elastische Deformation der Stoßpartner am Kontaktpunkt in Stoßrichtung.

Berger leitet aus diesem Ansatz eine Gleichung zur Berechnung der maximalen Stoßkraft F_{\max} ab. Dabei gelten folgende Voraussetzungen:

Die Formänderungen der Stoßpartner verlaufen während des Stoßvorganges innerhalb der Elastizitätsgrenze und sind mit der Beendigung des Stoßes wieder aufgehoben.

Die kinetische Energie der Stoßpartner unmittelbar vor dem Stoß ist genau so groß wie die umkehrbare elastische Formänderungsarbeit und die momentane kinetische Energie der Stoßpartner zum Zeitpunkt t während des Stoßes. Eine Energieumwandlung infolge von plastischen Deformationen, Reibungsanteilen sowie Brüchen wird ausgeschlossen. Damit ist die kinetische Energie der stoßenden Körper vor dem Stoß genau so groß wie nach dem Stoß.

Die Stoßpartner besitzen vor, während und nach dem Stoß keine Rotation um ihren Schwerpunkt. Der Stoßvorgang muß beendet sein, bevor sich die Position der Stoßpartner so geändert hat, daß neue äußere Kräfte auf das System einwirken.

Die Relativgeschwindigkeit v_r zwischen den Stoßpartnern, die Proportionalitätsfaktoren $m_{1,2}$, die Form- und Elastizitätsfaktoren $c_{1,2}$ sowie die Massen der Stoßpartner m_{hred} und m_A sind während des Stoßvorganges konstant. In Wirklichkeit gewinnt aber insbesondere bei der Zerkleinerung großer Brocken mit langen Stoßzeiten die Änderung der Stoßmasse während des Stoßes bei der Ermittlung der Stoßkraft als Funktion der Zeit eine zunehmende Bedeutung.

Die Bewegungsgröße (d. h. der Impuls) des Systems sei unmittelbar vor und während des Stoßes konstant.

Die als äußere Einflußfaktoren charakterisierbaren Temperaturen der Stoßpartner und der Stoßumgebung werden nicht berücksichtigt.

Wie bei der Stoßkraftermittlung mit Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie wird auch hier ein zweidimensionales Ersatzmodell angenommen, worin Bewegungen normal zur Betrachtungsebene (d. h. der Zeichnungsebene) ausgeschlossen sind (Kapitel 3.3.1.1).

Unter der Voraussetzung, daß die Proportionalitätsfaktoren $m_1 = m_2 = m$ für beide Stoßpartner gleich sind, lautet die Gleichung zur Berechnung der maximalen Stoßkraft nach Berger wie folgt [6, S. 101]:

$$F_{\max 1} = \left[\frac{(m+1) \cdot c_1^{1/m} \cdot m_{\text{hred}} \cdot m_A}{4 \cdot (m_{\text{hred}} + m_A)} \cdot v_r \right]^{m+1} \quad (3.28)$$

Berger [6, S. 183 ff] entwickelt außerdem Gleichungssysteme zur Berechnung der zeitlichen Änderung der Stoßkraft $F_{(t)}$ und der Stoßzeit t_S auf der Grundlage seiner oben vorgestellten Annahmen und Voraussetzungen. Diese umfangreichen Beziehungen basieren auf Reihenentwicklungen. Danach ist die zeitliche Änderung der Stoßkraft abhängig von der reduzierten Masse des Hammers m_{hred} , der Brockenmasse m_A , der Relativgeschwindigkeit v_r zwischen den Stoßpartnern unmittelbar zum Stoßbeginn in Richtung der Stoßnormalen, deren Form- und Elastizitätsfaktoren $c_{1,2}$ sowie Proportionalitätsfaktoren $m_{1,2}$.

Eine Schwierigkeit bei der Anwendung der Gleichungssysteme von Berger zur Berechnung der zeitlichen Änderung der Stoßkraft ist die Ermittlung der Form- und Elastizitätsfaktoren $c_{1,2}$ sowie der Proportionalitätsfaktoren $m_{1,2}$ der Stoßpartner. Zudem gelten die abgeleiteten Beziehungen für elastische Stoßvorgänge. Werden aber die Stoßkräfte und -zeiten bei der Prallzerkleinerung einer bestimmten Gesteinsart durch Messungen an einem Laborbrecher experimentell ermittelt, so lassen sich die Faktoren $c_{1,2}$ und $m_{1,2}$ mit den Berger-Gleichungen für den Betriebspunkt der verwendeten Hammerbrecherbauart berechnen.

Weitere Betrachtungen zur Berechnung der Kraft beim Stoß zwischen zwei Körpern nach Hertz und Saint-Venant werden hier nicht besprochen [15, S. 525 ff], [55, S. 10 ff], [69, S. 367 ff], [70, S. 176 ff].

3.3.2 Stoßartwahrscheinlichkeiten

Beim Primärstoß zwischen einem einzelnen Aufgabegutbrocken und einem Hammer (Kapitel 3.2.1) sind unterschiedliche Stoßarten charakteristisch (Abbildung 3.9). Der Anteil einer bestimmten Stoßart an der Gesamtheit der auftretenden Primärstöße wird hier als Stoßartwahrscheinlichkeit bezeichnet.

Die Primärstoßart beeinflusst das Einzug- und Transportverhalten von Hammerbrechern im Eintrittsbereich sowie die Größe der Primärstoßkraft an den Hämmern. Sie bestimmt damit sowohl die Wirksamkeit der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer als auch die Stärke und Dauer der resultierenden Hammerbewegungen.

Stieß [65, S. 310 f] unterscheidet insbesondere zwei Stoßarten. Demnach liegt ein Flächenstoß vor, falls ein Aufgabegutbrocken mindestens mit seinem halben Durchmesser $d_A/2 = r_A$ in den Brecherschlagkreis eingedrungen ist, wenn er von der Wirkfläche des nacheilenden Hammers getroffen wird. Die Stoßnormale verläuft dabei durch den Massenschwerpunkt "S" des Brockens (Abbildung 3.9). Dagegen dringt beim Kantenstoß ein Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis ein und beansprucht die Kante eines Hammers (Abbildung 3.9). Der Kantenstoß hat im Vergleich mit dem Flächenstoß aufgrund der hohen Energiekonzentration auf ein kleines Aufgabegutvolumen Vorteile. So wird durch die erhöhte Kerbbeanspruchung die Effektivität der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer verbessert. Gleichzeitig verringert sich der Feinanteil im Fertiggut, d. h. der Anteil von Partikeln mit einem Durchmesser von $d_F \leq 2$ mm. Dies gilt aber ausschließlich für Kantenstöße, bei denen die Stoßnormale durch den Schwerpunkt des Aufgabegutes verläuft. In den anderen Fällen wird bei Kantenstößen ein Energieanteil für die Rotation exzentrisch getroffener Brocken aufgewendet, der einer Gutzerkleinerung nicht mehr zur Verfügung steht. Ein weiterer Nachteil ist der erhöhte Verschleiß am Hammerkopf durch das Abgleiten eines Brockens von der beanspruchten Hammerkante bei zu geringen Brockeneindringtiefen (Kapitel 3.3.3). Infolgedessen sind Flächenstöße für die Aufgabegutzerkleinerung technisch und wirtschaftlich vorteilhafter als Kantenstöße. Die Rotor- und Hammergeometrien sind deshalb so auszuwählen, daß die Anforderungen der Zerkleinerungsaufgabe erfüllt und die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Flächenstößen maximiert werden.

Stieß [65, S. 311 ff] beschreibt ein Berechnungsmodell (Abbildung 3.10) zur Ermittlung der Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Flächenstößen. Darin befindet sich ein Hammer der Breite b in der radial gestreckten Ruheposition im oberen Totpunkt des Rotors. Der kugelförmige Aufgabegutbrocken mit dem Durchmesser d_A dringt unmittelbar hinter diesem Hammer im freien Fall aus der Höhe H in den Brecherschlagkreis D_S ein. Dieser Brocken besitzt vor dem Stoß keine Rotationsbewegung. Zudem ist seine Geschwindigkeit v_{es} beim Eindringen in den Brecherschlagkreis konstant. Die Exzentrizität E_x des Aufgabegutes beim Eindringen in den Brecherschlagkreis, d. h. der horizontale Versatz des Brockenschwerpunktes von der vertikalen Rotormittelebene, ergibt sich aus der halben Hammerbreite b und dem Brockenradius r_A zu $E_x = b/2 + r_A$. Darüber hinaus gelten die Annahmen und Voraussetzungen zur Beschreibung des Stoßes zwischen einem

Aufgabegutbrocken und einem Hammer mit Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie (Kapitel 3.3.1.1).

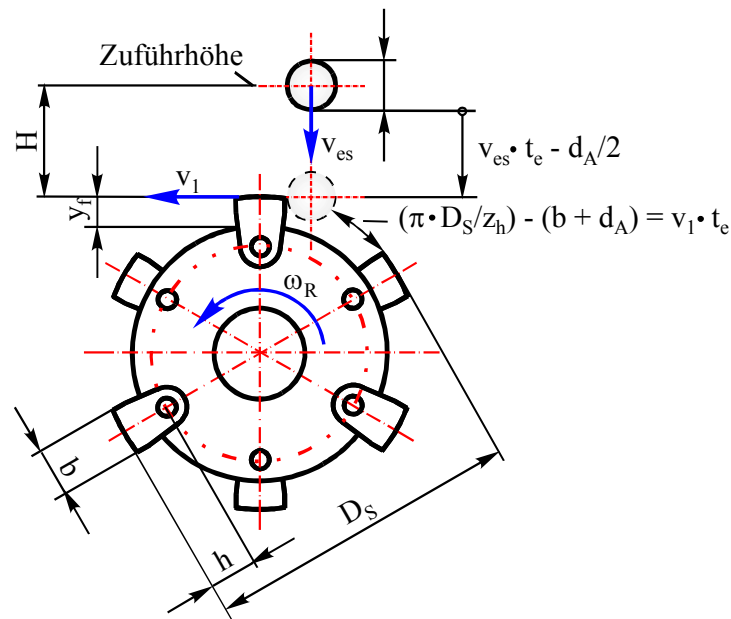


Abbildung 3.10: Wahrscheinlichkeit für Flächenstöße nach Stieß

Die Gleichung von Stieß zur Ermittlung der Wahrscheinlichkeit W_{Fl} für das Auftreten von Flächenstößen lautet:

$$W_{Fl} = 1 - \frac{z_h \cdot b}{\pi \cdot D_s} \cdot \left[1 + \frac{d_A}{b} \cdot \left(1 + \frac{v_1}{2 \cdot v_{es}} \right) \right] \quad (3.29)$$

Hiernach ist ein Flächenstoß um so wahrscheinlicher, je größer der Schlagkreisdurchmesser D_s , je geringer die Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h und je kleiner die Hammerbreite b ausgewählt werden. Eine weitere Einflußgröße ist die Fallhöhe H des Aufgabegutes (bzw. dessen vertikale Eindringgeschwindigkeit v_{es}). Die Variation der Umfangsgeschwindigkeit v_1 wird durch die zu lösende Zerkleinerungsaufgabe begrenzt.

Gleichung (3.29) gilt ausschließlich für die vorgestellten Annahmen und Voraussetzungen. So berücksichtigt sie zum Beispiel nicht die Änderung der Exzentrizität E_x eines Brockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis für Schultereinläufe und horizontale Aufgabegutzuführungen (Kapitel 3.2.3.1).

Stieß gibt auf der Grundlage der geltenden Annahmen und Voraussetzungen eine Formel zur Berechnung der freien Hammerlänge y_f an (Abbildung 3.10). Dieses Maß muß größer sein, als die von einem Aufgabegutbrocken in der zur Verfügung stehenden Eindringzeit t_e zurückgelegten Eindringtiefe s_e . Dadurch soll vermieden werden, daß Aufgabegutbrocken ohne Kontakt mit der Hammerwirkfläche auf den Rotorgrundkörper fallen:

$$y_f = (R + h - R_A) \geq v_{es} \cdot t_e = \frac{v_{es}}{v_1} \cdot \left[\left(\frac{\pi \cdot D_s}{z_h} \right) - (b + d_A) \right] \quad (3.30)$$

Höfl [20, S. 160] liefert zwei empirische Gleichungen zur Berechnung einer erforderlichen freien Hammerhöhe y_f , ohne auf deren Anwendungsgrenzen detailliert einzugehen:

$$0,3 \cdot D_s \geq y_f \geq 0,2 \cdot D_s \quad (3.31)$$

$$y_f = (0,6 \dots 1,75) \cdot d_{A \max} \quad (3.32)$$

Eine weitere Gleichung zur Berechnung von Stoßhäufigkeiten in Prallmühlen nennt Rumpf [49, S. 130]. Für radial gestreckte Hämmer in der Ruheposition ist diese Formel auf den Hammerbrecher übertragbar (Abbildung 3.11).

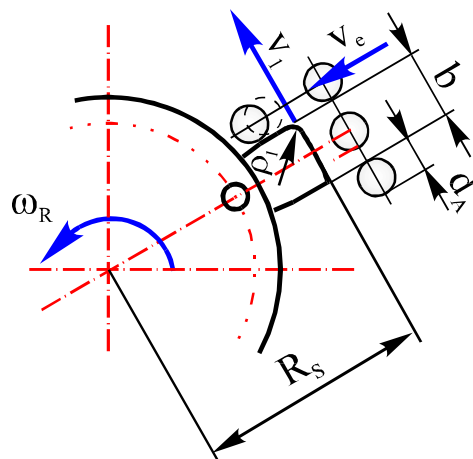


Abbildung 3.11: Wahrscheinlichkeit für Flächenstöße nach Rumpf

In diesem Berechnungsansatz wird zwar der Verschleißradius ρ_1 der vorauseilenden Hammerkante berücksichtigt, aber - wie bei Stieß - eine Änderung der Exzentrizität E_x von

Aufgabegutbrocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis nicht zugelassen. So lautet die Gleichung zur Berechnung der Wahrscheinlichkeit W_{Fl} für einen Flächenstoß nach Rumpf:

$$W_{Fl} = 1 - \frac{z_h}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{b + d_A + \left(\frac{d_A}{2} + \rho_1 \right) \cdot \frac{v_1}{v_e}}{R_s} \quad (3.33)$$

3.3.3 Brockeneindringtiefe

Die Brockeneindringtiefe s_e ist das radiale Maß, um welches ein Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis eindringt, bevor er von einem Hammer getroffen wird (Abbildung 3.8).

In der Abbildung 3.9 wird der Zusammenhang zwischen der Brockeneindringtiefe und der Primärstoßart deutlich. Die Brockeneindringtiefe beeinflusst die Position des Stoßpunktes y am Hammer (d. h. die Primärstoßart) und folglich den Betrag der Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung (Kapitel 3.3.1.3). Die Effektivität der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer ist, wie auch das Einzug- und Transportverhalten im Eintrittsbereich von Hammerbrechern (Abbildung 3.4), abhängig von diesem Parameter. Bei der Auswahl von Rotor- und Hammergeometrien ist daher darauf zu achten, die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Flächenstößen zu maximieren, das Auftreffen von Brocken auf dem Rotorgrundkörper (d. h. Rotorstöße) zu verhindern und die Gefahr des Abgleitens von Brocken über die Hammerkanten und -köpfe zu verringern. Höfl [20, S. 160] „normiert“ die Brockeneindringtiefe s_e auf die freie Hammerhöhe y_f (Abbildung 3.12) zur dimensionslosen Größe $s_{en} = s_e / y_f$. Nach Höfl ist für eine günstige Energieausnutzung bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer eine normierte Brockeneindringtiefe von $s_{en} = 0,6$ bis $0,9$ erwünscht.

Eine Beziehung zur Berechnung der maximal möglichen Brockeneindringtiefe s_e ergibt sich aus der Anwendung der Gleichung (3.30) von Stieß [65, S. 312]. Danach entspricht die maximal zur Verfügung stehende Eindringzeit t_e (d. h. die Schlagfolgezeit) derjenigen Zeit, die ein kugelförmiger Brocken für die Bewältigung der Eindringtiefe s_e benötigt, bevor er von einem Hammer getroffen wird:

$$t_e = \frac{s_e}{v_{es}} = \left[\frac{\pi \cdot D_S}{z_h} - (b + d_A) \right] \cdot \frac{1}{v_1} \quad (3.34)$$

$$s_e = \frac{v_{es}}{v_1} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_S - (b + d_A) \cdot z_h}{z_h} \right) \quad (3.35)$$

Dieselbe Gleichung nennt auch Höfl [20, S. 139] für eine punktförmige Aufgabegutmasse mit dem Durchmesser $d_A = 0$.

Die Anwendungsgrenzen der Berechnungsmodelle von Stieß und Höfl werden durch die in den Kapiteln 3.3.1.1 und 3.3.2 vorgestellten Annahmen und Voraussetzungen zur Beschreibung des Stoßes zwischen einem Hammer und einem Brocken festgelegt. Abweichend von diesen Vorgaben befindet sich bei diesen Modellen ein Hammer der Breite b in der radial gestreckten Ruheposition im oberen Totpunkt des Rotors. Des weiteren dringt im Modell von Stieß ein kugelförmiger Aufgabegutbrocken mit dem Durchmesser d_A immer unmittelbar hinter einem Hammer in den Brecherschlagkreis D_S ein. Verschiedene Aufgabegutzuführarten können mit beiden Modellen nicht berechnet werden, weil die Exzentrizität E_x eines Aufgabegutbrockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis konstant ist.

Schüler [58, S. 27 ff] entwickelt eine weitere Gleichung zur Berechnung der maximal möglichen Eindringtiefe s_e (Abbildung 3.12). Betrachtet wird hier das Eindringen eines Kornbandes in den Brecherschlagkreis D_S mit einer Exzentrizität von $E_x = b/2 + d_A/2$. Dieser Aufgabegutstrom setzt sich in vertikaler Richtung aus aneinanderliegenden kugelförmigen Einzelkörnern zusammen, deren Durchmesser d_A kleiner als die freie Hammerhöhe y_f ist. Der nacheilende Hammer "2" schlägt von diesem Kornband die Länge s_e ab. Die Eindringgeschwindigkeit v_{es} ist für die Dauer des Eindringvorganges konstant. Darüber hinaus gelten die im Kapitel 3.3.1.1 vorgestellten Annahmen zur Beschreibung des Stoßes zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken.

In der von Schüler abgeleiteten Gleichung zur Berechnung der maximalen Eindringtiefe s_e sind die Längenabmessungen in [mm], die Rotordrehzahl n_R in [1/s] und die Erdbeschleunigung g in [mm/s²] anzugeben:

$$s_e = \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n_R} \cdot \left(\frac{1}{z_h} - \frac{b + d_A}{2 \cdot R_S \cdot \pi} \right) + \frac{g}{2 \cdot n_R^2} \cdot \left(\frac{1}{z_h} - \frac{b + d_A}{2 \cdot R_S \cdot \pi} \right)^2 \quad (3.36)$$

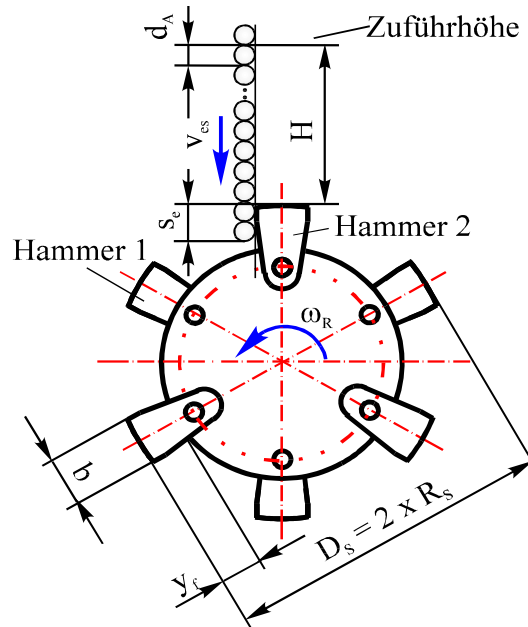


Abbildung 3.12: Maximale Brockeneindringtiefe nach Schüler

Dieses Modell eignet sich nicht zur Berechnung der maximalen Eindringtiefe s_e für Primärhammerbrecher, weil bei diesen Brechern die angegebenen Brockengrößen d_A durchschnittlich sehr viel größer sind als die freie Hammerhöhe y_f . Außerdem können unterschiedliche Aufgabegutzuführarten (Kapitel 3.2.3.1) mit variablen Exzentrizitäten E_X nicht berechnet werden.

3.3.4 Hammerkinematik

Ein wesentliches Ziel bei der Auslegung der Hammergeometrie und -masse ist die Minimierung der Hammererholzeiten (Kapitel 3.2.3.2). Parameter zur Charakterisierung von Hammerbewegungen sind die maximalen Auslenkungswinkel pendelnder Hämmer φ_1 , die Anzahl vollständiger Umschläge rotierender Hämmer und die zeitliche Änderung der relativen Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ (Kapitel 2).

Lewinsky [35, S. 607 f] beschreibt ein Berechnungsmodell zur Ermittlung von maximalen Hammerausrückungswinkeln φ_1 für stoßbeanspruchte Hämmer. Dabei befindet sich der betrachtete Hammer unmittelbar vor dem Stoß in der radial gestreckten Ruheposition im oberen Totpunkt des Rotors (Abbildung 3.12). Die Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_R sei vor, während und nach dem Stoß konstant.

Der Hammer lenkt aufgrund des Primärstoßes mit einem Aufgabegutbrocken um einen maximalen Winkel φ_1 entgegen der Rotordrehrichtung aus und vollzieht anschließend eine Pendelbewegung um seine radial gestreckte Position. Die maximale Hammerausrückung φ_1 wird dadurch verursacht, daß der Hammer beim Stoß mit einem Aufgabegutbrocken den Betrag ΔE_{kinh} von seiner kinetischen Energie abgibt. Dieser Energiebetrag entspricht der Energiedifferenz des Hammers zwischen seiner radial gestreckten Ruheposition vor dem Stoß und seiner Position zum Zeitpunkt der maximalen Auslenkung φ_1 . Während der Auslenkungsbewegung wird Reibenergie E_r durch Festkörperreibung zwischen dem Hammer und der Hammerachse umgewandelt. Ein weiterer Energiebetrag E_F ist zur Überwindung der Fliehkraft F_F des Hammers erforderlich.

Zur Berechnung der Reibenergie E_r wird die Hammerfliehkraft F_F in der radial gestreckten Ruheposition des Hammers als wirksame Normalkraft an der Hammerachse angenommen. Die Wirklinie der Hammerfliehkraft F_F verläuft durch den Hammerschwerpunkt "S" und den Rotormittelpunkt "P" (Abbildung 3.8). Die Gewichtskraft des Hammers G und der Strömungswiderstand F_W an der Hammerwirkfläche besitzen im Vergleich mit der Hammerfliehkraft F_F einen geringen Einfluß auf die Stärke der Hammerbewegungen und werden folglich nicht berücksichtigt.

Mit diesen Annahmen lautet der Energiesatz für einen beanspruchten Hammer wie folgt:

$$\Delta E_{\text{kinh}} = E_F + E_r \quad (3.37)$$

$$\frac{1}{2} \cdot J_h^{(P)} \cdot \Delta \omega_{\text{habs}}^2 = \int M_F \cdot d\varphi_1 + \int M_r \cdot d\varphi_1$$

$$\frac{1}{2} \cdot J_h^{(P)} \cdot \Delta \omega_{\text{habs}}^2 = \int F_F \cdot \sin \psi \cdot R \cdot d\varphi_1 + \int \mu \cdot F_F \cdot \frac{d}{2} \cdot d\varphi_1$$

$$\boxed{\frac{1}{2} \cdot J_h^{(P)} \cdot \Delta \omega_{\text{habs}}^2 = m_h \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot r_s \cdot R \cdot (1 - \cos \varphi_1) + \mu \cdot m_h \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot (R + r_s) \cdot \frac{d}{2} \cdot \varphi_1} \quad (3.38)$$

Für kleine Auslenkungswinkel $\varphi_1 < 37^\circ$ läßt sich mit einem Berechnungsfehler von etwa 1% folgende Näherung verwenden [19, S. 11]:

$$\cos \varphi_1 \approx 1 - \frac{\varphi_1^2}{2} \quad (3.39)$$

Für eine konstante Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2 = \omega_R$ wird so aus der Formel (3.38):

$$\frac{1}{2} \cdot J_h^{(P)} \cdot \Delta\omega_{\text{habs}}^2 = m_h \cdot \omega_R^2 \cdot r_s \cdot R \cdot \frac{\varphi_1^2}{2} + \mu \cdot m_h \cdot \omega_R^2 \cdot (R + r_s) \cdot \frac{d}{2} \cdot \varphi_1 \quad (3.40)$$

Mit Gleichung (3.38) bzw. (3.40) kann bei bekannter Änderung der absoluten Hammerwinkelgeschwindigkeit $\Delta\omega_{\text{habs}}$ der maximale Auslenkungswinkel φ_1 für einen Hammer berechnet werden. Beide Modelle gelten allerdings ausschließlich zur Berechnung der maximalen Auslenkungswinkel φ_1 für solche Hämmer, die infolge des Stoßes mit einem Aufgabegutbrocken um ihre radial gestreckte Position pendeln und nicht umschlagen.

Höfl und Stemme [22, S. 128] geben eine Differentialgleichung zur Bewegungsanalyse für einen stoßbeanspruchten Hammer an. Diese Gleichung basiert auf dem Momentengleichgewicht um die Hammerachse "0" (Abbildung 3.8). In dem zweidimensionalen Berechnungsansatz werden das Moment der Stoßkraft, das Massenträgheitsmoment des als Punktmasse betrachteten Hammers und das Fliehkraftmoment des Hammers um die Hammerachse „0“ berücksichtigt. Der Berechnungsansatz gilt für eine konstante Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_R , d. h. die Hammerbewegung besitzt keinen Einfluß auf die Rotorbewegung. Reibungseffekte und Strömungswiderstände am Hammer werden vernachlässigt. Dieser Ansatz bildet die Grundlage von weiterführenden Betrachtungen zur Berechnung der Hammerkinematik im Kapitel 5.

4 Spezifizierung der Aufgabenstellung

Die Analyse der im Kapitel 3 behandelten Grundlagen zur Funktion und zur Berechnung von Hammerbrechern hinsichtlich ihrer Geltungsbereiche und Anwendungsgrenzen liefert Forschungsschwerpunkte für weiterführende Laborversuche und Berechnungen an dem zu entwickelnden Modellhammerbrecher. Bei deren Festlegung ist die Aufgabenstellung (Kapitel 2) zu berücksichtigen. Eine weitere Hilfe bei der Erarbeitung von Ansätzen zur Erforschung der Betriebsweise von Hammerbrechern bietet die Abbildung 4.1, worin signifikante Einflußparameter bei der Aufgabegutzerkleinerung in Hammerbrechern dargestellt sind.

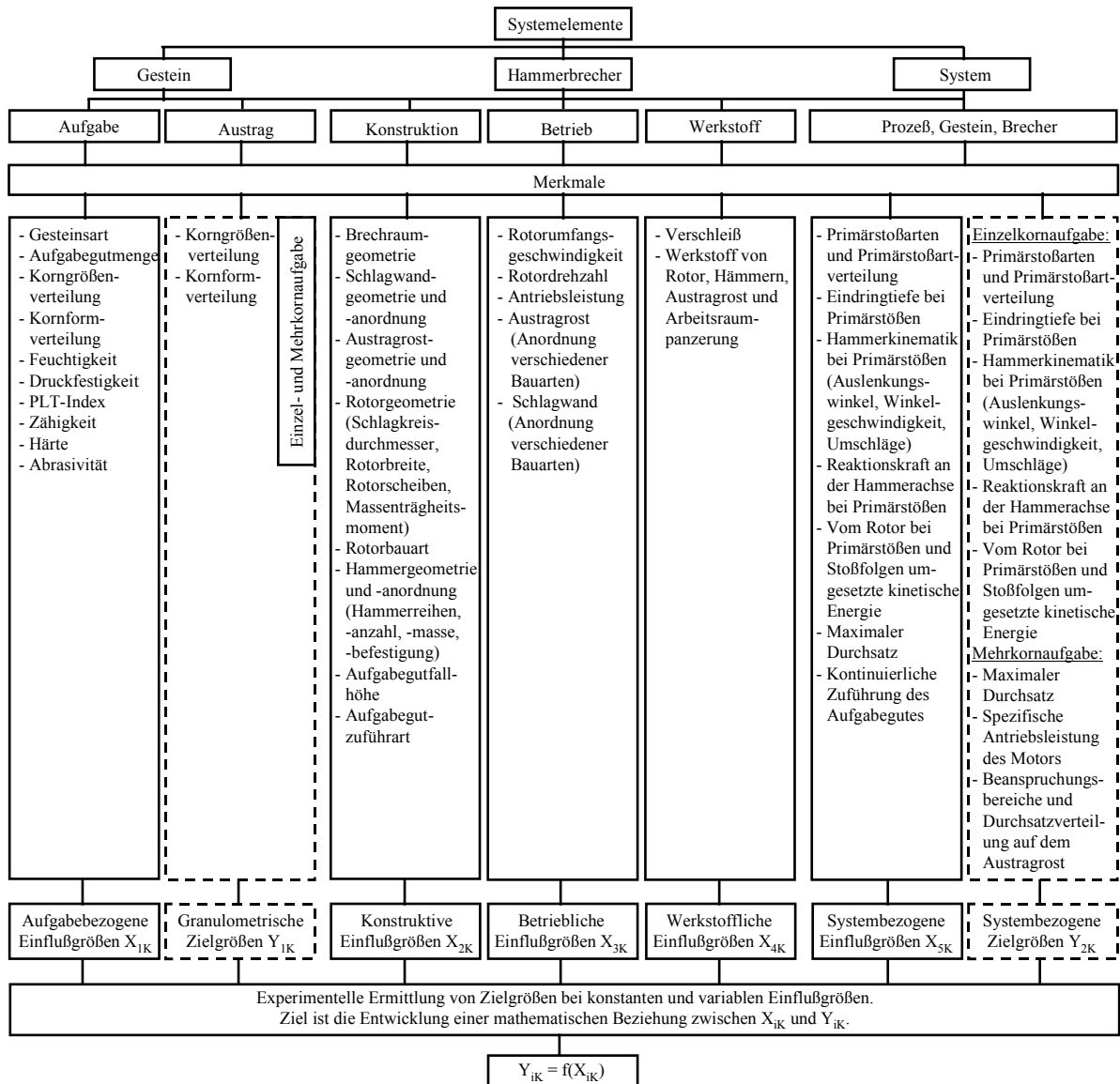


Abbildung 4.1: Einfluß- und Zielparameter bei der Zerkleinerung in Hammerbrechern

An dem Modellhammerbrecher wird eine Betriebspunktanalyse durchgeführt. Diese Analyse dient der Erforschung der Maschinenfunktionsweise im Brecherbetriebspunkt. Der Betriebspunkt der hier zu analysierenden Hammerbrecherbauart wird durch konstante Maschinenparameter und variable Gesteinsparameter charakterisiert (Anhang, A). Variable Gesteinsparameter sind die Gesteinsart, die Abmessungen der Aufgabegutbrocken, die Durchsatzmenge und die Korngrößen- und Kornformverteilung.

Abbildung 4.1 enthält gesteins- und systembezogene Zielparameter von experimentellen Untersuchungen an Hammerbrechern, geordnet nach der Einzel- und Mehrkornaufgabe. Bei der Einzelkornaufgabe wird dem Modellbrecher ein einzelner Aufgabegutbrocken mit festgelegter Masse und Form zugeführt. Dagegen beschreibt die Mehrkornaufgabe die Beaufschlagung des Brechers mit einem Korngemisch, das hinsichtlich seiner Festigkeit, Abrasivität sowie Korngrößen- und Kornformverteilung dem Schüttgut entspricht, welches der zu untersuchenden Hammerbrecherbauart üblicherweise zugeführt wird. Nach Schubert [57, S. 238] sind neben Versuchsergebnissen aus der Mehrkornaufgabe insbesondere auch Resultate aus der Einzelkornaufgabe für eine Modellierung und Verbesserung von Brechprozessen relevant, weil hierbei wesentlich Einkornschichten (d. h. einzelne, nebeneinander liegende Brocken) beansprucht werden.

Nachfolgend werden die Forschungsschwerpunkte beschrieben, die bei der Entwicklung von mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen und bei Laborversuchen an dem Modellhammerbrecher zu bearbeiten sind. Im Mittelpunkt der Untersuchungen stehen die Analyse des Einzug- und Transportverhaltens von Hammerbrechern im Eintrittsbereich (Abbildung 3.3, ①) und die Erforschung der Aufgabegutzerkleinerung in verschiedenen Bereichen des Brecherarbeitsraumes. Den Abschluß des Kapitels bildet die Beschreibung der Aufgabegutmaterialien, die für die Betriebspunktuntersuchung an dem Modellbrecher verwendet werden.

Entwicklung von mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen:

Die vorgestellten Berechnungsparameter beeinflussen das Einzug- und Transportverhalten sowie die Effektivität der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich von Hammerbrechern (Abbildung 3.3, ①). Ihre Ermittlung dient der funk-

tionsgerechten Gestaltung von Hammerbrechern. Gesucht sind Berechnungsmodelle, in denen insbesondere die Aufgabegutgröße und der Ort der Aufgabegutzuführung als Einflußparameter berücksichtigt werden. Die Berechnungsmodelle gelten für Primärstöße zwischen einem einzelnen Aufgabegutbrocken und einem Hammer (Kapitel 3.2.1). Sie beschreiben daher explizit die geometrischen Eindring- und Stoßverhältnisse bei der Einzelkornzerkleinerung (Kapitel 3.3):

1. Typische Primärstoßarten und entsprechende Stoßartwahrscheinlichkeiten.
2. Brockeneindringtiefe bei Primärstößen.
3. Hammerbewegungen aufgrund von Primärstößen.
4. Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche (Abbildung 3.4) in Rotorumfangsrichtung.

Laborversuche am Modellhammerbrecher:

Gesucht ist ein Funktionsmodell zur Darstellung des Zerkleinerungsvorganges in der zu analysierenden Hammerbrecherbauart A) (Kapitel 1). Wesentlicher Bestandteil ist die quantitative Beschreibung der Zerkleinerungswirkung solcher Hammerbrecher innerhalb festgelegter Brecherarbeitsraumbereiche. Dazu muß die Aufgabegutzerkleinerung in verschiedenen Arbeitsraumbereichen (Abbildung 3.3) des Modellhammerbrechers separat analysiert werden.

In Abhängigkeit von der Meßaufgabe wird der Modellhammerbrecher mit einem einzelnen Aufgabegutbrocken oder einem charakteristischen Korngemisch beschickt und in verschiedenen Konfigurationen betrieben. Deshalb werden Forschungsschwerpunkte für Laborversuche für die Einzel- und Mehrkornaufgabe getrennt beschrieben:

Im Rahmen der Einzelkornaufgabe werden die Funktionsweise des Modellhammerbrechers im Eintrittsbereich (Abbildung 3.3) und der sogenannte Walzenbrechereffekt (Kapitel 7.3) untersucht. Die Analyse des Brechereintrittsbereiches dient der Beschreibung des Einzug- und Transportverhaltens von Hammerbrechern der zu untersuchenden Bauart und der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer. Daneben lassen sich anhand von Versuchsergebnissen Gültigkeit und Genauigkeit der vorgestellten Berechnungsmodelle prüfen. Wesentliches Ziel der Analyse des Walzenbrechereffektes ist die Beschreibung des Einziehvorganges von einzelnen Brocken in den sich verengenden Spalt zwischen dem Rotorgrundkörper und der Schlagwand ohne die Einwirkung von Hämmern (Abbildung

3.2). Die Einzelkornaufgabe ist für die genannten Versuche günstig, weil sich dadurch Primärstöße (Kapitel 3.2.1) verwirklichen lassen. Meßwerte können damit eindeutig der Wechselwirkung zwischen einem einzelnen Aufgabegutbrocken und einem Hammer zugeordnet werden.

Demgegenüber dient die Mehrkornaufgabe der Analyse des Zerkleinerungsvorganges im Schlagwandbereich des Modellhammerbrechers. Zudem wird die Gesamtzerkleinerung im Modellhammerbrecher einschließlich der Brechgutzerkleinerung auf dem Austragsrost untersucht. Die Mehrkornaufgabe ist für diese Versuche geeignet, weil dadurch die Zerkleinerungsverhältnisse im Originalbrecher wesentlich nachgebildet werden. Auch wird im Gegensatz zur Einzelkornaufgabe die gesamte Rotorbreite für die Zerkleinerung und den Transport des Gesteins genutzt.

Einzelkornaufgabe - Analyse des Eintrittsbereiches:

1. Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl vor, während und nach Primärstößen.

Hieraus abgeleitete Meßgrößen sind der zeitliche Verlauf der an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung wirkenden Primärstoßkraft, die vom Rotor beim Primärstoß umgewandelte kinetische Energie (d. h. die Primärstoßenergie) und die während einer Stoßfolge umgewandelte kinetische Energie des Rotors (d. h. die Rotationsenergie). Eine Stoßfolge umfaßt die Summe der Stöße zwischen dem erstmaligen Eintritt eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis und dem Austritt des Brechgutes aus dem Brecherschlagkreis.

2. Ermittlung typischer Primärstoßarten und entsprechender Stoßartwahrscheinlichkeiten.

Zu bestimmen sind außerdem die Brockeneindringtiefen.

3. Untersuchung der Hammerbewegungen aufgrund von Primärstößen.

Meßgrößen sind die maximalen Auslenkungswinkel von stoßbeanspruchten Hämmern, die lediglich um ihre radial gestreckte Ruheposition pendeln sowie die Anzahl vollständiger Umschläge von rotierenden Hämmern (Kapitel 3.2.1).

4. Ermittlung des Zerkleinerungsergebnisses für die Wechselwirkung zwischen einem erstmalig in den Schlagkreis des Brechers eindringenden Aufgabegutbrocken und den dabei beanspruchten Hämmern.

Zielgrößen sind Parameter von Korngrößenverteilungen und der Zerkleinerungsgrad.

Einzelkornaufgabe - Analyse des Walzenbrechereffektes:

Zu ermitteln ist das Zerkleinerungsergebnis für den Fall, daß ein Aufgabegutbrocken durch die Rotordrehung ohne Einwirkung von Hämmern in den sich verengenden Spalt zwischen Rotorgrundkörper und Schlagwand eingezogen wird (s. Einzelkornaufgabe - Analyse des Eintrittsbereiches).

Mehrkornaufgabe - Gesamtzerkleinerung und Zerkleinerung im Schlagwandbereich:

1. Ermittlung des Zerkleinerungsergebnisses für den Betrieb des Modellhammerbrechers mit montierter Schlag- und Prallwand, mit Hämmern und ohne Austragsrost.

Die Untersuchungen dienen der Beurteilung der Zerkleinerungswirkung des Modellhammerbrechers im Schlagwandbereich. Wesentliche Zielgrößen sind Parameter von Korngrößenverteilungen und der Zerkleinerungsgrad.

2. Ermittlung des Zerkleinerungsergebnisses für den Betrieb des Modellhammerbrechers mit montierter Schlag- und Prallwand, mit Hämmern und Austragsrost.

Die Untersuchungen dienen der Beurteilung der Gesamtzerkleinerung im Modellhammerbrecher. Wesentliche Zielgrößen sind Parameter von Korngrößenverteilungen und der Zerkleinerungsgrad.

3. Ermittlung der Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost während der Zerkleinerung des Aufgabegutes.

Zielgröße ist die Brechgutmasse, welche während des Meßzeitraumes auf verschiedenen Rostabschnitten durch den Austragsrost ausgetragen wird.

4. Ermittlung der zeitlichen Änderung der elektrischen Antriebsleistung des Brechermotors während der Aufgabegutzerkleinerung.

Gesucht ist die spezifische Antriebsleistung des Modellhammerbrechers. Hierbei wird das arithmetische Mittel der Antriebsleistung auf den während des Meßzeitraumes durchgesetzten Massenstrom bezogen.

Aufgabegutmaterial für Laborversuche am Modellhammerbrecher:

Die Betriebspunktanalyse am Modellhammerbrecher wird mit zwei unterschiedlichen Kalksteinarten durchgeführt. Beide Gesteine lassen sich hinsichtlich der nachstehend aufgezählten Klassifizierungskriterien in "kritisch" und "unkritisch" einteilen (Anhang, C):

- Verschleiß an den Hämmern und am Austragsrost aufgrund der Zerkleinerung.
- Druckfestigkeit und Bruchzähigkeit des aufgegebenen Gesteins.
- Maximale Abmessungen der Aufgabegutbrocken, je Zeiteinheit zugeführte Aufgabegutmasse und Korngrößenverteilung des Aufgabegutes.
- Mineralogische Zusammensetzung des aufgegebenen Gesteins.
- Erfahrungen von Herstellern und Anwendern über das Betriebsverhalten von Brechern bei der Aufgabegutzerkleinerung.

Hiernach werden als "kritisches Aufgabegut" der Mergel (blauer Gault) aus der Schweiz und als "unkritisches Aufgabegut" der Kalkstein aus Sachsen-Anhalt ausgewählt (Anhang C).

Im Anschluß an die Beschreibung von weiterführenden mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen im Kapitel 5 wird im Kapitel 6 der Modellhammerbrecher mit den verwendeten Meßverfahren und -einrichtungen vorgestellt.

5 Mathematisch-physikalische Berechnungsmodelle

Die folgenden Abschnitte beinhalten weiterführende mathematisch-physikalische Modelle zur Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten, der Brockeneindringtiefe, der Hammerkinematik und der Stoßkraft. Eine detaillierte Erklärung dieser Begriffe erfolgt in den entsprechenden Abschnitten des Kapitels 3.3. Wie bei der Spezifizierung der Aufgabenstellung im Kapitel 4 beschrieben, werden diesbezüglich das erstmalige Eindringen eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis sowie die primäre Wechselwirkung dieses Brockens mit einem radial gestreckten Hammer untersucht.

5.1 Stoßartwahrscheinlichkeiten

In der Abbildung 5.1 sind jene Eindring- und Stoßverhältnisse dargestellt, die bei der Entwicklung eines weiterführenden mathematisch-physikalischen Berechnungsmodelles zur Ermittlung von Stoßartwahrscheinlichkeiten vorausgesetzt werden.

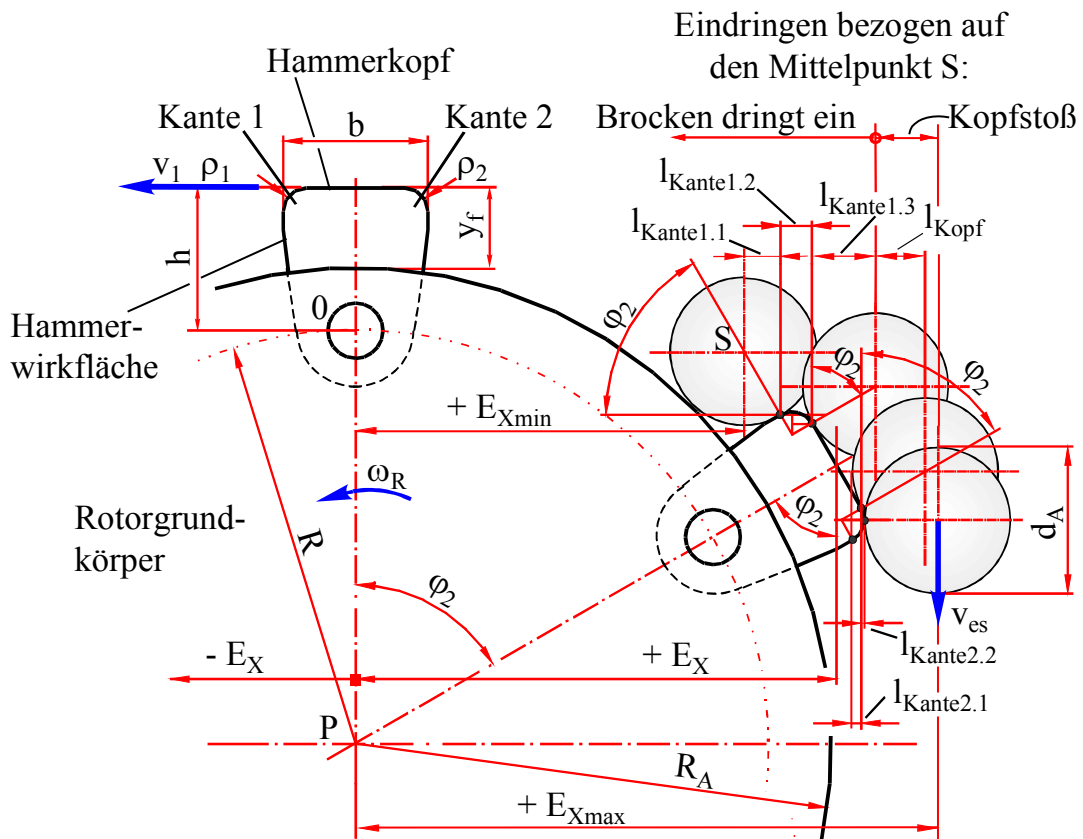


Abbildung 5.1: Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten

Betrachtet wird die Zuführung eines einzelnen kugelförmigen Aufgabegutbrockens mit dem Durchmesser $d_A = 2 \cdot r_A$ (Abbildung 5.1). Der Zuführort dieses Brockens wird durch die Exzentrizität E_x festgelegt. Für die zentrische Zuführung gilt der Wert $E_x = 0$. Dagegen beschreibt eine Exzentrizität E_x im Intervall von $(R + h + d_A/2) > E_x > 0$ den Schultereinlauf bzw. die horizontale Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite. Die abgeleiteten Gleichungen sind aber bei geometrischer Symmetrie des Systems "Rotor-Hammer-Aufgabegutbrocken" bezüglich der vertikalen Rotormittelebene auch für den Schultereinlauf auf der absteigenden Rotorseite anwendbar. Der Positionswinkel φ_2 eines stoßbeanspruchten Hammers wird gleichfalls durch die Exzentrizität E_x vorgegeben. Die folgende Gleichung gilt für das Intervall $0 \leq E_x \leq R + h$:

$$\varphi_2 = \arcsin\left(\frac{E_x}{R + h}\right). \quad (5.1)$$

Der Winkel φ_2 stellt einen Mittelwert dar, weil das Eindringen eines Brockens im Intervall von $E_{x\min}$ bis $E_{x\max}$ untersucht wird (Abbildung 5.1). Demzufolge handelt es sich auch bei den berechneten Stoßartwahrscheinlichkeiten um Mittelwerte. Beim erstmaligen Eindringen eines Brockens in den Schlagkreis des Brechers können folgende Ereignisse auftreten:

- 1) Der Kontakt zwischen einem Brocken und einem Hammer ohne Beanspruchung der Hammerwirkfläche. Hierbei fällt der Brocken auf den Hammerkopf oder auf die mit dem Radius ρ_2 bezeichnete nacheilende Hammerkante "2".
- 2) Beim Kantenstoß dringt ein Brocken in den Schlagkreis des Brechers ein und wird von der mit dem Radius ρ_1 bezeichneten voreilenden Hammerkante "1" getroffen.
- 3) Der Aufgabegutbrocken dringt ohne Hammerberührung in den Brecherschlagkreis ein. Anschließend wird er von der Wirkfläche eines Hammers getroffen. Möglich ist auch das Auftreffen des Brockens auf dem Rotorgrundkörper.

Gesucht ist ein Modell zur Berechnung von Stoßartwahrscheinlichkeiten, welches speziell die Zuführart des Aufgabegutes und die Abmessungen des zugeführten Brockens berücksichtigt. Die Anwendung des Modells soll die Optimierung der Wahrscheinlichkeit für das Eindringen von einzelnen Brocken in den Brecherschlagkreis vornehmlich durch die gezielte Gestaltung von Rotor- und Hammergeometrien unterstützen (Kapitel 3.3.2).

Zur Berechnung der vertikalen Eindringgeschwindigkeit v_{es} eines Brockens in den Schlagkreis des Brechers wird der freie Fall aus der Höhe H (Abbildung 5.2) ohne Berücksichti-

gung des Strömungswiderstandes angenommen. Nach Stieß [65, S. 310] ist bei Brocken mit einer Größe von $d_A > 1$ mm der Einfluß des Strömungswiderstandes auf ihre Bewegung beim Eindringen in den Brecherschlagkreis vernachlässigbar gering.

Allgemein läßt sich die mittlere Wahrscheinlichkeit $W_{\text{stoß}}$ für eine beliebige Primärstoßart mit der Gleichung (5.2) berechnen. Hierin ist $A_{\text{stoß}}$ die in Richtung der vertikalen Eindringgeschwindigkeit v_{es} projizierte mittlere Hammerfläche, die beim Stoß von einem einzelnen Brocken getroffen wird. Der Parameter A_U bezeichnet die Projektion der Rotormantelfläche am Schlagkreis in Richtung der vertikalen Eindringgeschwindigkeit v_{es} . Alternativ anwendbar ist auch der Quotient aus der Zeit $t_{\text{stoß}}$, die ein bestimmter Punkt am Hammerkopf für das Zurücklegen einer bestimmten bogenförmigen Stoßweglänge am Schlagkreisumfang benötigt, und der Zeit für eine Rotorumdrehung t_U :

$$W_{\text{Stoß}} = \frac{A_{\text{Stoß}}}{A_U} = \frac{l_{\text{Stoß}} \cdot t_h}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2 \cdot t_h} = \frac{l_{\text{Stoß}}}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2} = \frac{t_{\text{Stoß}}}{t_U} \quad (5.2)$$

Für den Winkel $\varphi_2 \geq 90^\circ$ und $E_x \geq (R + h + d_A/2)$ ist diese Gleichung nicht zutreffend. In dieser Situation fällt ein Brocken ohne Hammerberührung seitlich am Rotor vorbei. Die Summe der oben beschriebenen Wahrscheinlichkeiten 1) bis 3) für Kopfstöße W_{Kopf} , Kantenstöße $W_{\text{kante1,2}}$ und das Eindringen eines Brockens in den Brecherschlagkreis ohne Hammerberührung W_{ein} muß den Wert 1 ergeben:

$$1 = W_{\text{Kopf}} + W_{\text{kante1}} + W_{\text{kante2}} + W_{\text{ein}} \quad (5.3)$$

Unter Verwendung der Gleichung (5.2) gilt für die Berechnung der Wahrscheinlichkeit W_{kopf} für das Auftreten eines Kopfstoßes die Beziehung:

$$W_{\text{Kopf}} = \frac{A_{\text{Kopf}}}{A_U} = \frac{z_h \cdot l_{\text{Kopf}} \cdot t_h}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2 \cdot t_h} = \frac{z_h \cdot (b - \rho_1 - \rho_2) \cdot \cos \varphi_2}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2} \quad (5.4)$$

$$\boxed{W_{\text{Kopf}} = \frac{z_h \cdot (b - \rho_1 - \rho_2)}{\pi \cdot D_s}} \quad (5.5)$$

Dementsprechend lautet die Gleichung zur Berechnung der Wahrscheinlichkeit W_{kante1} für einen Stoß mit der vorseilenden Hammerkante ρ_1 :

$$W_{\text{Kante1}} = \frac{A_{\text{Kante1}}}{A_U} = \frac{z_h \cdot (l_{\text{Kante1.1}} + l_{\text{Kante1.2}} + l_{\text{Kante1.3}}) \cdot t_h}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2 \cdot t_h} \quad (5.6)$$

$$W_{\text{Kante1}} = \frac{z_h \cdot \left(\frac{d_A}{2} \cdot \cos \varphi_2 + \rho_1 \cdot \cos \varphi_2 + \rho_1 \cdot \sin \varphi_2 + \frac{d_A}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right)}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2}$$

$$W_{\text{Kante1}} = \frac{z_h \cdot \left[(\sin \varphi_2 + \cos \varphi_2) \cdot \left(\frac{d_A}{2} + \rho_1 \right) \right]}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2} \quad (5.7)$$

Sinngemäß ergibt sich die Gleichung zur Berechnung der Wahrscheinlichkeit W_{kante2} für einen Stoß mit der nacheilenden Hammerkante ρ_2 :

$$W_{\text{Kante2}} = \frac{A_{\text{Kante2}}}{A_U} = \frac{z_h \cdot (l_{\text{Kante2.1}} + l_{\text{Kante2.2}}) \cdot t_h}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2 \cdot t_h} \quad (5.8)$$

$$W_{\text{Kante2}} = \frac{z_h \cdot \left(\left(\frac{d_A}{2} - \frac{d_A}{2} \cdot \sin \varphi_2 \right) + (\rho_2 - \rho_2 \cdot \sin \varphi_2) \right)}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2}$$

$$W_{\text{Kante2}} = \frac{z_h \cdot \left[\left(\frac{d_A}{2} + \rho_2 \right) \cdot (1 - \sin \varphi_2) \right]}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2} \quad (5.9)$$

Durch das Einsetzen der Gleichungen (5.5), (5.7) und (5.9) in die Gleichung (5.3) wird die Beziehung zur Berechnung der Eindringwahrscheinlichkeit W_{ein} ermittelt:

$$W_{\text{ein}} = 1 - \frac{z_h}{\pi \cdot D_s \cdot \cos \varphi_2} \cdot \left[(b - \rho_1 - \rho_2) \cdot \cos \varphi_2 + (\sin \varphi_2 + \cos \varphi_2) \cdot \left(\frac{d_A}{2} + \rho_1 \right) + (1 - \sin \varphi_2) \cdot \left(\frac{d_A}{2} + \rho_2 \right) \right] \quad (5.10)$$

Der Parameter W_{ein} beinhaltet die einzelnen Wahrscheinlichkeiten für das Auftreten von Flächen- und Rotorstößen. Die Gesamtwahrscheinlichkeit W_{einges} für das Eindringen eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis ergibt sich schließlich aus der Summe der Einzelwahrscheinlichkeiten für Kantenstöße W_{kante1} nach der Gleichung (5.7) und für das Eindringen W_{ein} nach der Gleichung (5.10):

$$\boxed{W_{\text{einges}} = W_{\text{kante1}} + W_{\text{ein}}} \quad (5.11)$$

Die Summe der Einzelwahrscheinlichkeiten für Kopfstöße W_{kopf} nach der Gleichung (5.5) und Kantenstöße W_{kante2} nach der Gleichung (5.9) ist die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten unerwünschter Stoßarten $W_{\text{unerwünscht}}$:

$$\boxed{W_{\text{unerwünscht}} = W_{\text{kopf}} + W_{\text{kante2}}} \quad (5.12)$$

Kugelförmige Aufgabegutbrocken, deren Radius r_A größer ist als die freie Hammerhöhe y_f , verursachen naturgemäß immer Kanten-, Kopf- oder Rotorstöße. Flächenstöße treten nur dann auf, wenn die folgende Bedingung erfüllt ist:

$$\frac{d_A}{2} = r_A \leq y_f = R + h - R_A \quad (5.13)$$

Im Gegensatz zu den im Kapitel 3.3 beschriebenen Berechnungsgrundlagen berücksichtigt dieses Berechnungsmodell die Exzentrizität E_x eines Brockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis. Es ermöglicht somit die Bestimmung von Stoßartwahrscheinlichkeiten bei unterschiedlichen Aufgabegutzuführarten in Abhängigkeit von der Brockengröße. Zur Unterscheidung von Kanten-, Flächen- und Rotorstößen muß aber zusätzlich die Brockeneindringtiefe s_e ermittelt werden (Kapitel 5.2).

5.2 Brockeneindringtiefe

Gesucht ist ein Ansatz zur Berechnung der maximal möglichen Eindringtiefe s_e eines Aufgabegutbrockens in den Schlagkreis eines Hammerbrechers. Darin sollen insbesondere die Aufgabegutzuführart (Kapitel 3.2.3.1) und die Aufgabegutgröße berücksichtigt werden. Die Anwendung des Modells soll die Optimierung der Brockeneindringtiefe vornehmlich durch die Gestaltung von Rotor- und Hammergeometrien (Kapitel 3.3.3) unterstützen. Die Abbildung 5.2 veranschaulicht die hierbei vorausgesetzten Verhältnisse beim erstmaligen Eindringen eines kugelförmigen Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis.

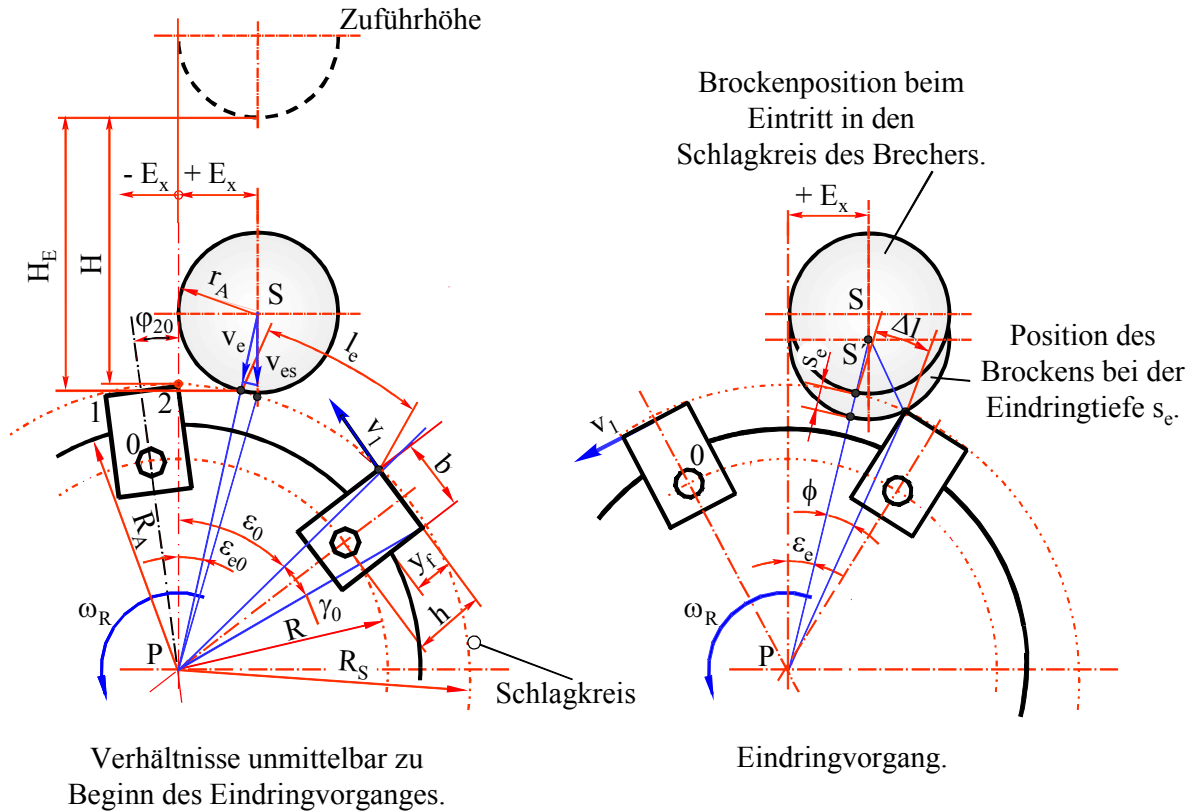


Abbildung 5.2: Berechnung der Brockeneindringtiefe

Es wird vorausgesetzt, daß der Hammerbrecher über unverschlossene Hämmer mit den Radien $\rho_1 = \rho_2 = 0$ an den vor- und nacheilenden Hammerkanten 1 und 2 verfügt.

Die Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2 = \omega_R$ ist konstant und die Hämmer befinden sich in ihren radial gestreckten Ruhepositionen.

Ein einzelner Aufgabegutbrocken dringt direkt hinter einem Hammer zentrisch mit $E_x = 0$ oder exzentrisch mit $E_x \neq 0$ in den Brecherschlagkreis ein. Die Position dieses Hammers zu Beginn des Eindringvorganges ist nicht veränderlich und wird - wie in der Abbildung 5.2 dargestellt - durch den Winkel φ_{20} festgelegt:

$$\varphi_{20} = \arcsin\left(\frac{b}{2 \cdot R_S}\right) = \frac{\gamma_0}{2} \quad (5.14)$$

Neben der Hammerposition zu Beginn des Eindringvorganges wird die Exzentrizität E_x des Aufgabegutbrockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis vorgegeben. Übersteigt diese Größe ein zulässiges Maß $E_{x(zul)}$, so fällt der Brocken auf den nachfolgenden Hammer und dringt dort in den Brecherschlagkreis ein. Bei der exzentrischen Aufgabegutzuführung

wird die Fallhöhe H_E zur Berechnung der Eindringgeschwindigkeit v_{es} verwendet. Dagegen ist bei der zentrischen Zuführung die Höhe H_E durch die Höhe H zu ersetzen.

Die nachfolgend entwickelten Gleichungen zur Berechnung der maximal möglichen Brockeneindringtiefe sind anwendbar zur analytischen Beschreibung von Primärstoßarten mit einer Wahrscheinlichkeit von $0 < W_{einges} \leq 1$ (Gleichung (5.11)). Darüber hinaus gelten die Voraussetzungen zur Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten (Kapitel 5.1).

Ein Brocken fällt an der Rotorseite ohne Hammerberührung herab (d. h. der Brocken kann nicht in den Schlagkreis des Brechers eindringen), wenn für den horizontalen Versatz die folgende Gleichung gilt:

$$E_x \geq R + h + r_A \quad (5.15)$$

Der Winkel ε_0 beschreibt die lichte Bogenlänge zwischen zwei benachbarten Hämmern am Schlagkreis. Der Parameter z_h gibt die Anzahl der Hämmer am Rotorumfang an:

$$\varepsilon_0 = \frac{360^\circ}{z_h} - \gamma_0 = \frac{360^\circ}{z_h} - 2 \cdot \arcsin \left[\frac{b}{R_s \cdot 2} \right] \quad (5.16)$$

Die Gleichung zur Berechnung der maximalen Brockeneindringtiefe s_e lautet unter Annahme des freien Falles ohne Berücksichtigung des Strömungswiderstandes am Brocken:

$$s_e = \left(v_{es} \cdot t_e + g \cdot \frac{t_e^2}{2} \right) \cdot \cos \varepsilon_{e0} \quad (5.17)$$

Hilfsgrößen sind bei gegebener Brockenfallhöhe H und Exzentrizität E_x der Winkel ε_{e0} , die korrigierte Brockenfallhöhe H_E und die vertikale Eindringgeschwindigkeit v_{es} :

$$\varepsilon_{e0} = \arcsin \left(\frac{E_x}{R_s + r_A} \right) \quad (5.18)$$

$$H_E = H + R_s \cdot (1 - \cos \varepsilon_{e0}) \quad (5.19)$$

$$v_{es} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_E} \quad (5.20)$$

In der Gleichung (5.17) ist t_e die Zeit, welche einem Brocken für das Eindringen in den Brecherschlagkreis zur Verfügung steht, bevor er vom nacheilenden Hammer getroffen wird. Zur Berechnung dieser Zeit ist die Ermittlung der lichten Bogenlänge l_e zwischen dem erstmaligen Berührungspunkt eines Brockens am Schlagkreis und der Hammerkante 1 des nacheilenden Hammers erforderlich. Ferner muß dazu die Bogenlänge Δl bestimmt werden, die ein Brocken beim Eindringen in der Zeit t_e aus dem Brecherschlagkreis schneidet. In erster Näherung ergibt sich aus der Differenz der Bogenlängen l_e und Δl die Bogenlänge l_f , welche die Kante 1 des nacheilenden Hammers vom Eindringbeginn eines Brockens bis zum Stoß mit diesem Brocken in der Zeit t_e am Brecherschlagkreis zurücklegt:

$$t_e = \frac{l_f}{v_1} = \frac{l_e - \Delta l}{v_1} \quad (5.21)$$

Im Gegensatz zur zentrischen Aufgabegutzuführung reduziert sich bei einer exzentrischen Zuführung mit $E_x > 0$ die lichte Bogenlänge l_e zwischen zwei aufeinanderfolgenden Häm- mern um die Bogenlänge \hat{E}_x . Damit lautet die Gleichung zur Berechnung der lichten Bogenlänge l_e :

$$l_e = \left(\frac{\pi \cdot D_s}{z_h} - b_1 \right) - \hat{E}_x = \left(\frac{\pi \cdot D_s}{z_h} - \frac{\pi \cdot D_s \cdot \gamma_0}{360^\circ} \right) - \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_{e0}}{360^\circ} \quad (5.22)$$

$$l_e = \frac{\pi \cdot D_s}{z_h} \cdot \left(1 - \frac{z_h}{360^\circ} \cdot [\gamma_0 + \varepsilon_{e0}] \right) \quad (5.23)$$

Hierin ist b_1 jene Bogenlänge, die ein radial gestreckter Hammer der Breite b in der Ruhe- position aus dem Brecherschlagkreis herauschneidet.

Der Hilfswinkel ϕ dient der Ermittlung der Bogenlänge Δl und wird hier mit Hilfe des Cosinussatzes berechnet. In Wirklichkeit vergrößert sich beim Eindringen eines Brockens der Winkel ϕ um die Differenz $(\varepsilon_e - \varepsilon_{e0})$. Die daraus resultierende Zunahme der Bogenlänge Δl ist gegenüber den übrigen Bogenlängen aber vernachlässigbar gering.

$$\phi = \arccos \left[\frac{R_s^2 + (R_s + r_A - s_e)^2 - r_A^2}{2 \cdot R_s \cdot (R_s + r_A - s_e)} \right] \quad (5.24)$$

$$\Delta l = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \phi}{360^\circ} \quad (5.25)$$

Mit den Gleichungen (5.23) bis (5.25) läßt sich die Eindringzeit t_e nach der Gleichung (5.21) in der folgenden Form schreiben:

$$t_e = \frac{\frac{\pi \cdot D_s}{z_h} \cdot \left(1 - \frac{z_h}{360^\circ} \cdot [\gamma_0 + \varepsilon_{e0}] \right) - \frac{\pi \cdot D_s \cdot \phi}{360^\circ}}{v_1} \quad (5.26)$$

$$t_e = \frac{\frac{\pi \cdot D_s}{z_h} \cdot \left[1 - \frac{z_h}{360^\circ} \cdot \left[2 \cdot \arcsin\left(\frac{b}{R_s \cdot 2}\right) + \arcsin\left(\frac{E_x}{R_s + r_A}\right) + \arccos\left(\frac{R_s^2 + (R_s + r_A - s_e)^2 - r_A^2}{2 \cdot R_s \cdot (R_s + r_A - s_e)}\right) \right] \right]}{v_1} \quad (5.27)$$

Eine weitere Formel zur Ermittlung der Eindringzeit t_e ergibt sich aus der Gleichung (5.17):

$$t_e = \pm \sqrt{\frac{2 \cdot s_e}{g \cdot \cos \varepsilon_{e0}} + \left(\frac{v_{es}}{g}\right)^2} - \frac{v_{es}}{g} \quad (5.28)$$

Durch den Vergleich der Beziehungen (5.27) und (5.28) ergibt sich die maximal mögliche Brockeneindringtiefe s_e .

In der vorliegenden Form gilt dieses Gleichungssystem für die Berechnung der maximalen Brockeneindringtiefe bei vertikaler Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite und bei zentrischer Zuführung. Beim Schultereinlauf über eine geneigte Schurre sowie bei der horizontalen Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite ist die vertikale Eindringgeschwindigkeit v_{es} des Aufgabegutbrockens in der Gleichung (5.28) zu ermitteln. Dieses Berechnungsmodell dient der Berechnung von Stoßartwahrscheinlichkeiten für jene Ereignisse, bei denen ein Brocken mit der Wahrscheinlichkeit W_{einges} (Gleichung (5.11)) in den Brecherschlagkreis eindringt.

Eine Kennzahl K_5 dient der Beurteilung der Eindringverhältnisse für verschiedene Aufgabegutbrockengrößen d_A :

$$K_5 = \frac{s_e}{d_A/2} \quad (5.29)$$

Bei $K_5 = 0$ wird das Aufgabegut nicht in den Schlagkreis des Brechers eingezogen. Dies trifft zu bei allen Kopfstößen. Dagegen fällt bei $K_5 \geq 1$ das Aufgabegut auf den Rotorgrundkörper und verursacht dort einen Rotorstoß. In den übrigen Fällen liegen Kanten- oder Flächenstöße vor.

5.3 Hammerkinematik

Im Kapitel 3.3.4 werden der maximale Auslenkungswinkel φ_1 eines um seine radiale Ruheposition pendelnden Hammers, die Anzahl vollständiger Umschläge eines rotierenden Hammers und der zeitliche Verlauf der relativen Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ als wichtige Parameter zur analytischen Beschreibung von Hammerbewegungen genannt (Abbildung 5.3).

Bei der Entwicklung eines mathematisch-physikalischen Modells zur Berechnung dieser Parameter können zwei Ansätze herangezogen werden. Einerseits besteht die Möglichkeit, den Rotorgrundkörper und die Hämmer mit den wirkenden Kräften und Momenten zu betrachten. Andererseits läßt sich ein Berechnungsmodell durch die Anwendung des Energieansatzes auf das Gesamtsystem "Rotorgrundkörper-Hämmer-Aufgabegutbrocken" entwickeln. Verwendet wird hier der Kraft- und Momentenansatz, weil diese Lösung die Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche als Systemerreger unmittelbar berücksichtigt.

Das mathematisch-physikalische Berechnungsmodell muß jenen Prallbeanspruchungsfall berücksichtigen, bei dem die Parameter zur Beschreibung von Hammerbewegungen maximale Werte annehmen. Dieses Ereignis liegt vor, wenn ein Aufgabegutbrocken mit der Exzentrizität $+E_x$ auf der aufsteigenden Rotorseite im freien Fall aus der Höhe H_E vertikal in den Brecherschlagkreis eindringt (Abbildung 5.2). Ein so beanspruchter Hammer befindet sich in seiner radial gestreckten Position und bewegt sich zu Beginn des Primärstoßes mit der relativen Anfangswinkelgeschwindigkeit $-\dot{\varphi}_{10}$ in Richtung der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$. Insofern kann mit dem entwickelten Berechnungsmodell die Hammerkinematik für Kanten-, Flächen- und Eckstöße (Kapitel 5.1) untersucht werden. Eck-

stöße sind jene Stöße, bei denen Hammer- und Rotorstöße nicht eindeutig voneinander unterschieden werden können (Kapitel 7.1.1).

Einen Einfluß auf die Rotor- und Hammerbewegungen haben neben der Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche (d. h. der Erregerkraft) und der Lage des Stoßpunktes am Hammer auch Rotorwellendurchbiegungen aufgrund des Stoßes sowie infolge von Schwer- und Unwuchtkräften. Im Vergleich mit der Primärstoßkraft ist dieser Einfluß aber gering und wird hier nicht berücksichtigt.

Das betrachtete Mehrmassensystem, bestehend aus dem Rotorgrundkörper und den daran gelenkig befestigten Hämmern, wird hier auf ein zweidimensionales Problem reduziert. Dieser Ansatz ist zulässig, wenn die auf einer Hammerachse befindlichen Hämmer zur selben Zeit die gleiche Beanspruchung erfahren, gleiche Bewegungsgrößen aufweisen und sich bezüglich ihrer Geometrien und Massen entsprechen. Das Berechnungsmodell besteht folglich aus einer Rotorscheibe (d. h. dem Rotorgrundkörper) an deren Umfang auf einem konzentrischen Lochkreis z_h Hämmer angeordnet sind. Ein in den Brecherschlagkreis eindringender Brocken beansprucht ausschließlich einen Hammer dieser Hammerreihe. Die nicht beanspruchten Hämmer befinden sich vor dem Stoß in ihrer radial gestreckten Ruheposition. Ihre relative Anfangswinkelgeschwindigkeit $-\dot{\phi}_{10}$ ist daher Null.

Darüber hinaus gelten die Annahmen und Voraussetzungen zur Beschreibung des Stoßes zwischen einem Aufgabegutbrocken und einem Hammer mit Hilfe von Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie (Kapitel 3.3.1.1).

Fortführend werden Bewegungsgleichungen für einen beanspruchten Hammer, einen nicht beanspruchten Hammer sowie den Rotorgrundkörper entwickelt und beschrieben. In der Abbildung 5.3 ist dazu ein beanspruchter Hammer in seiner Auslenkungsbewegung während des Stoßvorganges mit den wirkenden Kräften und Momenten dargestellt. Eine notwendige Voraussetzung zur Ableitung der Bewegungsgleichung ist die Ermittlung der Hilfswinkel γ , λ und ψ :

$$\pi = \gamma + (\varphi_1 + \varphi_2) + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right) \quad (5.30)$$

$$\pi = \gamma + \varphi_2 + \frac{\pi}{2}$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \varphi_2 \quad (5.31)$$

$$\pi = \gamma + \frac{\pi}{2} + \lambda \quad (5.32)$$

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - \gamma$$

$$\lambda = \varphi_2 \quad (5.33)$$

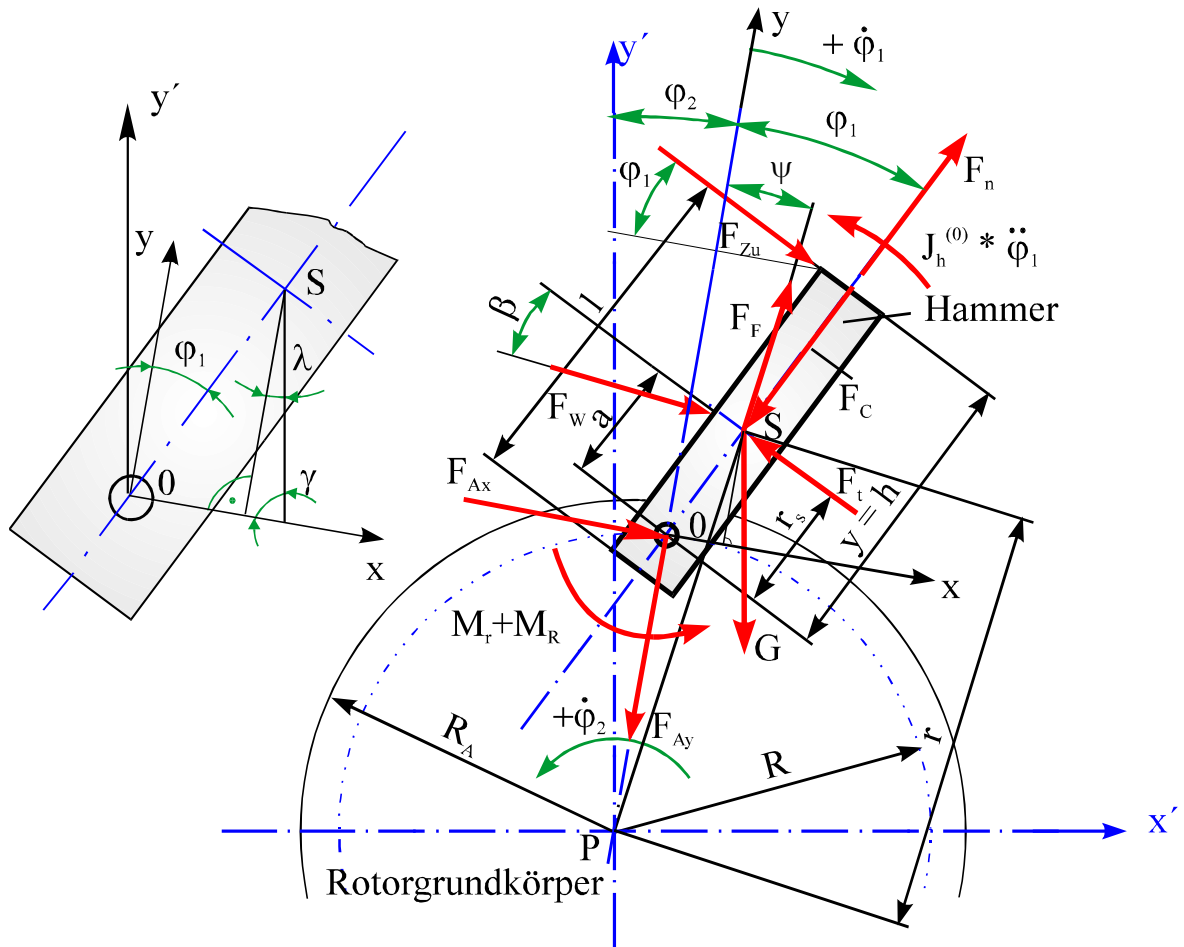


Abbildung 5.3: Modell für einen beanspruchten Hammer

Aus der Anwendung des Sinus- und des Cosinussatzes ergeben sich für den Winkel ψ und die Länge r die Gleichungen:

$$\frac{r_s}{r} = \frac{\sin \psi}{\sin(\pi - \varphi_1)} \quad (5.34)$$

$$\sin \psi = \frac{r_s}{r} \cdot \sin \varphi_1 \quad (5.35)$$

$$\cos \psi = \frac{R + r_s \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{R^2 + r_s^2 + 2 \cdot r_s \cdot R \cdot \cos \varphi_1}} \quad (5.36)$$

$$r = \sqrt{R^2 + r_s^2 + 2 \cdot r_s \cdot R \cdot \cos \varphi_1} \quad (5.37)$$

Zur Berechnung der am Hammer wirkenden Fliehkraft F_F (mit $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{10} = 0$) dient die Gleichung:

$$F_F = m_h \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot r \quad (5.38)$$

Bei Hammerausrücklenkungswinkeln von $0^\circ < \varphi_1 < 180^\circ$ bewirkt die Hammerfliehkraft F_F ein Rückstellmoment. Dieses Moment verzögert die relative Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$. Im Bereich von $180^\circ < \varphi_1 < 360^\circ$ verursacht diese Kraft ein Beschleunigungsmoment am Hammer.

Die Beziehung zur Berechnung der Strömungswiderstandskraft F_W an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung (Abbildung 5.4) lautet nach Hering [19, S. 192]:

$$F_W = c_w \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot (v_a)^2 \cdot A \cdot \text{abs}(\cos \beta) \quad (5.39)$$

Die Abströmbewegung am ausgelenkten Hammer verursacht eine Reibkraft parallel zur Hammerwirkfläche. Diese Kraft ist im Vergleich mit den übrigen am Hammer wirkenden Kräften vernachlässigbar gering und wird deshalb nicht im Berechnungsmodell berücksichtigt. Bei Hammerausrücklenkungswinkeln von $0^\circ \leq \varphi_1 < +\varphi_G$ und $-\varphi_G < \varphi_1 \leq 360^\circ$ (Abbildung 5.4) bewirkt der Strömungswiderstand F_W ein Beschleunigungsmoment am Hammer. Bei Winkeln von $+\varphi_G < \varphi_1 < -\varphi_G$ übt diese Kraft ein Rückstellmoment aus. Nimmt ein Hammer den Grenzwinkel $\varphi_1 = \pm \varphi_G$ ein, so besitzt der Strömungswiderstand in erster Näherung keinen Einfluß auf die Hammerbewegung:

$$\cos \beta = \cos 90^\circ = 0 = a + R \cdot \cos \varphi_1 \quad (5.40)$$

$$\varphi_G = \pm \arccos\left(-\frac{a}{R}\right) \quad (5.41)$$

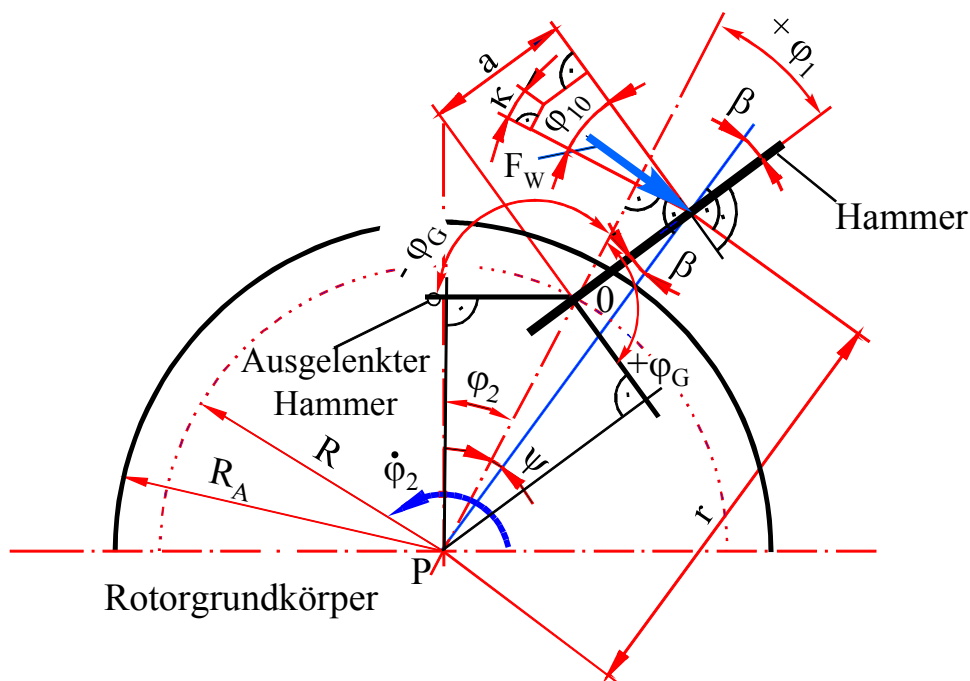


Abbildung 5.4: Strömungswiderstand am Hammer

F_{Zu} ist die Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung (Kapitel 3.3.1.3). Diese Kraft existiert ausschließlich während der Stoßzeit t_s :

$$F_{Zu} = m_{hred} \cdot \frac{dv_y}{dt} \quad (5.42)$$

Die Gleichung zur Berechnung der Gewichtskraft G eines Hammers lautet:

$$G = m_h \cdot g \quad (5.43)$$

An einem Hammer im oberen Totpunkt des Rotors mit dem Winkel $\varphi_2 = 0^\circ$ bewirkt G bei Hammerauslenkungswinkeln im Bereich von $0^\circ < \varphi_1 < 180^\circ$ ein Beschleunigungsmoment und bei Winkeln von $180^\circ < \varphi_1 < 360^\circ$ ein Rückstellmoment am Hammer.

Der beanspruchte Hammer besitzt eine Relativbewegung zum Rotorgrundkörper. Dadurch wird eine Trägheitskraft F_C verursacht, die am Hammerschwerpunkt "S" wirkt. Bei einer relativen Hammerbewegung entgegen der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ verläuft die Wirkrichtung dieser Kraft, wie in Abbildung 5.3 dargestellt, durch die Hammerachse "0". Vollzieht ein Hammer im Gegensatz dazu eine Relativbewegung in Richtung der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$, so kehrt sich die Wirkrichtung der Kraft F_C um.

$$F_C = m_h \cdot 2 \cdot r_s \cdot \dot{\phi}_1 \cdot \dot{\phi}_2 \quad (5.44)$$

Die Beziehungen zur Berechnung der tangentialen und normalen Komponente der Hammerträgheitskraft F_t und F_n lauten:

$$F_t = \frac{J_h^{(0)}}{r_s} \cdot \ddot{\phi}_1 \quad (5.45)$$

$$F_n = m_h \cdot r_s \cdot \dot{\phi}_1^2 \quad (5.46)$$

Während der Relativbewegung eines Hammers bewirkt das Reibmoment M_r an der Hammerachse eine Dämpfung der Hammerbewegung:

$$M_r = F_r \cdot \frac{d}{2} = \mu \cdot F_N \cdot \frac{d}{2} \quad (5.47)$$

Die an der Hammerachse wirkende Reibkraft F_r wird dabei durch die Normalkraft F_N verursacht. Aus dem Kräftegleichgewicht, bezogen auf die Hammerachse "0", ergeben sich die Gleichungen zur Berechnung der Normalkraft F_N (Abbildung 5.3):

$$F_{Ax} = -F_{Zu} \cdot \cos\varphi_1 - F_F \cdot \sin\psi - F_W \cdot \cos(\varphi_1 - \beta) - G \cdot \sin\varphi_2 + F_C \cdot \sin\varphi_1 - F_n \cdot \sin\varphi_1 + F_t \cdot \cos\varphi_1 \quad (5.48)$$

$$F_{Ay} = -F_{Zu} \cdot \sin\varphi_1 + F_F \cdot \cos\psi - F_W \cdot \sin(\varphi_1 - \beta) - G \cdot \cos\varphi_2 - F_C \cdot \cos\varphi_1 + F_n \cdot \cos\varphi_1 + F_t \cdot \sin\varphi_1 \quad (5.49)$$

$$F_N = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (5.50)$$

Zwischen den Hammerseitenflächen und den angrenzenden Rotorscheiben existieren, ebenso wie an den Achsbohrungen der Hämmer, Spielpassungen. Das während der Auslenkungsbewegung an beiden Seitenflächen des Hammers hervorgerufene Reibmoment M_R lautet:

$$M_R = 2 \cdot \mu \cdot F_{NS} \cdot h_s = 2 \cdot \mu \cdot F_{NS} \cdot \frac{R_A - R}{2} \quad (5.51)$$

$$M_R = \mu \cdot F_{NS} \cdot (R_A - R) \quad (5.52)$$

Die Bewegungsgleichung für einen beanspruchten Hammer gemäß der Abbildung 5.3 lautet mit den erforderlichen Winkel-, Kraft- und Momentengleichungen (5.31) bis (5.52):

$$J_h^{(0)} \cdot \ddot{\varphi}_1 + F_F \cdot R \cdot \sin \psi - F_W \cdot a \cdot \cos \beta - G \cdot r_s \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + M_r + M_R = F_{Z_u} \cdot y \quad (5.53)$$

$$\boxed{J_h^{(0)} \cdot \ddot{\varphi}_1 = -F_F \cdot R \cdot \sin \psi + F_W \cdot a \cdot \cos \beta + G \cdot r_s \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) - M_r - M_R + F_{Z_u} \cdot y} \quad (5.54)$$

Die Abbildung 5.5 zeigt einen nicht beanspruchten Hammer mit den wirkenden Kräften und Momenten in ausgelenkter Position. Die Ursache dieser Relativbewegung ist eine schlagartige Verringerung der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ infolge des Stoßes zwischen einem anderen Hammer und einem Aufgabegutbrocken.

Bei der Entwicklung der Bewegungsgleichung für einen solchen Hammer gelten sinngemäß die gleichen Winkel-, Kraft- und Momentengleichungen wie für einen beanspruchten Hammer:

$$J_h^{(0)} \cdot \ddot{\varphi}_1 + F_F \cdot R \cdot \sin \psi + F_W \cdot \cos \beta \cdot a - G \cdot r_s \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + M_r + M_R = 0 \quad (5.55)$$

$$\boxed{J_h^{(0)} \cdot \ddot{\varphi}_1 = -F_F \cdot R \cdot \sin \psi - F_W \cdot \cos \beta \cdot a + G \cdot r_s \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - M_r - M_R} \quad (5.56)$$

Für jeden nicht beanspruchten Hammer existiert eine spezielle Gleichung (5.56).

Zur Berechnung des Reibmomentes M_r an der Hammerachse muß die Normalkraft F_N an der Hammerachse bestimmt werden. Aus dem Kräftegleichgewicht bezogen auf die Hammerachse "0" ergeben sich dazu die folgenden Gleichungen:

$$F_{Ax} = -F_W \cdot \cos(\varphi_1 - \beta) + F_C \cdot \sin \varphi_1 + F_n \cdot \sin \varphi_1 + F_F \cdot \sin \psi - G \cdot \sin \varphi_2 - F_t \cdot \cos \varphi_1 \quad (5.57)$$

$$F_{Ay} = F_W \cdot \sin(\varphi_1 - \beta) + F_C \cdot \cos \varphi_1 + F_n \cdot \cos \varphi_1 + F_F \cdot \cos \psi - G \cdot \cos \varphi_2 + F_t \cdot \sin \varphi_1 \quad (5.58)$$

$$F_N = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \quad (5.59)$$

Die Abbildung 5.6 stellt den Rotorgrundkörper mit den wirkenden Kräften und Momenten dar. Hierin bezeichnet der Index "i = 1" jene Kräfte und Momente, die von einem bean-

spruchten Hammer auf den Rotorgrundkörper übertragen werden. Sie bewirken eine zeitliche Änderung der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$. Bei Kräften und Momenten mit dem Index "i = 2 bis 6" handelt es sich um Reaktionen, die von den Bewegungen der nicht beanspruchten Hämmer am Rotorgrundkörper hervorgerufen werden.

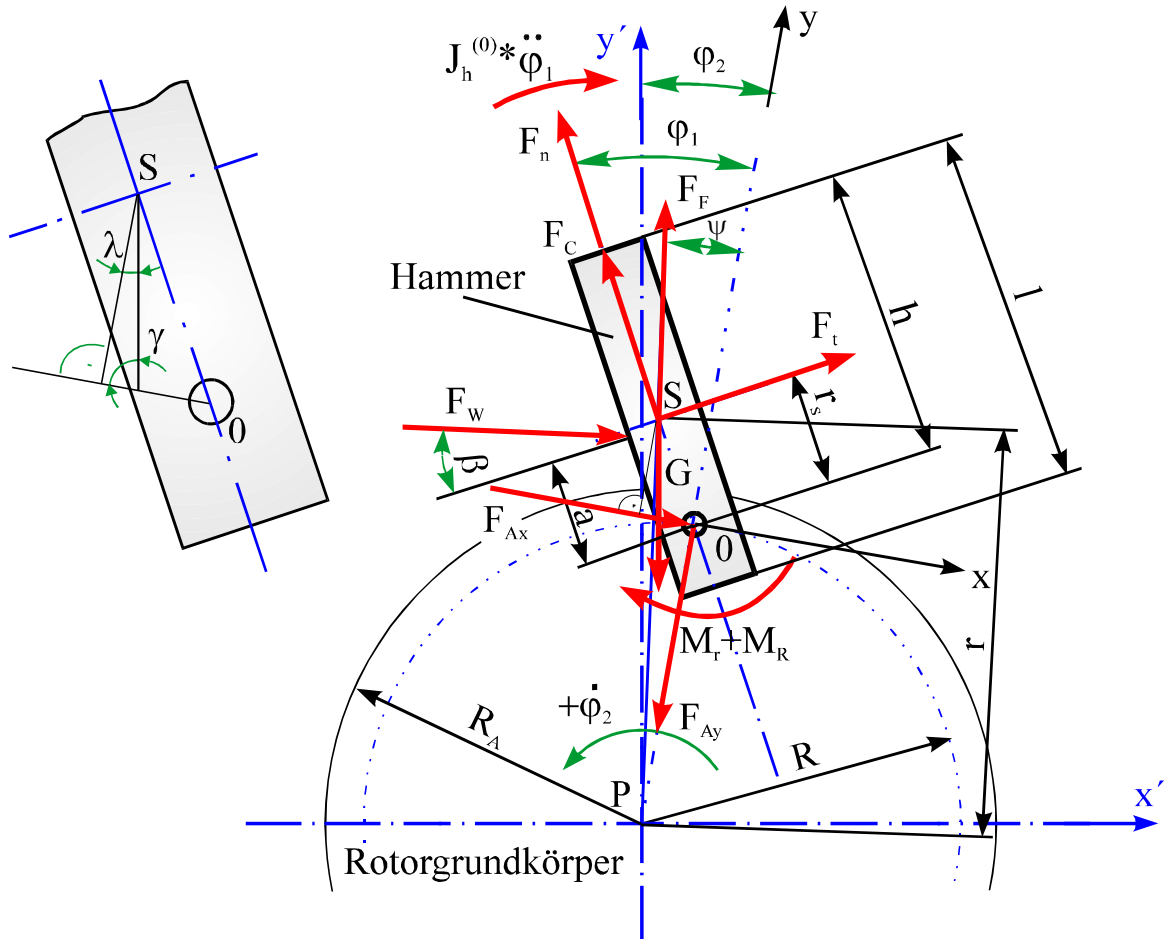


Abbildung 5.5: Modell für einen nicht beanspruchten Hammer

Bei der Entwicklung der Bewegungsgleichung für den Rotorgrundkörper gelten sinngemäß die gleichen Annahmen, Winkel-, Kraft- und Momentengleichungen wie für einen beanspruchten und nicht beanspruchten Hammer:

$$J_R^{(P)} \cdot \ddot{\varphi}_2 + M_{RL} - M_{An} - F_{Ax1} \cdot R + M_{r1} + M_{R1} + M_w - \sum_{i=2}^{z_h} (M_{ri} + M_{Ri}) - \sum_{i=2}^{z_h} F_{Axi} \cdot R = 0 \quad (5.60)$$

$$J_R^{(P)} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{RL} + M_{An} + F_{Ax1} \cdot R - M_{r1} - M_{R1} - M_w + \sum_{i=2}^{z_h} (M_{ri} + M_{Ri}) + \sum_{i=2}^{z_h} F_{Axi} \cdot R \quad (5.61)$$

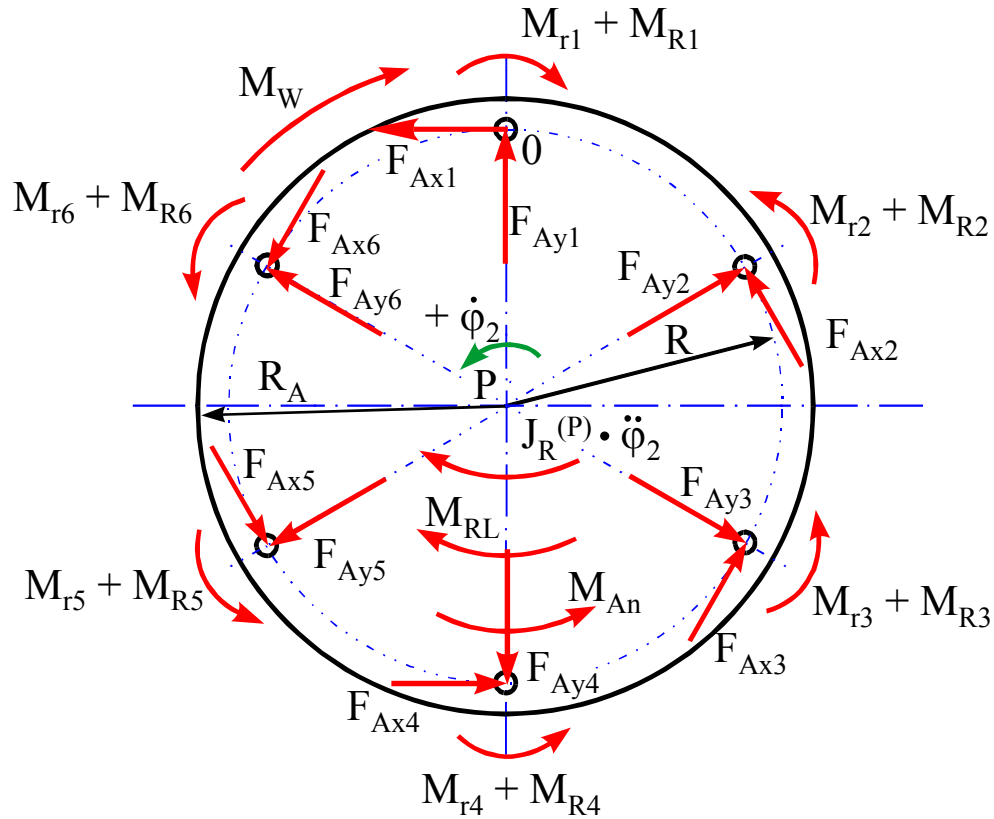


Abbildung 5.6: Modell für den Rotorgrundkörper

Die Berechnung des Reibmomentes M_{RL} in den Wälzlager der Rotorwelle erfolgt unter der Annahme, daß die in beiden Wälzlager wirksamen Reibkräfte $F_{RL1,2}$ gleich groß und proportional zur Umfangsgeschwindigkeit v_L der Wälzlager sind:

$$M_{RL} = F_{RL1} \cdot \frac{d_L}{2} + F_{RL2} \cdot \frac{d_L}{2} = F_{RL} \cdot d_L \quad (5.62)$$

$$M_{RL} = \mu_L \cdot v_L \cdot d_L \quad | \mu_L \text{ in [Masse/Zeit]}$$

$$\boxed{M_{RL} = \mu_L \cdot \dot{\phi}_2 \cdot \frac{d_L^2}{2}} \quad (5.63)$$

Bei der Bestimmung des Reibmomentes M_W am Rotorscheibenumfang infolge der Luftströmung wird vorausgesetzt, daß die Reibkraft proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit v_R am Rotorumfang ist [19, S. 131]:

$$M_W = \mu_W \cdot v_R^2 \cdot R_A \quad | \mu_W \text{ in [Masse/Länge]} \quad (5.64)$$

$$\boxed{M_w = \mu_w \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot R_A^3} \quad (5.65)$$

Die Bewegungsgleichungen für die Hämmer und den Rotorgrundkörper nach den Gleichungen (5.54), (5.56) und (5.61) bilden ein Gleichungssystem, dessen Lösung unter Annahme von speziellen Randbedingungen die Berechnung von unterschiedlichen Parametern zur Beschreibung der Hammerbewegung als Funktionen der Zeit ermöglicht.

Zur rechnerischen Lösung dieses Gleichungssystems wird ein Berechnungsprogramm mit der Software "MATLAB 4.2" entwickelt (Anhang, B). Es folgt eine Zusammenfassung der geltenden Annahmen und Voraussetzungen auf der Grundlage des Kapitels 3.3.1.1:

Das zweidimensionale Modell gilt für einen Rotorgrundkörper (Abbildung 5.6), an dessen Umfang auf einem konzentrischen Lochkreis ein Hammer gelenkig und die übrigen 5 Hämmer starr und radial gestreckt angeordnet sind. Dadurch reduziert sich das zu lösende Gleichungssystem auf die Beziehungen (5.54) und (5.61). Zudem verschwinden die beiden Summenausdrücke in der Gleichung (5.61).

Durch die Eliminierung des Brecherantriebsmomentes M_{An} in der Gleichung (5.61) wird der Einfluß des Antriebsmotors auf die Rotor- und Hammerkinematik ausgeschlossen.

Vor dem Stoß befindet sich der gelenkig angeordnete Hammer in der radial gestreckten Position mit der relativen Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_{10}$. Die Vergabe des Vorzeichens für diesen Bewegungsparameter ist im Kapitel 3.3.1.1 beschrieben.

Ein einzelner Aufgabegutbrocken wird als Massenpunkt m_A definiert. Er dringt im freien Fall zentrisch oder auf der aufsteigenden Rotorseite mit der Eindringgeschwindigkeit v_{es} in den Brecherschlagkreis ein und beansprucht einen Hammer der Breite $b = 0$ an dessen Wirkfläche bei einer Eindringtiefe s_e . Die Eindringtiefe wird auf die freie Hammerhöhe y_f normiert (Kapitel 3.3.3), ihr maximaler normierter Wert ist $s_{en} = s_e/y_f = 1$. Im Anschluß an den Stoß verläßt der Aufgabegutbrocken den Brecherschlagkreis, ohne weitere Hämmer zu beanspruchen.

In Abhängigkeit von der vorgegebenen Exzentrizität E_x eines in den Brecherschlagkreis eindringenden Brockens besitzt der gelenkig angeordnete Hammer unmittelbar vor dem Stoß die Rotorposition ϕ_{20} . Die Vergabe des Vorzeichens für die Exzentrizität ist in der Abbildung 5.2 beschrieben. Sie wird auf den Radius des Brecherschlagkreises $R_S \approx R + h$ normiert, wobei ihr maximaler normierter Wert $E_{xN} = E_x/R_S = 1$ ist.

Die Relativgeschwindigkeit v_r zwischen den Stoßpartnern unmittelbar zu Beginn des Stoßes in Rotorumfangsrichtung (d. h. in Stoßrichtung) ergibt sich aus der Differenz der absoluten Umfangsgeschwindigkeit v_y des Hammers im Stoßpunkt y und der Komponente der Eindringgeschwindigkeit v_{es} des Aufgabegutbrockens in Rotorumfangsrichtung v_2 (Abbildung 3.8). Die Vergabe des Vorzeichens für v_2 ist im Kapitel 3.3.1.1. beschrieben.

Bei horizontalen und zentrischen Aufgabegutzuführungen besitzt ein Aufgabegutbrocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis in Richtung der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 in erster Näherung die Geschwindigkeit $v_2 = 0$. Außerdem ist bei den horizontalen Aufgabegutzuführungen die Eindringgeschwindigkeit v_{es} durch die Zuführgeschwindigkeit v_F der Aufgabegutfördereinrichtung zu ersetzen.

Die Berechnung der Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung F_{Zu} ist im Kapitel 3.3.1.3 beschrieben. Die Ermittlung der Stoßzeit t_S in erster Näherung erfolgt mit der von Berger [6, S. 153] abgeleiteten Beziehung (Anhang, B).

Zielgrößen des Berechnungsprogramms sind die relative Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_1$ und die Hammerausrückung ϕ_1 eines beanspruchten Hammers als Funktionen der Zeit. Bei vorgegebenen Geometrie- und Betriebsparametern eines Hammerbrechers sind die normierte Eindringtiefe s_{en} des Aufgabegutbrockens, die normierte Exzentrizität E_{xN} , die Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 , die relative Winkelgeschwindigkeit des beanspruchten Hammers vor dem Stoß $\dot{\phi}_{10}$ und die Masse des Aufgabegutes m_A variable Vorgabewerte.

5.4 Stoßkraft

5.4.1 Berechnung der Stoßkraft am Hammer in Rotorumfangsrichtung

Gesucht ist ein Ansatz zur Berechnung der wirksamen Stoßkraft als Funktion der Zeit für den Stoß zwischen einem Aufgabegutbrocken und der Wirkfläche eines radial gestreckten Hammers in der Ruheposition (Kapitel 3.3.1.3). Die Berechnung dieser Kraft ist eine notwendige Voraussetzung für die Ermittlung von Parametern zur Beschreibung der Bewegung eines derart beanspruchten Hammers (Kapitel 5.3). Bei der Kraftermittlung sollen insbesondere physikalische und petrographische Eigenschaften der Stoßpartner, diverse Brüche im Feststoffgefüge der Aufgabegutbrocken und die Dynamik der Zerkleinerungswerkzeuge berücksichtigt werden.

Die Grundlage des nachfolgend vorgestellten Berechnungsverfahrens sind die von Berger [6, S. 183 ff] entwickelten Gleichungssysteme zur Berechnung der zeitlichen Änderung der Stoßkraft und der Stoßzeit. Demnach sind für den geraden und zentralen Stoß zwischen zwei Körpern mit unterschiedlichen physikalischen und petrographischen Eigenschaften die Stoßzeit sowie die Änderung der Stoßkraft als Funktion der Stoßzeit abhängig von

- der auf den Stoßpunkt an der Hammerwirkfläche reduzierten Hammermasse m_{hred} ,
- der Brockenmasse m_A ,
- der Relativgeschwindigkeit v_r zwischen den Stoßpartnern in Stoßrichtung unmittelbar vor dem Stoß und
- den Form- und Elastizitätsfaktoren $c_{1,2}$ sowie den Proportionalitätsfaktoren $m_{1,2}$ der Stoßpartner (Kapitel 3.3.1.3).

Auf die Darstellung dieser Gleichungssysteme wird aus Platzgründen verzichtet. Bekannte Parameter sind die Massen der Stoßpartner und ihre Relativgeschwindigkeit. Die Faktoren $c_{1,2}$ und $m_{1,2}$ der Stoßpartner werden für den Betriebspunkt eines bestimmten Brechertyps und das darin zerkleinerte Aufgabegutmaterial experimentell ermittelt. Mit den Gleichungssystemen von Berger läßt sich dann die zeitliche Änderung der Primärstoßkraft am Hammer für unterschiedliche Aufgabegutbrockenmassen sowie für verschiedene Brecherbaugrößen und Betriebsparameter direkt berechnen.

Die von Berger entwickelten Gleichungen sind allgemein zur Berechnung von elastischen Stoßvorgängen anwendbar. Durch die experimentelle Bestimmung der Faktoren $c_{1,2}$ und $m_{1,2}$ bei Zerkleinerungsversuchen können sie aber zur Beschreibung von Stoßvorgängen herangezogen werden, bei denen neben elastischen und plastischen Formänderungen der Stoßpartner auch Bruchvorgänge im Aufgabegutgefüge auftreten.

Wie erwähnt, lassen sich die unbekanntenen Faktoren $c_{1,2}$ und $m_{1,2}$ beider Stoßpartner durch Laborversuche am Modellhammerbrecher ermitteln. Zunächst werden dazu die Stoßkraft und -zeit für den geraden und dezentralen Stoß zwischen einem radial gestreckten Hammer in der Ruheposition und einem einzelnen Probekörper experimentell bestimmt. Diese zugeführten Körper müssen den Hämmern des Brechers hinsichtlich Masse, Material und Form an der Stoßstelle gleichen. Außerdem dürfen nur Primärstöße ausgewertet werden, bei denen ein zugeführter Körper mit seinem Schwerpunkt in den Brecherschlagkreis

eindringt und die Wirkfläche eines Hammers beansprucht. Daher müssen neben der Bestimmung der Primärstoßkraft und -zeit außerdem die Primärstoßart und die Brocken-eindringtiefe aufgenommen werden. Die auf diese Weise experimentell ermittelten Werte für die Primärstoßkraft und -zeit werden in die Gleichungen von Berger für den geraden und zentralen Stoß zwischen zwei Körpern gleicher Masse, gleichen Form-, Elastizitäts- und Proportionalitätsfaktoren eingesetzt. Dabei ist der gerade und dezentrale Stoß zwischen einem Hammer und einem zugeführten Körper durch die Reduzierung der Hammermasse m_h auf den Stoßpunkt y in einen geraden und zentralen Stoß umzurechnen. Das Ergebnis ist ein Gleichungssystem, das sich aus zwei Gleichungen mit den zwei unbekanntem Zielgrößen c_2 und m_2 zusammensetzt. Unter Verwendung der bekannten Stoßmassen und der Relativgeschwindigkeit der Stoßpartner lassen sich daraus der Form- und Elastizitätsfaktor c_2 sowie der Proportionalitätsfaktor m_2 für die Hämmer des Brechers berechnen.

Diese Laborversuche werden unter gleichen Randbedingungen und Voraussetzungen erneut mit einzelnen Gesteinsbrocken bekannter Korngröße und -form durchgeführt. Zielgrößen dieser Versuche sind abermals die Primärstoßkraft und -zeit sowie die Brocken-eindringtiefe und die Primärstoßart. Verwendet werden nunmehr sinngemäß - wie oben beschrieben - die Gleichungen von Berger für den geraden und zentralen Stoß zwischen zwei Körpern mit unterschiedlichen Massen, Form-, Elastizitäts- und Proportionalitätsfaktoren. Aus diesem Gleichungssystem lassen sich bei gegebener Relativgeschwindigkeit der Stoßpartner, bekannten Stoßmassen und Hammerparametern (c_2 , m_2) der Form- und Elastizitätsfaktor c_1 sowie der Proportionalitätsfaktor m_1 für die zugeführten Gesteinsbrocken berechnen.

Dieses Verfahren zur Ermittlung der Maschinen- und Gesteinsfaktoren $c_{1,2}$ und $m_{1,2}$ stellt einen möglichen Bestandteil zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher dar.

5.4.2 Dynamischer Ansatz zur Stoßkraftberechnung in radialer Richtung

Eine kritische Beanspruchung von Hammerbrecherbauteilen wird durch die Größe der wirksamen Stoßkraft und deren zeitlichen Verlauf beschrieben. Eine solche kritische Beanspruchung rufen zum Beispiel Kopfstöße hervor. Dabei trifft ein Aufgabegutbrocken im

freien Fall auf die Scheitelfläche eines radial gestreckten Hammers im oberen Totpunkt des Rotors (Kapitel 5.1).

Durch einen Kopfstoß wird die Rotorwelle in radiale Schwingungen versetzt. Die zeitliche Änderung der Schwingungsamplitude heißt $x(t)$. Mit der Federkonstanten c für das System “Rotorwelle-Rotorgrundkörper-Hammerachse-Hammer” lautet die allgemeine Gleichung zur Berechnung der zeitlich veränderlichen Stoßkraft $F_Z(t)$:

$$F_Z(t) = c \cdot x(t) \quad (5.66)$$

Das entwickelte mathematisch-physikalische Modell zur Berechnung der Stoßkraft $F_Z(t)$ für den beschriebenen Anwendungsfall basiert auf einer Übung zur Berechnung von Prallbrechern am Institut für Aufbereitungsmaschinen der TU Bergakademie Freiberg [45, S. 1 ff].

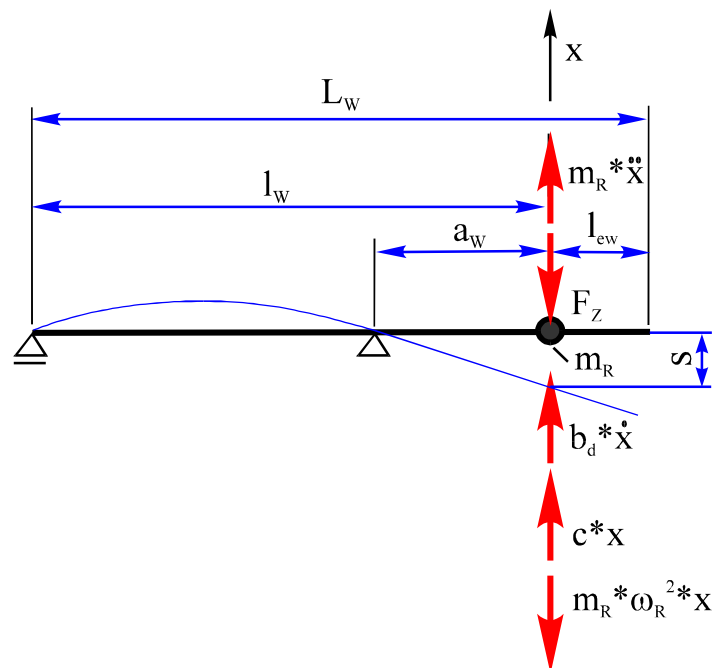


Abbildung 5.7: Dynamischer Ansatz zur Berechnung der Stoßkraft in radialer Richtung

In der Abbildung 5.7 sind die Stoßverhältnisse für den Modellhammerbrecher (Kapitel 6) für Kopfstöße vereinfacht dargestellt. Hierin werden der Hammer, die Hammerachse und der Rotorgrundkörper als starre und nicht deformierbare Brecherbauteile betrachtet. Ihre Verformungen sind beim Stoß mit einem Brocken im Vergleich mit der Durchbiegung der elastischen Rotorwelle vernachlässigbar gering. Berechnungen am Modellhammerbrecher zeigen, daß diese Annahme zulässig ist.

Der kugelförmige Aufgabegutbrocken hat die Masse m_A und den Durchmesser d_A . Er wird als starrer und nicht deformierbarer Körper angenommen. Bruchvorgänge im Brocken während des Stoßvorganges sind damit ausgeschlossen. Der Brocken besitzt vor dem Stoß keine Rotationsbewegung um seinen Schwerpunkt.

Die kinetische Energie des Aufgabegutbrockens wird beim Auftreffen auf dem Kopf eines Hammers vollständig in elastische Verformungsarbeit an der Rotorwelle umgewandelt. Innere und äußere Reibungseffekte im Gesamtsystem "Rotorwelle-Rotorgrundkörper-Hammerachse-Hammer" werden ausgeschlossen.

Die durch den Stoßvorgang mit einem Aufgabegutbrocken in radiale Schwingungen $x(t)$ versetzte - vereinfacht als punktförmig betrachtete - Rotormasse m_R besteht aus der Masse der Hämmer, der Hammerachsen und des Rotorgrundkörpers. Durch diese Annahme vereinfacht sich die Berechnung der wirksamen Kraft an der Rotorwelle während und nach Beendigung eines Kopfstoßes erheblich. Unberücksichtigt bleiben allerdings der Einfluß der Kreiselwirkung und der Trägheitskräfte der Rotorscheiben (Anhang, E).

Die statische Durchbiegung der Rotorwelle aufgrund der Rotormasse m_R ist im Vergleich mit der Durchbiegung infolge des Stoßes gering und wird hier deshalb vernachlässigt.

Der Einfluß von Unwuchten auf die Änderung der radialen Schwingungsamplitude $x(t)$ der Rotorwelle ist im Vergleich mit der Wirkung des Stoßes gering und wird hier deshalb nicht berücksichtigt.

Die Rotorwelle hat eine konstante Winkelgeschwindigkeit ω_R .

Die radiale Durchbiegung der stoßbeanspruchten Rotorwelle bewirkt eine Verschiebung des Rotormassenschwerpunktes und die Entstehung der Fliehkraft $F_F = m_R \cdot \omega_R^2 \cdot x(t)$.

Mit diesen Annahmen und Voraussetzungen lautet die Bewegungsgleichung für das System "Rotorwelle-Rotorgrundkörper-Hammerachse-Hammer":

$$\frac{m_R}{c - m_R \cdot \omega_R^2} \cdot \ddot{x} + \frac{b_d}{c - m_R \cdot \omega_R^2} \cdot \dot{x} + x = \frac{F_Z}{c - m_R \cdot \omega_R^2} \cdot \sigma(t) \quad (5.67)$$

Bestandteile dieser Gleichung sind die Eigenfrequenz ω_0 , die Dämpfungskonstante d_d , die Erregerfrequenz ω_e , die Phasenverschiebung φ_e und die Kraftkonstante k_k :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_R} - \omega_R^2} \quad (5.68)$$

$$d_d = \frac{\omega_0 \cdot b_d}{2 \cdot (c - m_R \cdot \omega_R^2)} \quad (5.69)$$

$$\omega_e = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - d_d^2} \quad (5.70)$$

$$\varphi_e = \arcsin(d_d) \quad (5.71)$$

$$k_k = \frac{F_Z}{c - m_R \cdot \omega_R^2} \quad (5.72)$$

Die Übergangsfunktion $x(t)$ mit der Einheitssprungfunktion $\sigma(t)$ lautet nach Schröder [29, S. 634 f]:

$$x(t) = \frac{F_Z}{c - m_R \cdot \omega_R^2} \cdot \left[1 - \frac{e^{-\omega_0 \cdot d_d \cdot t}}{\sqrt{1 - d_d^2}} \cdot \cos(\omega_e \cdot t - \varphi_e) \right] \cdot \sigma(t) \quad (5.73)$$

Dieser Parameter stellt die radiale Schwingungsamplitude der Rotorwelle als Funktion der Zeit dar. Die Einheitssprungfunktion $\sigma(t)$ hat für die Startzeit $t = 0$ den Wert $\sigma(t=0) = 0$. Für das Zeitintervall $0 < t \leq t_s$ nimmt sie den Wert $\sigma(t) = 1$ an. Ihre Gültigkeit verliert die Gleichung (5.73) bei Zeitwerten von $t > t_s$.

Im Anschluß an die Schwingungsamplitude $x(0 < t \leq t_s)$ der Rotorwelle während des Stoßes gemäß der Gleichung (5.73) folgt die Phase der freien und schwach gedämpften Schwingungen mit der Amplitude $x_f(t > t_s)$. Dabei entsprechen die Ableitungen der Übergangsfunktion $\dot{x}(t_s)$ und $\ddot{x}(t_s)$ zum Zeitpunkt $t = t_s$ (Gleichung 5.73) den Anfangswerten der Differentialgleichung für die freie und schwach gedämpfte Schwingung $x_f(t)$ [43, S. 407].

Zur Berechnung des zeitlichen Verlaufes der radialen Stoßkraft $F_Z(t)$ an der Rotorwelle während der Stoßzeit t_s dient somit die Gleichung:

$$F_Z(0 < t \leq t_s) = x(0 < t \leq t_s) \cdot c \quad (5.74)$$

Während der Phase der freien und schwach gedämpften Schwingung nach der Beendigung des Stoßvorganges wird der zeitliche Verlauf der radialen Kraft $F_Z(t)$ an der Rotorwelle mit dem folgenden Ansatz ermittelt:

$$\boxed{F_Z(t > t_s) = x_f(t > t_s) \cdot c} \quad (5.75)$$

Die Gleichungen (5.74) und (5.75) gelten für die Berechnung derjenigen Stoßkraft, welche die maximale Durchbiegung s der Rotorwelle verursacht. In der Abbildung 5.7 sind ferner die Stoßverhältnisse und Rotorwellengeometrien dargestellt, die bei der Berechnung der Federkonstanten c für das System "Rotorwelle-Rotorgrundkörper-Hammerachse-Hammer" verwendet werden. Die Gleichung zur Ermittlung der maximalen Wellendurchbiegung s lautet demnach:

$$s = \frac{F_Z \cdot a_w^2 \cdot l_w \cdot 64}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d_w^4} \quad (5.76)$$

Die Annahme eines linearen Zusammenhanges zwischen der Stoßkraft F_Z am Hammerkopf und der resultierenden Wellendurchbiegung s ergibt eine Gleichung zur Berechnung der Federkonstanten c :

$$c = \frac{F_Z}{s} \quad (5.77)$$

$$\boxed{c = \frac{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d_w^4}{64 \cdot l_w \cdot a_w^2}} \quad (5.78)$$

6 Vorstellung des Modellhammerbrechers

Zunächst wird die Entwicklung des Modellhammerbrechers beschrieben. Anschließend erfolgt eine Darstellung der Verfahren und Einrichtungen, die zur Ermittlung der im Kapitel 4 festgelegten Zielgrößen (Meßaufgaben) von Laborversuchen am Modellhammerbrecher eingesetzt werden. Den Abschluß bilden Ausführungen zur Vorbereitung der Betriebspunktanalyse am Modellhammerbrecher. Darin enthalten ist eine Beschreibung der verwendeten Methode zur Abschätzung des absoluten Gesamtfehlers von ermittelten Zielgrößen.

6.1 Entwicklung des Modellhammerbrechers

Die Entwicklung des Modellhammerbrechers ist (wie die Auswahl der Meßverfahren und Meßeinrichtungen) abhängig von den Vorgaben der Aufgabenstellung (Kapitel 2) und den Zielgrößen der Laborversuche (Kapitel 4). Die bei der Modellauslegung berücksichtigten Betriebspunktparameter des Originalhammerbrechers sind im Anhang A aufgeführt.

Der Modellhammerbrecher muß bezüglich seiner Funktionsweise, seines Arbeitsraumes und wesentlicher Rotorbauteile geometrische und physikalische Ähnlichkeit mit dem zu untersuchenden Originalhammerbrecher aufweisen. Im Einzelnen sind folgende Analogien zwischen dem Original- und dem Modellhammerbrecher zu gewährleisten:

- Geometrische Ähnlichkeit des Brecherarbeitsraumes, des Rotors, der Hämmer und des Austragsrostes.
- Konstantes Massenverhältnis zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken.
- Ähnliche Hammerkinematik aufgrund von Stößen zwischen Hämmern und einzelnen Aufgabegutbrocken. Wesentliche Parameter zur Beschreibung von Hammerbewegungen sind im Kapitel 3.2.1 aufgeführt.
- Konstantes Verhältnis zwischen der Eindringgeschwindigkeit v_{es} eines Brockens in den Schlagkreis des Brechers und der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 . In Verbindung mit geometrischer Ähnlichkeit werden so ähnliche Einzugverhältnisse im Eintrittsbereich des Brechers verwirklicht.
- Die Ähnlichkeit des Aufgabegutes hinsichtlich physikalischer und petrographischer Eigenschaften (Anhang C).

Zur Verwirklichung dieser Analogien werden unterschiedliche Ähnlichkeitskennzahlen entwickelt. Die Grundlage dafür sind mathematisch-physikalische Modelle, mit denen sich unterschiedliche Vorgänge und Zustände im Originalbrecher vor, während und nach der Zerkleinerung des Aufgabegutes vereinfachend beschreiben lassen. Im Einzelnen sind dies

- das Massenverhältnis zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken,
- die Kinematik eines beanspruchten Hammers nach dem Stoß,
- die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen eines Hammers zu Beginn des Stoßes,
- die Bedingung für das Umschlagen eines beanspruchten Hammers und
- das Verhältnis zwischen der Eindringtiefe eines Brockens in den Brecherschlagkreis und der Brockengröße (Anhang D).

Diese Kennzahlen werden für den Betriebspunkt des Originalhammerbrechers berechnet und müssen bei der Auslegung des Modellhammerbrechers konstant bleiben. Ebenfalls unverändert bleiben dabei die berücksichtigten Betriebspunktparameter (Anhang A).

Der Maßstab bei der Entwicklung des Modellhammerbrechers beträgt $M = 1 / 6$. Folglich verringern sich die Längenabmessungen im Modell im Vergleich mit dem Original um den Faktor $F = 1 / 6$, die Massen um den Faktor $F = 1 / 6^3$ und die Massenträgheitsmomente um den Faktor $F = 1 / 6^5$. Eine Darstellung des Modellhammerbrechers befindet sich im Anhang E.

Die Abbildung 6.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Modellhammerbrechers mit erforderlichen Meßeinrichtungen sowie Informations- und Signalflüssen. In Abhängigkeit von der Meßaufgabe (Kapitel 4) sind Modifikationen am Modellaufbau sowie in der Auswahl und Anordnung von Meßeinrichtungen notwendig.

Nachfolgend werden im Rahmen von Laborversuchen durchzuführende Anpassungen am Modellhammerbrecher für die Einzelkorn- und Mehrkornaufgabe (Kapitel 4) beschrieben.

Der entwickelte Modellhammerbrecher mit der Vorrichtung zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl vor, während und nach einem Stoß zwischen einem Hammer und einem einzelnen Aufgabegutbrocken wird im Anhang E dargestellt.

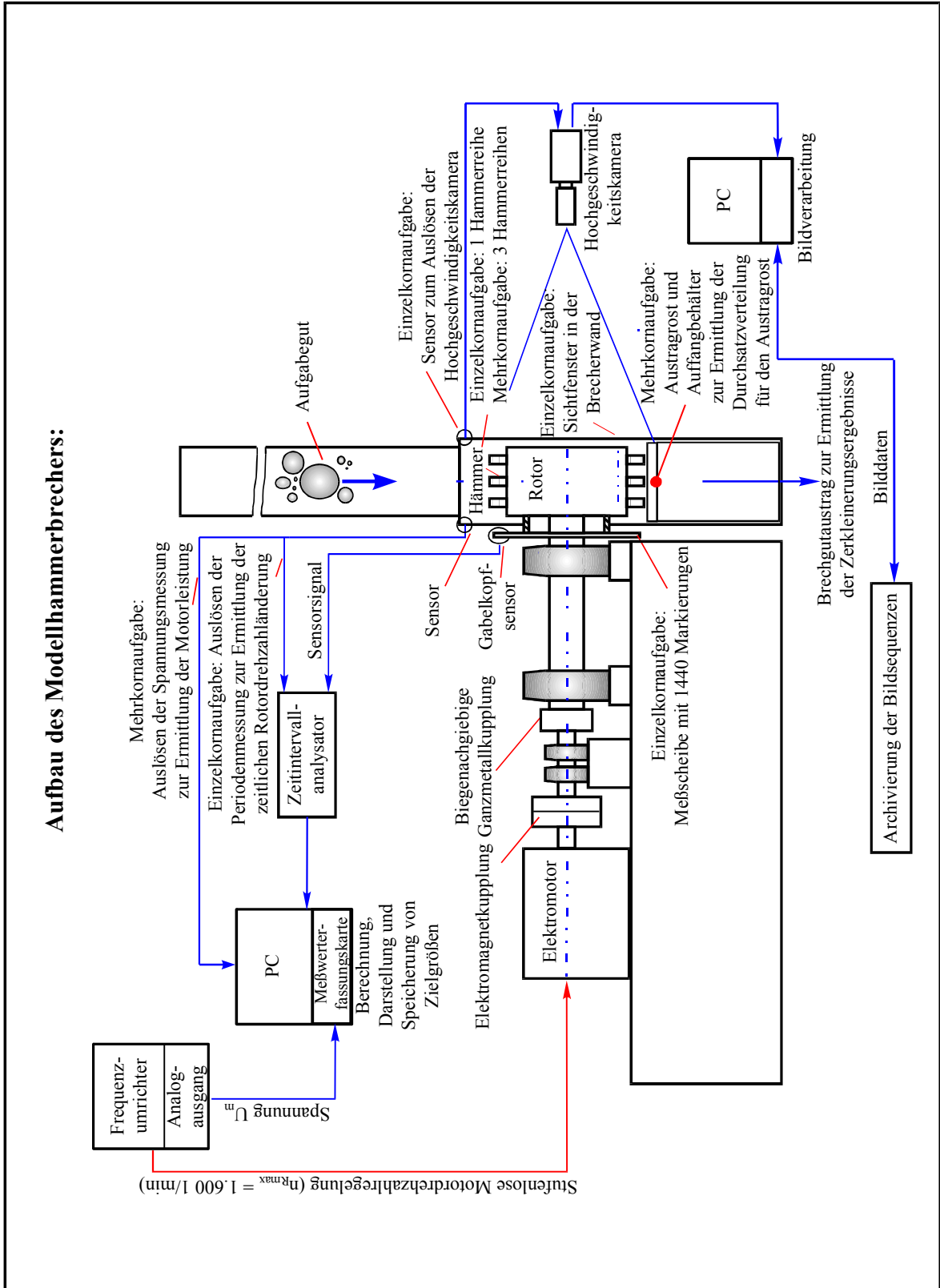


Abbildung 6.1: Prinzipieller Aufbau des Modellhammerbrechers

Einzelkornaufgabe:

Bei der Einzelkornaufgabe zur Analyse der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich wird der Modellhammerbrecher ausschließlich mit der mittleren Hammerreihe ausgerüstet (Abbildung 6.1). Dadurch läßt sich eine aufgenommene zeitliche Rotordrehzahländerung eindeutig dem Primärstoß zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken zuordnen.

Zur Beobachtung der Primärstoßart, der Brockeneindringtiefe und der resultierenden Hammerbewegungen dient eine Hochgeschwindigkeitskamera. Dazu wird die Vorderseite des Brechergehäuses mit einem Sichtfenster ausgestattet.

Die Zerkleinerung des Aufgabegutes an den Arbeitsraumbegrenzungen ist zu minimieren, weil ausschließlich die Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer analysiert werden soll. Deshalb wird der Modellhammerbrecher ohne Schlagwand, Prallwand und Austragsrost betrieben. Zudem sind die Innenwände und der Boden des Brechergehäuses mit Kunststoffmatten ausgekleidet.

Dagegen läßt sich der so genannte Walzenbrechereffekt (Kapitel 4) nur dann untersuchen, wenn der Modellhammerbrecher ohne Hämmer und ohne Austragsrost betrieben wird. Arbeitsraumbegrenzungen sind allein die montierten Schlag- und Prallwände. Unmittelbar oberhalb des Rotors wird eine geneigte Schurre installiert. Sie dient als Leitblech der direkten Zuführung von Aufgabegutbrocken in den Arbeitsraumbereich zwischen der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper. Ferner erhalten die Rotorscheiben an ihren Umfangsflächen eine Auftragsschweißung, ähnlich wie diese in der Originalmaschine zum Verschleißschutz aufgebracht wird (Kapitel 3.2.3.2). Im Vergleich mit einer glatten Rotorumfangsfläche verbessert sich dadurch die einziehende Wirkung des Rotors auf die in den Schlagwandbereich transportierten Aufgabegutbrocken.

Bei der Einzelkornaufgabe werden unmittelbar vor dem Meßbeginn der Antriebsmotor durch die Betätigung der Elektromagnetkupplung von der Rotorwelle getrennt und ein Aufgabegutbrocken manuell zugeführt. Der Brecherantriebsmotor hat so keinen Einfluß mehr auf die zeitliche Änderung der Primärstoßkraft (Kapitel 6.2.1).

Ein herabfallender Brocken aktiviert einen optoelektronischen Sensor im Fallschacht. Dadurch wird die Messung mit dem Zeitintervallanalysator gestartet und die Bildaufnahme mit der Hochgeschwindigkeitskamera ausgelöst.

Mehrkornaufgabe:

Bei der Mehrkornaufgabe wird der Modellhammerbrecher mit drei Hammerreihen ausgerüstet (Abbildung 6.1). Dadurch läßt sich die vollständige Arbeitsraumbreite des Brechers insbesondere im Schlagwandbereich und auf dem Austragsrost für die Zerkleinerung und den Transport des Gesteins nutzen.

Zur Untersuchung der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich wird der Modellhammerbrecher mit Schlag- und Prallwand sowie ohne Austragsrost betrieben. Bei der Analyse der Gesamtzerkleinerung sind demgegenüber zusätzlich der Austragsrost und ein Auffangbehälter (Kapitel 6.2.5) unterhalb des Austragsrostes zu montieren.

Die Mehrkornaufgabe erfordert aufgrund der kontinuierlichen Aufgabegutzuführung im Gegensatz zur Einzelkornaufgabe ständig eine Verbindung zwischen dem Antriebsmotor und der Rotorwelle.

Das herabfallende Aufgabegut aktiviert einen optoelektronischen Sensor im Fallschacht. Dadurch wird die Spannungsmessung am Analogausgang des Frequenzumrichters zur Bestimmung der Antriebsmotorleistung gestartet.

6.2 Zielgrößen sowie verwendete Meßverfahren und Meßeinrichtungen

Die Genauigkeitsanforderungen an die verwendeten Meßverfahren und -einrichtungen werden durch die Vorgabe bestimmt, wonach die Meßergebnisse Trendaussagen zur Funktionsweise des Modellhammerbrechers erlauben müssen.

6.2.1 Zeitlicher Verlauf der Rotordrehzahl zur Kraft- und Energieermittlung während eines Primärstoßes

Die maximale Primärstoßkraft an einer Hammerachse in Rotorumfangsrichtung läßt sich, ebenso wie die während eines Primärstoßes umgesetzte kinetische Energie des Rotors (d. h. die Primärstoßenergie), aus dem zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl während der Primärstoßzeit ableiten. Zur Bestimmung dieser zeitlichen Rotordrehzahländerung vor, während und nach dem Primärstoß zwischen einem in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutbrocken und einem Hammer wird ein spezielles Verfahren entwickelt [74, S. 1 ff]. Derzeit vorhandene Meßeinrichtungen zur Drehzahl- und Kraftermittlung sind in ihrer Leistung begrenzt, aufgrund ihrer Empfindlichkeit gegen Staub und Stöße ungeeignet für einen Einsatz am Modellhammerbrecher und / oder wirtschaftlich nicht vertretbar. Außerdem haben Fertigungstoleranzen einen maßgeblichen Einfluß auf die Meßergebnisse [29, S. 126 ff].

Hauptkomponenten der entwickelten Meßeinrichtung sind nachfolgend aufgeführt:

- (1) Eine Meßscheibe, an deren Umfang 1440 Markierungen in Form von Schlitz und Stegen angebracht sind.
- (2) Ein optoelektronischer Gabelkopfsensor zur Abtastung der Markierungen an der Meßscheibe und zur Generierung eines Sensorsignales.
- (3) Ein Zeitintervallanalysator zur Auswertung des Sensorsignales.
- (4) Ein Meßcomputer inklusive Anwendungsprogrammen zur Berechnung, Darstellung, Speicherung und Ausgabe von Meßergebnissen.

Die außerhalb des Brechergehäuses angeordnete Meßscheibe (1) ist verdrehfest mit dem Rotorgrundkörper verbunden, um den Einfluß der Rotorwellentorsion auf die Ergebnisse der Messungen auszuschließen. Zur Herstellung der Scheibe mit einem Außendurchmesser von 460 mm wird Edelstahlblech mit einer Dicke von 1,5 mm verwendet. Jede Markierung hat eine Tiefe von 5 mm. Am Meßdurchmesser der Meßscheibe $d_M = 457,5$ mm weisen die Markierungen eine Breite von 1 mm mit einer Fertigungstoleranz von $\pm 0,02$ mm auf.

Der optoelektronische Gabelkopfsensor registriert die Markierungen der Meßscheibe am Meßdurchmesser und generiert daraus einen Rechteckimpuls (d. h. einen TTL – Impuls) mit einer Spannungsamplitude von 0 bis 5 Volt. Komponenten dieses Sensors sind eine

Infrarotlichtquelle mit einer Blende (der Durchmesser beträgt 0,8 mm), ein Empfänger und eine Signalumwandlungselektronik mit Schmitt-Trigger-Ausgang und Signalumformer. Die Sensorschaltzeit beträgt rund 90 ns. Dieser Gabelkopfsensor befindet sich am oberen Totpunkt der Meßscheibe. Dadurch wird der Einfluß radialer Rotorwellendurchbiegungen bzw. -schwingungen auf die Ermittlung der zeitlichen Rotordrehzahländerung minimiert. Wesentliche Ursachen für Änderungen beim zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl sind so Stöße zwischen den Hämmern und den Aufgabegutbrocken sowie Eigenschwingungen des Systems "Rotor-Rotorwelle" in Rotorumfangsrichtung. Dagegen ist der Einfluß des Strömungswiderstandes an den Hämmern und am Rotor auf den zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl, wie die Reibung in den Rotorwellenwälzlagern, voraussichtlich gering.

Mit dem Zeitintervallanalysator werden die Periodenzeiten des Rechteckimpulses gemessen. Eine Periode setzt sich aus zwei aufeinanderfolgenden Markierungen der Meßscheibe (d. h. einem Schlitz und einem Steg) zusammen. Die gemessenen Zeitdaten werden gespeichert und anschließend einem Meßcomputer zur Berechnung der zeitlichen Rotordrehzahländerung übergeben.

Die Breiten der toleranzbehafteten Markierungen an der Meßscheibe sind mit den vorhandenen Meßgeräten nicht ermittelbar. Daneben können sich die Markierungsbreiten infolge von Beschädigungen und Verschmutzungen während des Brecherbetriebes ändern. Deshalb wird ein Verfahren entwickelt, mit dem die zeitliche Rotordrehzahländerung unabhängig von den Markierungsbreiten analytisch ermittelbar ist. Es setzt sich aus einer Leerlauf- oder Kalibrierungsphase und einer anschließenden Meßphase mit den Stößen zusammen. Die Leerlaufphase beginnt beim Erreichen der Betriebsrotordrehzahl mit der Trennung des Brecherantriebsmotors von der Rotorwelle durch die Betätigung der Elektromagnetkupplung. Damit wird der Einfluß des Antriebsmotors auf den zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl eliminiert (Kapitel 6.1). So läßt sich der Bewegungszustand der Rotorwelle während der Leerlaufphase allgemein durch einen Polynomansatz beschreiben [74, S. 1 ff]. Der Buchstabe n bezeichnet hierin die Anzahl der trigonometrischen Polynomglieder:

$$\dot{\phi}_2(t) = e^{-\delta t} \cdot \left[\dot{\phi}_{20} + \sum_{j=1}^n a_j \cdot \sin(\dot{\phi}_{ej} \cdot t + \phi_{ej}) \right] \quad (6.1)$$

Zur analytischen Lösung der Meßaufgabe wird in der Gleichung (6.1) ausschließlich das

trigonometrische Glied erster Ordnung berücksichtigt. Spätere Labormessungen zeigen, daß dies zulässig ist:

$$\dot{\varphi}_2(t) = e^{-\delta t} \cdot [\dot{\varphi}_{20} + a \cdot \sin(\dot{\varphi}_e \cdot t + \varphi_e)] \quad (6.2)$$

Durch die Integration der Gleichung (6.2) über das allgemeine Zeitintervall $[t_1, t_2]$ ergibt sich eine Beziehung zur Berechnung des Rotordrehwinkels φ_2 als Funktion der Zeit t:

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) = & \frac{\dot{\varphi}_{20}}{\delta} \cdot [e^{-\delta t_1} - e^{-\delta t_2}] + \dots \quad (6.3) \\ & \dots + \frac{a \cdot \dot{\varphi}_e}{[\delta^2 + \dot{\varphi}_e^2]} \cdot \left\{ e^{-\delta t_1} \cdot \left[\frac{\delta}{\dot{\varphi}_e} \cdot \sin(\dot{\varphi}_e \cdot t_1 + \varphi_e) + \cos(\dot{\varphi}_e \cdot t_1 + \varphi_e) \right] - \dots \right. \\ & \left. \dots - e^{-\delta t_2} \cdot \left[\frac{\delta}{\dot{\varphi}_e} \cdot \sin(\dot{\varphi}_e \cdot t_2 + \varphi_e) + \cos(\dot{\varphi}_e \cdot t_2 + \varphi_e) \right] \right\}. \end{aligned}$$

Zur die Ermittlung der Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{20}$ der Rotorwelle während der Brecherleerlaufphase wird für vernachlässigbar geringe Schwingungen des Rotorsystems (spätere Labormessungen zeigen, daß diese Vereinfachung zulässig ist) die Gleichung (6.2) umgeformt:

$$\dot{\varphi}_2(t) = \dot{\varphi}_{20} \cdot e^{-\delta t} \quad (6.4)$$

Durch die Integration der Gleichung (6.4) über das Zeitintervall $[T_0, T_1]$ für die erste Rotorumdrehung und über das Zeitintervall $[T_0, T_2]$ für die ersten beiden Umdrehungen des Rotors ergeben sich Gleichungen zur Berechnung der Rotordrehwinkel, die in diesen Zeiträumen zurückgelegt werden:

$$\varphi_2(T_1) = \frac{\dot{\varphi}_{20}}{\delta} \cdot [e^{-\delta T_0} - e^{-\delta T_1}] = 2 \cdot \pi \quad (6.5)$$

$$\varphi_2(T_2) = \frac{\dot{\varphi}_{20}}{\delta} \cdot [e^{-\delta T_0} - e^{-\delta T_2}] = 4 \cdot \pi \quad (6.6)$$

Aus dem Vergleich der Beziehungen (6.5) und (6.6) ergibt sich die Formel:

$$e^{-\delta \cdot T_0} - e^{-\delta \cdot T_1} = \frac{1}{2} \cdot (e^{-\delta \cdot T_0} - e^{-\delta \cdot T_2}) \quad (6.7)$$

Mit den Rotorwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\phi}_{20,21,22}$ zu Beginn der Leerlaufmessung sowie am Ende der 1-ten und am Ende der 2-ten Rotorumdrehung (Abbildung 6.2) folgt aus der Gleichung (6.7) unter Verwendung der Gleichung (6.4):

$$2 \cdot (\dot{\phi}_{20} - \dot{\phi}_{21}) = (\dot{\phi}_{20} - \dot{\phi}_{22}) \quad (6.8)$$

$$\dot{\phi}_{20} - \dot{\phi}_{21} = \dot{\phi}_{21} - \dot{\phi}_{22} \quad (6.9)$$

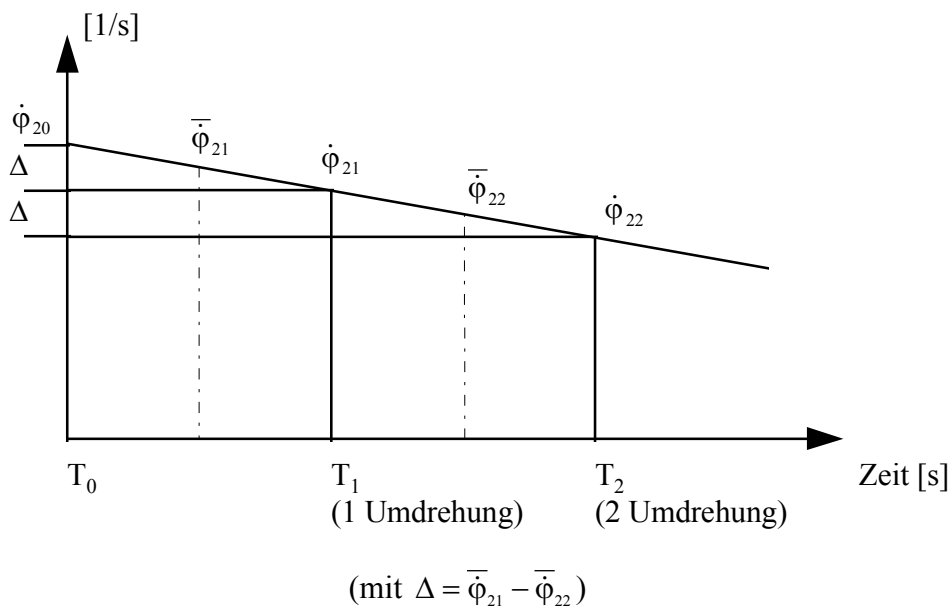


Abbildung 6.2: Linearer Ansatz zur Bestimmung der Rotorwinkelgeschwindigkeit

Nach der Formel (6.9) ist der zeitliche Verlauf der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_2$ während der Leerlaufphase des entwickelten Modellhammerbrechers je Rotorumdrehung mit den geltenden Annahmen und Voraussetzungen konstant (Abbildung 6.2). Diese Vereinfachung ist für kleine Beobachtungszeiten t zulässig.

Anhand der Abbildung 6.2 werden Gleichungen zur Berechnung der mittleren Rotorwinkelgeschwindigkeit während der ersten und der zweiten Rotorumdrehung abgeleitet:

$$\bar{\phi}_{21} = \frac{1}{T_1 - T_0} \quad (6.10)$$

$$\bar{\dot{\phi}}_{22} = \frac{1}{T_2 - T_1} \quad (6.11)$$

Des Weiteren lautet die Beziehung zur Berechnung der Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{20}$ des Modellhammerbrechers zu Beginn der Leerlaufphase in der Dimension "Umdrehungen je Zeiteinheit":

$$\dot{\phi}_{20} = \bar{\dot{\phi}}_{21} + \frac{\bar{\dot{\phi}}_{21} - \bar{\dot{\phi}}_{22}}{2} \quad (6.12)$$

Mit der Annahme, daß für das allgemeine Zeitintervall [$t_1 = 0$, $t_2 = \infty$] die Schwingungen des Rotors während der Leerlaufphase vernachlässigbar gering sind, ergibt sich aus der Gleichung (6.3) der maximale Drehwinkel $\phi_{2\max}$, den der Rotor im Leerlauf bis zum Stillstand überstreicht:

$$\phi_{2\max} = \frac{\dot{\phi}_{20}}{\delta} \quad (6.13)$$

Hierin ist die Dämpfung der Rotordrehzahl δ noch unbekannt. Aus der Abbildung 6.2 resultiert aber ein Ansatz zur Berechnung des maximalen Rotordrehwinkels $\phi_{2\max}$ in der Dimension "Anzahl der Umdrehungen":

$$\frac{\bar{\dot{\phi}}_{21} - \bar{\dot{\phi}}_{22}}{1} = \frac{\dot{\phi}_{20}}{\phi_{2\max}} \quad (6.14)$$

$$\phi_{2\max} = \frac{\dot{\phi}_{20}}{\bar{\dot{\phi}}_{21} - \bar{\dot{\phi}}_{22}} \quad (6.15)$$

Aus der Gleichung (6.13) leitet sich somit die Formel zur Berechnung der Dämpfung δ der Rotorwinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_2$ des Modellhammerbrechers je Rotorumdrehung ab:

$$\delta = \frac{\dot{\phi}_{20}}{\phi_{2\max}} \quad (6.16)$$

Unter Verwendung der Gleichungen (6.10) bis (6.12), (6.15) und (6.16) läßt sich für jede

gemessene i -te Periodendauer der j -ten Rotorumdrehung t_{ji} ein Drehwinkel φ_{2ji} der Meßscheibe berechnen. Diese Berechnung gilt für eine linear verzögerte Rotationsbewegung des Rotors während der Brecherleerlaufphase mit vernachlässigbar geringen Schwingungsamplituden. Damit lautet die Funktion (6.3) für den Rotordrehwinkel $\varphi_2(t)$:

$$\varphi_{2ji}(t_{ji}) = \frac{\dot{\varphi}_{20}}{\delta} \cdot (1 - e^{-\delta \cdot t_{ji}}) \quad (6.17)$$

Diese Beziehung eignet sich nicht zur Berechnung der Rotordrehwinkel φ_{2ji} , weil während der Leerlaufphase mit wachsender Meßdauer die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ des Rotors abnimmt und sich daher die gemessenen Periodenzeiten t_{ji} ständig verlängern. Dies bewirkt eine rechnerische Vergrößerung der Rotordrehwinkel φ_{2ji} . Aus diesem Grund werden die Rotordrehwinkel φ_{2ji} im "Gradmaß" auf eine Rotorumdrehung j normiert:

$$\varphi_{2ji} = \frac{\sum_{i=1}^i \varphi_{2ji}}{\sum_{i=1}^m \varphi_{2ji}} \cdot 360^\circ - \sum_{i=1}^{i-1} \varphi_{2ji} \quad (6.18)$$

Im Zähler des Bruches befindet sich die Winkelsumme von der ersten bis zur i -ten Periode einer j -ten Rotorumdrehung und im Nenner der Winkel für die j -te Rotorumdrehung, bestehend aus $m = 720$ Perioden. Weil der Bruch eine spezifische Winkelsumme von der ersten bis zur i -ten Periode ergibt, muß hiervon noch die Winkelsumme von der ersten bis zur $(i - 1)$ -ten Periode subtrahiert werden. Mit den Gleichungen (6.10) bis (6.12) und (6.15) bis (6.18) ergibt sich somit die Funktion zur Berechnung des Rotordrehwinkels φ_{2ji} für die i -te Periode einer j -ten Rotorumdrehung des Modellhammerbrechers im "Gradmaß":

$$\varphi_{2ji} = \frac{\sum_{i=1}^i [1 - e^{-(\delta \cdot t_{ji})}]}{\sum_{i=1}^m [1 - e^{-(\delta \cdot t_{ji})}]} \cdot 360^\circ - \frac{\dot{\varphi}_{20}}{\delta} \cdot \sum_{i=1}^{i-1} [1 - e^{-(\delta \cdot t_{ji})}] \quad (6.19)$$

Die Leerlaufphase besteht aus k Rotorumdrehungen, wobei die Aufnahmedauer des Zeitintervallanalysators die Menge k begrenzt. Für jede i -te Periode (d. h. für jede i -te Markierungslänge an der Meßscheibe) werden somit k verschiedene Rotordrehwinkel φ_{2ki} berechnet. Das arithmetische Mittel dieser Einzelwinkel ergibt einen normierten Rotordrehwinkel $\bar{\varphi}_{2i}$ für jede i -te Markierungslänge im "Gradmaß":

$$\boxed{\bar{\varphi}_{2i} = \frac{\sum_{j=1}^k \varphi_{2ji}}{k}} \quad (6.20)$$

Die Rotordrehwinkel $\bar{\varphi}_{2i}$ werden während der Leerlaufphase des Modellhammerbrechers bestimmt und beschreiben in ihrer Gesamtheit von $i = 1$ bis 720 eine Referenzumdrehung der Meßscheibe. Sie dienen der Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl während der Leerlaufphase und der anschließenden Meßphase mit der Stoßfolge. Die Winkel $\bar{\varphi}_{2i}$ werden zu Beginn einer Messung aufgenommen und mit den entsprechenden Periodenzeiten t_{ji} während der Leerlauf- und der Meßphase verglichen. Dadurch läßt sich der Einfluß von Fertigungstoleranzen, Beschädigungen und Verschmutzungen an den Markierungen der Meßscheibe auf die Ermittlung der zeitlichen Rotordrehzahländerung minimieren.

Die Formel zur Berechnung der mittleren Rotorwinkelgeschwindigkeit für eine gemessene Periode t_{ji} (d. h. Markierungslänge) der j -ten Rotorumdrehung lautet schließlich in der Einheit "Umdrehung je Zeiteinheit":

$$\dot{\varphi}_{2ji} = \omega_{2ji} = \frac{\bar{\varphi}_{2i}}{t_{ji}} \quad (6.21)$$

$$\boxed{n_{Rji} = \frac{\bar{\varphi}_{2i}}{t_{ji} \cdot 360^\circ}} \quad (6.22)$$

Eine abgeleitete Größe aus dem zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl ist die an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung wirkende mittlere Reaktionskraft F_{Axji} während einer Periode t_{ji} . Es wird angenommen, daß beim entwickelten Modellhammerbrecher der Teilkreisradius der Hammerachsen $R = 180$ mm und das Massenträgheitsmoment des Rotors mit montierten Hämmern $J_R^{(P)} = 7,62$ kgm² während der Meßdauer konstant sind:

$$\boxed{F_{Axji} = \frac{2 \cdot \pi \cdot J_R^{(P)}}{R} \cdot \frac{n_{Rj(i-1)} - n_{Rji}}{t_{ji}}} \quad (6.23)$$

In der Abbildung 6.3 sind die zeitlichen Verläufe der Rotordrehzahl n_R und der an der

Hammerachse in Rotorumfangsrichtung wirkenden Reaktionskraft F_{Ax} für eine Rotordrehung dargestellt. Der Abbildung werden die maximale Primärstoßkraft F_{Ax} an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung, die Primärstoßzeit t_s und die Änderung der Rotordrehzahl Δn_R während eines Primärstoßes entnommen. Der Primärstoß beginnt mit dem Kontakt der Stoßpartner und endet mit ihrer vollständigen Trennung. Der Beginn und das Ende dieses Stoßes sind durch eine prägnante Änderung der Rotordrehzahl n_R und eine entsprechende Änderung der Reaktionskraft F_{Ax} gekennzeichnet. Bei bekannten Parametern Δn_R und t_s läßt sich somit die mittlere Primärstoßkraft F_{Axm} an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung mit der nachstehenden Gleichung berechnen:

$$F_{Axm} = \frac{2 \cdot \pi \cdot J_R^{(P)}}{R} \cdot \frac{\Delta n_R}{t_s} \quad (6.24)$$

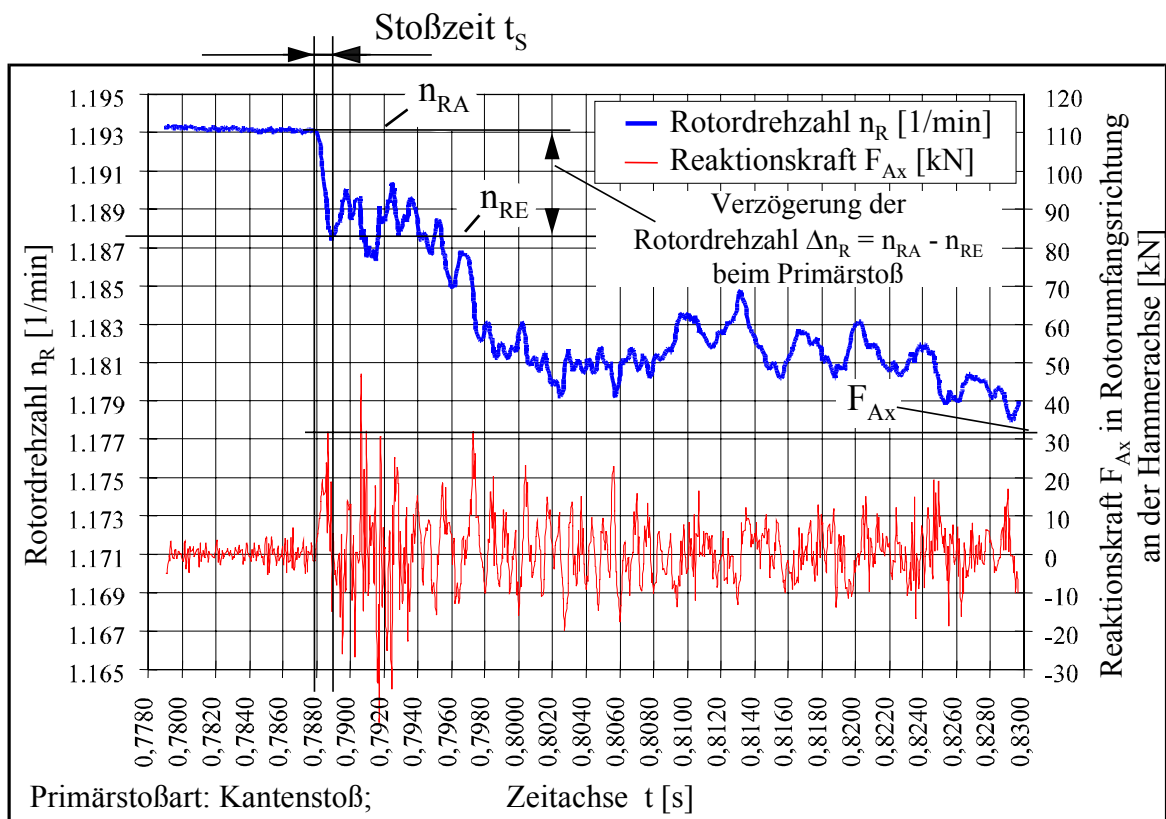


Abbildung 6.3: Zeitlicher Verlauf der Primärstoßkraft und der Rotordrehzahl

Mit der Annahme, daß die Dämpfung δ der Rotordrehzahl n_R während der Stoßzeit t_s vernachlässigbar gering ist, läßt sich die vom Rotor des Modellhammerbrechers während eines Primärstoßes umgesetzte Rotationsenergie ΔE_{kins} (d. h. die Primärstoßenergie) wie

folgt ermitteln. Dabei werden die Werte der Rotordrehzahlen n_{RA} und n_{RE} zu Beginn und zum Ende eines Primärstoßes der Abbildung 6.3 entnommen:

$$\Delta E_{\text{kin S}} = 2 \cdot \pi^2 \cdot J_R^{(P)} \cdot (n_{RA}^2 - n_{RE}^2) \quad (6.25)$$

Aus dem zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl läßt sich außerdem die Rotationsenergie $\Delta E_{\text{kin ges}}$ ableiten, die der Rotor des Modellhammerbrechers während einer Stoßfolge bzw. innerhalb der Meßdauer abgibt. Diese Energie wird aus der Differenz zwischen der insgesamt vom Rotor abgegebenen Rotationsenergie während der Meßdauer und der anschließend im Brecherleerlauf vom Rotor abgegebenen Rotationsenergie während der Meßdauer gebildet. Sie beinhaltet deshalb die aufgewendete Zerkleinerungsarbeit, die Arbeit für den Brechguttransport sowie Reibungs- und Strömungswiderstandseffekte während einer Stoßfolge:

$$\Delta E_{\text{kin ges}} = 2 \cdot \pi^2 \cdot J_R^{(P)} \cdot \left[(n_{R2}^2 - n_{R43}^2) - (n_{R2}^2 - n_{R643}^2) \right] \quad (6.26)$$

$$\Delta E_{\text{kin ges}} = 2 \cdot \pi^2 \cdot J_R^{(P)} \cdot \left[(n_{R2}^2 - n_{R43}^2) - (n_{R2}^2 - (n_{R2} - 41 \cdot \delta)^2) \right] \quad (6.27)$$

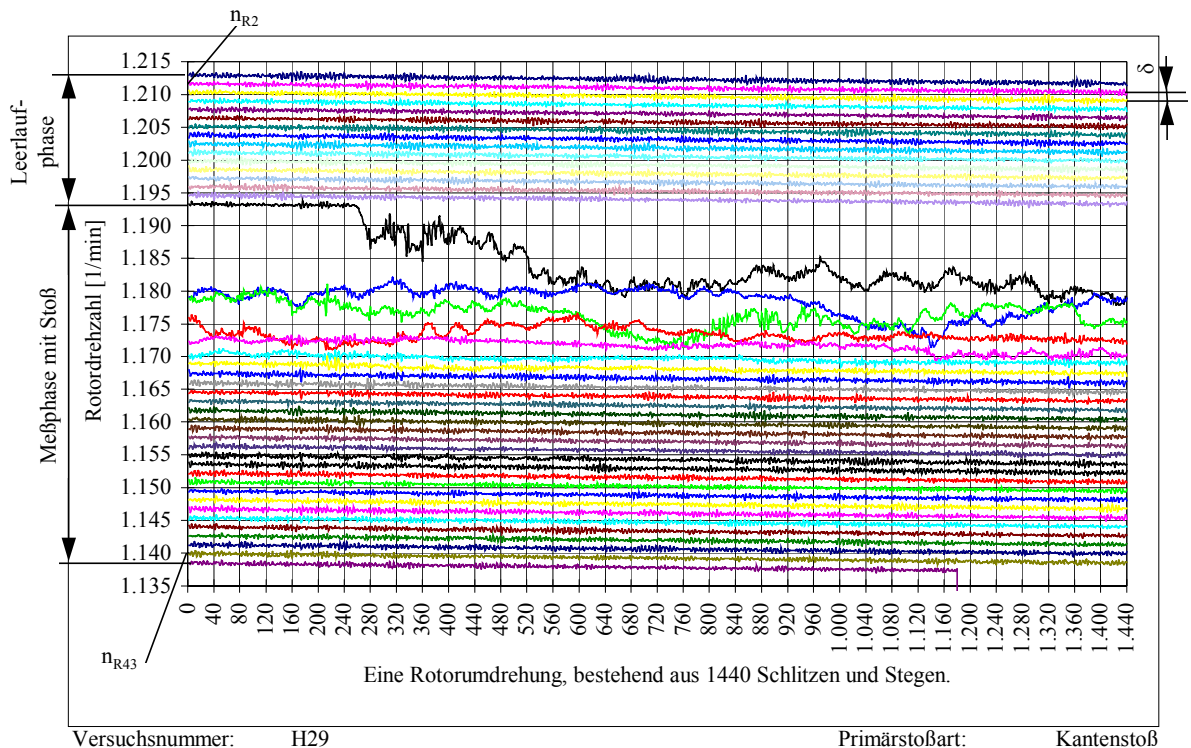


Abbildung 6.4: Zeitlicher Verlauf der Rotordrehzahl während der Meßdauer

In der Abbildung 6.4 ist der zeitliche Verlauf der Rotordrehzahl n_R während der 44 Rotorumdrehungen dargestellt, die innerhalb der Meßdauer aufgenommen werden. Bei der Berechnung der Rotationsenergie nach der Gleichung (6.27) sind darin die erste und die letzte Rotorumdrehung zu streichen. Der Abbildung werden außerdem die Rotordrehzahlen n_{R2} und n_{R43} zu Beginn der 2-ten und der 43-ten Rotorumdrehung entnommen. Bei den Kräften und Energien nach Gleichung (6.23), (6.24), (6.25) und (6.27) handelt es sich um maximale Werte, weil in den Berechnungen jeweils das konstante Massenträgheitsmoment des Rotors $J_R^{(P)}$ mit nicht beweglichen, radial gestreckten Hämmern verwendet wird.

Die Bestimmung des Gesamtfehlers bzw. des Vertrauensbereiches $\pm a_V$ für den ermittelten zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl und die daraus abgeleiteten Parameter wird im Kapitel 6.3 beschrieben.

Die Genauigkeit bei der Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl ist von unterschiedlichen Aspekten abhängig. So benötigt der Rotor des Modellhammerbrechers bei einer Umfangsgeschwindigkeit der Hämmer von $v_1 = 30$ m/s und einem Schlagkreisradius von $R_S = 250$ mm eine Zeit von etwa $T = 52,3$ ms für eine Umdrehung. Dementsprechend ist für die Bewältigung einer Markierungslänge an der Meßscheibe (d. h. einer Periode) eine Zeit von etwa $t = 52,3$ ms / 720 = 72,7 μ s erforderlich. Unter der Voraussetzung, daß der Zeitintervallanalysator maximal 32.000 Meßwerte speichern kann, ergibt sich daraus eine maximale Aufnahmedauer von etwa $32.000 \times 72,7 \mu$ s = 2,3 Sekunden. Dieser Wert entspricht rund 44 Rotorumdrehungen.

Der Zeitintervallanalysator nimmt im Modus der Periodenmessung jedes Zeitintervall mit einer Nenntoleranz von $\pm 0,3$ ns auf. Dabei handelt es sich gemäß Herstellerangabe um einen statistischen Wert mit einer Erwartungswahrscheinlichkeit von $P = 99$ %. Die Abweichung bei der Messung einer Periode von $t = 72,7 \mu$ s für eine Markierungslänge an der Meßscheibe beträgt folglich rund $\pm 0,0004$ %. Versuchsergebnisse am entwickelten Modellhammerbrecher zeigen, daß die Meßwerte eines zeitlichen Rotordrehzahlverlaufes vom geschätzten Mittelwert um etwa $\pm 0,2$ % abweichen.

Die Ausleserate des Zeitintervallanalysators von 14 Millionen Meßwerten je Sekunde bestimmt die Frequenz, mit welcher das Sensorsignal vermessen wird. Deshalb werden Rotordrehzahländerungen und folglich auch Kraftspitzen innerhalb eines Zeitintervalles von etwa $t = 1 / 14.000.000 = 0,071 \mu$ s nicht registriert.

Herstellerangaben über die vom optoelektronischen Gabelkopfsensor verursachte Fehlergröße liegen nicht vor.

6.2.2 Primärstoßarten, Brockeneindringtiefen und Hammerkinematik

Für die Aufnahme der Primärstoßarten, der entsprechenden Brockeneindringtiefen und der resultierenden Hammerkinematik wird eine Hochgeschwindigkeitskamera eingesetzt. Die Bildauflösung beträgt 128 x 512 Bildpunkte bei einer Wiederholrate von 3.200 Hz. Bei diesen Einstellungen begrenzt der Kameraspeicher die Aufnahmedauer auf rund 640,2 ms. In diesem Zeitraum werden 2.047 Einzelbilder aufgenommen, die in ihrer Gesamtheit eine abgeschlossene Bildsequenz darstellen. Daraus ergibt sich ein Zeitintervall zwischen den Einzelbildern von etwa 0,312 ms.

Die oben genannten Meßgrößen (Kapitel 4) werden mit der Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen, auf dem Kameracomputer gespeichert (Abbildung 6.1) und, wie nachfolgend beschrieben, ausgewertet. Zur Archivierung der Bildsequenzen ist der Kameracomputer mit einer externen Datenbank verbunden.

Für die rechnergestützte Auswertung der Bildsequenzen steht ein Analyseprogramm zur Verfügung. Dieses Programm ermöglicht allgemein die automatische Detektierung von markierten Objektpunkten an den Hämmern. Mit diesen Daten können die zurückgelegten Wegstrecken der Objektpunkte sowie ihre Geschwindigkeiten und Beschleunigungen berechnet und visualisiert werden. Aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Hämmer und der Staubentwicklung im Arbeitsraum des Modellbrechers während der Aufgabegutzerkleinerung versagt aber die automatische Objektdetektierung. Deshalb müssen die aufgenommenen Bildsequenzen manuell ausgewertet werden. Dazu dient eine Klarsichtfolie mit aufgedrucktem Linienmuster, die unmittelbar vor dem Bildschirm des Kameracomputers befestigt wird (Abbildung 6.5). Der in dieser Abbildung dargestellte Schlagkreis D_S dient der Bestimmung der Brockeneindringtiefe s_e (Kapitel 3.3.3). Das Maß s_e wird auf die freie Hammerhöhe y_f bezogen. Somit entspricht eine Brockeneindringtiefe von $s_e = y_f$ dem (normierten) Wert von $s_{en} = s_e / y_f = 1 = 100 \%$. Wird der normierte Meßbereich von $s_{en} = 0 \dots 1$ in Abstände mit einer Weite von 0,1 unterteilt, so ergibt sich eine durchschnittliche Ablesegenauigkeit von etwa $\pm 0,05$. Demnach beträgt der relative Feh-

ler bei der Abschätzung der normierten Brockeneindringtiefe von $s_{en} = 0,1$ etwa 50 %, von $s_{en} = 1$ dagegen rund 5 %. Der Gesamtfehler der normierten Brockeneindringtiefe s_{en} und der maximalen Auslenkungswinkel φ_1 von stoßbeanspruchten - und um ihre radiale Strecklage pendelnden - Hämmern entspricht den Vertrauensbereichen $\pm a_v$ dieser Meßgrößen (Kapitel 6.3).

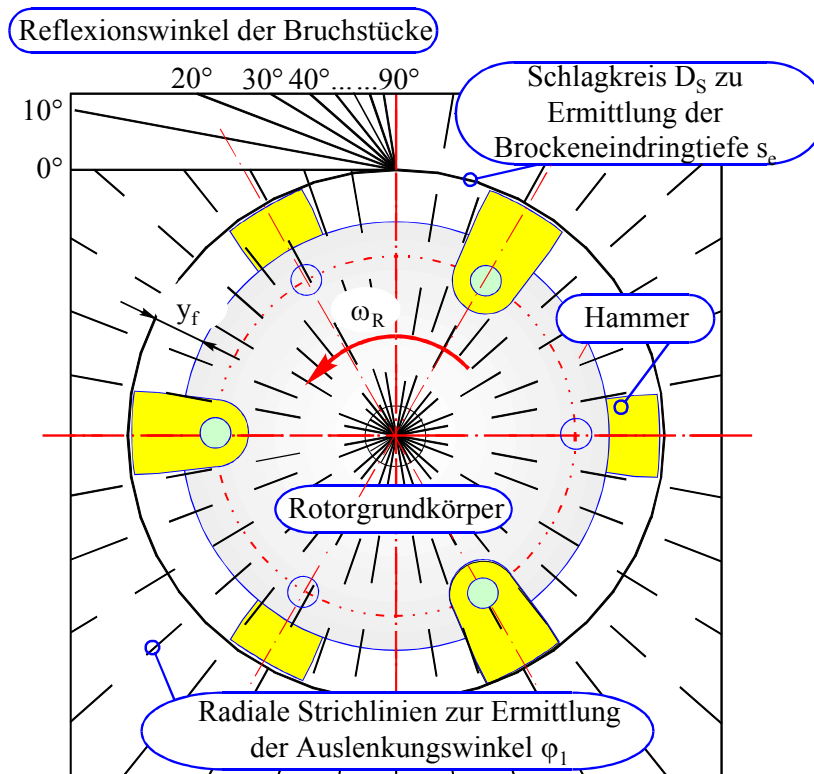


Abbildung 6.5: Bildauswertung mittels Klarsichtfolie mit Linienmuster

6.2.3 Antriebsmotorleistung

Der Modellhammerbrecher wird von einem dreipoligen Drehstrom-Asynchronmotor [1] mit einer Nennleistung von $P_{An} = 22$ kW und einem Nennstrom von $I_M = 41$ A angetrieben. Zur stufenlosen Regelung der Motordrehzahl / Rotordrehzahl wird ein Frequenzumrichter mit einer Nennleistung von $P_F = 30$ kW und einem Ausgangsnennstrom von $I_F = 61$ A eingesetzt. Der einstellbare Frequenzbereich beträgt 0 bis 100 Hz. Die Frequenz von 50 Hz entspricht einer Motornennndrehzahl von 970 1/min. Zur Ermittlung der Antriebsmotorleistung P_{An} des Modellhammerbrechers dient die am Analogausgang des Frequenzumrichters meßbare Spannung U_F . Diese Spannung ist proportional zur elektrischen Leistung

des Brecherantriebsmotors. Der Hersteller des Frequenzumrichters nennt eine Formel, die zur Berechnung der elektrischen Motorleistung mit einem absoluten Fehler von ca. 10 % verwendet werden kann. Die maximale Spannung am Frequenzumrichter ist $U_A = 10 \text{ V}$:

$$\boxed{P_{An} = P_F \cdot \frac{U_F \cdot 200\%}{U_A \cdot 100} \cdot \frac{I_M}{I_F}} \quad (6.28)$$

6.2.4 Zerkleinerungsergebnis

Das Zerkleinerungsergebnis wird durch die Korngrößenverteilung beschrieben. Zur experimentellen Ermittlung der Korngrößenverteilung eines Zerkleinerungsproduktes, d. h. zur Bestimmung einer massenbezogenen Verteilungssummenkurve $Q_3(d)$, dient die Siebana-lyse nach DIN 66 165, Teil 1 u. 2 [11, S. 1 ff] mit einer Schwingsiebmaschine.

Die experimentell ermittelten Korngrößenverteilungen von Zerkleinerungsprodukten lassen sich mit 2- bis 4-parametrischen RRSB-Verteilungen analytisch beschreiben und im RRSB-Netz darstellen [10, S. 1 ff], [56, S. 31 ff]. Diese Verteilungsfunktionen berücksich-tigen, hervorgerufen durch die spezifische Aufteilung der Koordinatenachsen, überwiegend den Feinkornanteil von Analyseproben. Sie werden daher in der Praxis gegenwärtig vor-nehmlich zur Darstellung von Prallzerkleinerungsergebnissen eingesetzt. Eine gebräuch-liche Schreibweise der RRSB-Funktion für eine massenbezogene Verteilungssumme lautet:

$$Q_3(d) = 1 - R_3(d) = 1 - e^{\left[-\left(\frac{d}{d'}\right)^n\right]} \quad (6.29)$$

In der Gleichung (6.29) sind die Variable d die Korngröße des Zerkleinerungsproduktes und $R_3(d)$ der Massenrückstand. Durch Umformen und zweimaliges Logarithmieren ergibt sich daraus die Formel [10, S. 1 f]:

$$\lg \lg \frac{1}{1 - Q_3(d)} = n \cdot \lg d - n \cdot \lg d' + \lg \lg e = n \cdot \lg d + \text{const.} \quad (6.30)$$

Im RRSB - Netz mit einer nach $\left(\lg \lg \frac{1}{1 - Q_3(d)}\right)$ -geteilten Ordinatenachse und einer nach $(\lg d)$ -geteilten Abszissenachse beschreibt die Funktion (6.30) eine Gerade. Die Einführung

einer transformierten Korngröße $\delta = d_0 \cdot \frac{d - d_u}{d_0 - d}$ für die Korngröße d liefert nach Schubert [56, S. 30] eine Formel zur Beschreibung von 2- bis 4-parametrischen RRSB-Verteilungen:

$$\lg \lg \frac{1}{1 - Q_3(d)} = n \cdot \lg \delta - n \cdot \lg d' + \lg \lg e = n \cdot \lg \delta + \text{const.} \quad (6.31)$$

Hierin sind n die Steigung der Geraden im RRSB-Netz und d' die Korngröße des Zerkleinerungsproduktes bei einem Massendurchgang von $Q_3(d) = 63,2 \%$. Das Maß d' charakterisiert die Feinheit des Zerkleinerungsproduktes.

Bei 2-parametrischen RRSB-Verteilungen hat die untere Korngröße den Wert $d_u = 0$. Dagegen konvergiert die obere Korngröße d_0 mathematisch gegen eine unendlich große Zahl. Durch die Begrenzung der oberen Korngröße d_0 entsteht daraus eine 3-parametrische RRSB-Verteilung. Wird außerdem ein positiver Wert für die untere Korngröße d_u ausgewählt, so ergibt sich eine 4-parametrische RRSB-Verteilung.

Bei der Einzelkornaufgabe zur Analyse der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer und zur Untersuchung des Walzenbrechereffektes (Kapitel 4) wird für die obere Korngröße d_0 in erster Näherung der Aufgabegutdurchmesser d_A eingesetzt. Dies ist zulässig, wenn die Aufgabegutdurchmesser d_A etwa der oberen Korngröße d_0 entsprechen. Versuche haben gezeigt, daß diese Annahme zutrifft. Mit der Bedingung, daß die untere Korngröße $d_u = 0$ ist, wird das Zerkleinerungsergebnis somit durch eine 3-parametrische Verteilung beschrieben. Berechnungen haben gezeigt, daß für die Aufgabegutzerkleinerung bei der Einzelkornaufgabe (d. h. bei der Prallzerkleinerung und beim Walzenbrechereffekt) 3-parametrische RRSB-Verteilungen durchschnittlich geringere Abweichungen zwischen den berechneten Approximationsgeraden und den Meßdaten aufweisen als 2-parametrische RRSB-Verteilungen. Dagegen werden bei der Mehrkornaufgabe (zur Untersuchung der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich des Hammerbrechers und zur Analyse der Gesamtzerkleinerung) experimentell ermittelte Korngrößenverteilungen von zerkleinerten Produkten hinreichend genau mit 2-parametrischen RRSB-Verteilungen approximiert.

Die Berechnung und Darstellung der Korngrößenverteilungen durch mehrparametrische RRSB-Verteilungen erfolgt mit einem speziell entwickelten Excel-Programm. Zunächst

werden darin die experimentell ermittelten Daten einer Verteilungssummenkurve $Q_3(d)$ im RRSB-Netz graphisch abgebildet. Durch die gezielte Auswahl der oberen Korngröße d_0 läßt sich anschließend mit der Gleichung (6.31) eine approximierte Ausgleichsgerade für die Versuchsdaten $Q_3(d)$ berechnen. Bei der Berechnung werden die Parameter dieser Verteilungsfunktion (d. h. d' und n) automatisch angepaßt. Die Auswahl der oberen Korngröße d_0 in der Gleichung (6.31) erfolgt so, daß die Abweichung zwischen den Versuchsdaten $Q_3(d)$ und der approximierten Ausgleichsgeraden im RRSB-Netz ein relatives Minimum annimmt. Die Bestimmung dieser Abweichung erfolgt mit dem Gauß'schen Prinzip der kleinsten Quadratsumme. Ergebnisse der Berechnungen sind die Verteilungsparameter d' und n aus der Gleichung (6.31). Sie werden zur Beschreibung des Zerkleinerungsergebnisses herangezogen.

6.2.5 Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost

Zur Ermittlung der Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost wird ein Auffangbehälter unterhalb des Austragsrostes angeordnet (Abbildung 6.6).

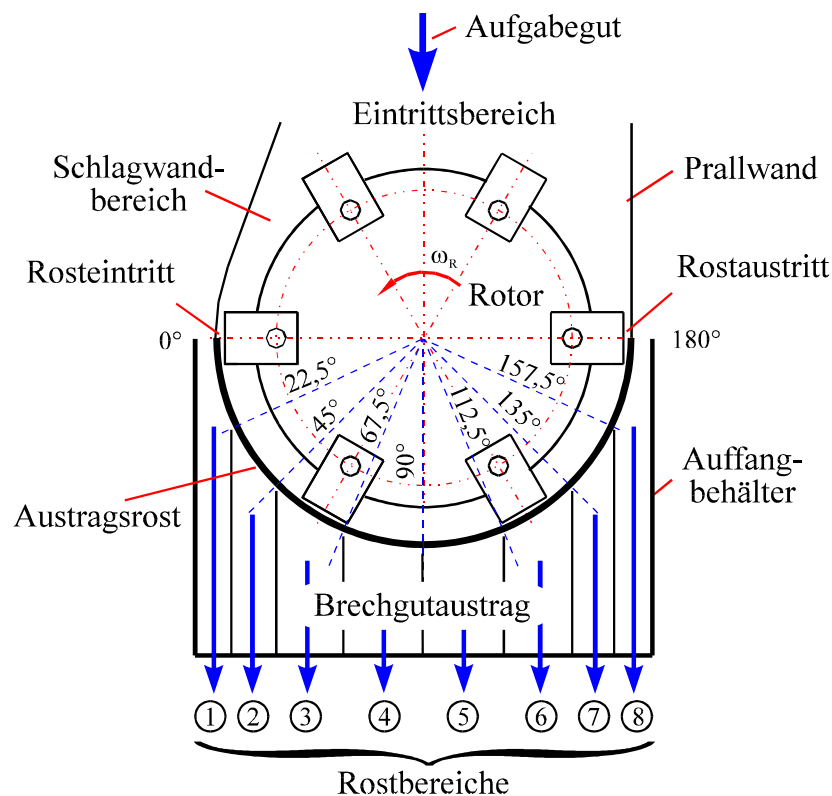


Abbildung 6.6: Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost

Dieser Auffangbehälter verfügt über mehrere voneinander getrennte Kammern ① bis ⑧, in denen das ausgetragene Fertiggut separat aufgefangen wird.

Zielgrößen der Laborversuche am Modellhammerbrecher sind die in den Kammern ① bis ⑧ befindlichen Brechgutmassen und die entsprechenden Korngrößenverteilungen für das in den einzelnen Kammern aufgefangene Brechgut (Kapitel 6.2.4).

6.3 Versuchsvorbereitung und Gesamtfehler einer Zielgröße

Versuchsvorbereitung:

Die Planung der Laborversuche am entwickelten Modellhammerbrecher erfolgt mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung [3, S. 30 ff], [24, S. 35 ff], [44], [52, S. 11 ff]. Jeder Einzelversuch ist n -mal zu wiederholen, um eine vorgegebene statistische Sicherheit der Meßergebnisse zu erzielen. Die dazu erforderliche Versuchsanzahl n wird mit der Formel (6.33) für einen maximal zulässigen Vertrauensbereich $\pm a_v$ (d. h. Gesamtfehler) und eine bestimmte Erwartungswahrscheinlichkeit P berechnet.

Im Kapitel 4 werden die Zielgrößen der Laborversuche am Modellhammerbrecher beschrieben. Bei der durchzuführenden Betriebspunktanalyse bleiben wesentliche, vom Originalhammerbrecher und dem gewählten Modellmaßstab festgelegte, geometrische und betriebliche Maschinenparameter des Modellhammerbrechers konstant (Abbildung 4.1 und Anhang A). Die Einstellstufen der variablen Einflußparameter werden in der Tabelle 6.1 dargestellt.

Maschinentyp	Versuch	Variable Einflußparameter	Einstellstufen				
Modellhammerbrecher	Einzelkornaufgabe	Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
		Aufgabegutgröße d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
	Mehrkornaufgabe	Nennmassenstrom m' [t/h]	2,20				
Originalhammerbrecher	Einzelkornaufgabe	Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	216,0	1.080,0	2.160,0	3.240,0	4.320,0
		Aufgabegutgröße d_A [mm]	532,6	910,8	1.147,5	1.313,6	1.445,8
	Mehrkornaufgabe	Nennmassenstrom m' [t/h]	1.200,0				

Tabelle 6.1: Einstellstufen variabler Einflußgrößen bei den Laborversuchen

Jede dieser Einstellstufen charakterisiert einen n -malig durchzuführenden Versuchspunkt. Für den Nennmassenstrom wird hierin ausschließlich der für den Betriebspunkt zutreffende Wert angegeben.

Die Aufgabegutnennmassen m_A und der Nennmassenstrom m' für die Laborversuche am Modellhammerbrecher werden aus den in der Tabelle 6.1 aufgeführten Originalwerten abgeleitet. Unter Beachtung des Modellmaßstabes von $1/6$ beträgt der Umrechnungsfaktor zur Berechnung der einzelnen Brockenmassen $1/6^3$ (Kapitel 6.1). Dieser Faktor gilt auch für die Ermittlung des Modellmassenstromes. Zudem ist der Modellmassenstrom noch um den Geometriefaktor F_G zu vermindern. Auf diese Weise werden die unterschiedlichen Arbeitsraumabmessungen vom Modell- und vom Originalhammerbrecher berücksichtigt:

$$F_G = \frac{[\text{Vom Brechgut durchsetzter Arbeitsraumquerschnitt im Original}] \cdot \frac{1}{6^2}}{\text{Vom Brechgut durchsetzter Arbeitsraumquerschnitt im Modell}} \quad (6.32)$$

Das verwendete Aufgabegut (Kapitel 4) stammt aus den Sprengwänden der Lagerstätten. Die bei den Laborversuchen am Modellhammerbrecher verwendeten Einzelbrocken und Schüttgüter müssen gleichwohl ähnliche petrographische und physikalische Eigenschaften aufweisen. Dadurch werden Voraussetzungen geschaffen, um reproduzierbare Versuchsergebnisse zu erzielen und die Streuung der Meßwerte zu begrenzen. Deshalb sind die Aufgabegutbrocken und Schüttgüter für die Laborversuche physikalisch hinreichend genau vorzubereiten und deren Eigenschaften analytisch zu beschreiben.

Bei der Einzelkornaufgabe soll die maximal zulässige Abweichung zwischen der Brockenmasse m_A und der Brockennennmasse (Tabelle 6.1) ± 5 Gewichtsprozent betragen. Ein einzelner Brocken wird durch seine Masse m_A und seine Hauptabmessungen (a, b, c) beschrieben. Nach Schubert [56, S. 44] gilt für diese Längen die Beziehung $a \geq b \geq c$. Aus den Hauptabmessungen (a, b, c) wird ein Ellipsoid berechnet. Dieser mathematische Vergleichskörper umschließt die Kontur des realen Aufgabegutbrockens und beschreibt neben der Flachheit $F = b/c$ und der Elongation $E = a/b$ annähernd dessen Form (Anhang F 1).

Das bei der Mehrkornaufgabe verwendete Schüttgut bzw. Modellkornband muß dem Sprenggut in den Lagerstätten bezüglich der Korngrößenverteilung ähnlich sein. Deshalb erfolgt die Zusammenstellung des Modellkornbandes anhand von Korngrößenverteilungen,

die in Abhängigkeit von den Gesteinseigenschaften für verschiedene Gewinnungsverfahren charakteristisch sind [53, S. 7], [67, S. 78 ff], [71]. In den genutzten Lagerstätten werden Großbohrloch-Sprengverfahren angewendet. Anhand entsprechender Gewinnungskurven (Korngrößenverteilungen) läßt sich ein Modellkornband aus abgeseibten Kornfraktionen zusammensetzen (Anhang F 2).

Das Schüttgut wird dem Modellhammerbrecher über einen Zeitraum von 2 Minuten kontinuierlich zugeführt. Hierdurch lassen sich annähernd stationäre Zerkleinerungsbedingungen im Brecherarbeitsraum während der Meßdauer erreichen. Gleichzeitig soll der Arbeitsaufwand bei der manuellen Zuführung des Schüttgutes und beim manuellen Austrag des Fertiggutes auf ein Mindestmaß begrenzt werden.

Das Aufgabegut wird in der Versuchshalle bei etwa 20°C Raumtemperatur für die Dauer von einer Woche gelagert, um den Einfluß der Gesteinsfeuchte auf den Zerkleinerungsprozeß und das Zerkleinerungsergebnis zu minimieren.

Vertrauensbereiche:

Allgemein setzt sich der Gesamtfehler einer Messung aus den zufälligen Proben- und Meßfehlern zusammen [64, S. 89].

Die Ermittlung des Gesamtfehlers einer bestimmten Zielgröße erfolgt unter der Annahme, daß der arithmetische Mittelwert \bar{x} aus den Daten einer Meßreihe einen Schätzwert für den wahren Wert der Zielgröße darstellt. Für diesen Mittelwert \bar{x} läßt sich ein Vertrauensbereich $\pm a_v$ berechnen, der identisch mit dem Gesamtfehler der Messung ist. Dabei sind solche systematischen Fehler ausgeschlossen, die nach Papula [42, S. 646] durch ungenaue und fehlerhafte Meßgeräte hervorgerufen werden und entsprechend einseitig verfälschte Meßwerte bewirken können.

Die Gleichung zur Berechnung des Vertrauensbereiches $\pm a_v$ für eine normalverteilte Grundgesamtheit (d. h. Meßreihe) mit unbekannter Standardabweichung lautet mit den Schätzwerten für den Mittelwert \bar{x} und die Standardabweichung \bar{S}^2 [42, S. 665], [66, S. 162]:

$$\boxed{\bar{x} - a_v = \bar{x} - \frac{\bar{t} \cdot \bar{S}}{\sqrt{n}} \leq \bar{x} \leq \bar{x} + \frac{\bar{t} \cdot \bar{S}}{\sqrt{n}} = \bar{x} + a_v} \quad (6.33)$$

mit

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (6.34)$$

und

$$\bar{S} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} . \quad (6.35)$$

Hierin ist der Studentfaktor \bar{t} abhängig von der Erwartungswahrscheinlichkeit P und der Anzahl der Meßwerte bzw. Versuchswiederholungen n .

Berechnet werden Vertrauensbereiche $\pm a_v$ für normalverteilte Meßgrößen. Nach Storm [66, S. 69] ergibt sich als Grenzverteilung für eine Meßgröße die Normalverteilung, wenn zufällige Fehler durch die additive Überlagerung einer großen Anzahl voneinander unabhängiger Effekte entstehen. Dabei hat jeder dieser Effekte nur einen unbedeutenden Einfluß auf den zufälligen Gesamtfehler. Papula [42, S. 533] erwähnt, daß die Meßwerte einer Meßgröße bei einer hinreichend großen Anzahl von n Versuchswiederholungen normalverteilt sind. Dabei gilt die Faustregel $n \geq 30$.

Ein berechneter Vertrauensbereich $+ a_v$ wird als Funktion der Versuchsanzahl n graphisch dargestellt. Unterschreitet diese Funktion beim Erreichen einer bestimmten Versuchsanzahl n dauerhaft einen vorgegebenen Grenzwert für den Vertrauensbereich $+ a_v$, so gilt die betreffende Versuchsreihe als beendet. Diese Berechnung erfolgt außerdem für numerisch aufsteigend und absteigend sortierte Meßwerte, um eine reproduzierbare Ermittlung der Vertrauensbereiche zu erreichen.

7 Versuchsergebnisse und Modellrechnungen

Gegenstand der Laborversuche und der theoretischen Berechnungen ist der entwickelte Modellhammerbrecher (Kapitel 6). In den anschließenden Abschnitten werden Ergebnisse der Betriebspunktanalyse und der Modellrechnungen geordnet nach den untersuchten Arbeitsraumbereichen des Brechers dargestellt und interpretiert. Hiernach wird das abgeleitete Funktionsmodell für den Modellhammerbrecher beschrieben. Dieser Abschnitt stellt auch einen Rückblick auf die Ergebnisse der Betriebspunktanalyse dar. Abschließend sind Konstruktionsansätze und Entwicklungsstrategien beschrieben. Ziel ihrer Anwendung ist es, eine Effektivitätssteigerung der analysierten Hammerbrecherbauart bei preiswerter Produktion zu erreichen und neue Einsatzmöglichkeiten für diese Brecher darzustellen.

7.1 Eintrittsbereich - Einzelkornaufgabe

7.1.1 Primärstoßarten und Stoßartwahrscheinlichkeiten

7.1.1.1 Versuchsergebnisse

Anhand der Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera lassen sich typische Primärstoßarten (Kapitel 3.3.2 und 5.1) für die Wechselwirkung zwischen einem radial gestreckten Hammer in der Ruheposition und einem erstmalig in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutbrocken definieren (Abbildung 7.1).

Von ausschlaggebender Bedeutung bei der Unterscheidung typischer Primärstoßarten ist der Ort des Stoßpunktes am Hammer oder am Rotorgrundkörper. Einen weiteren Einfluß auf die Einteilung dieser Primärstoßarten hat die Eindringtiefe eines Brockens in den Brecherschlagkreis. So werden einerseits Kopfstöße festgestellt, bei denen ein Brocken auf den Kopf bzw. die Scheitelfläche eines Hammers fällt und nicht in den Brecherschlagkreis eindringt. Andererseits lassen sich Rotorstöße identifizieren, bei denen ein Brocken ohne Hammerberührung auf den Rotorgrundkörper fällt. Trifft ein Brocken die Wirkfläche eines Hammers, so liegt ein Flächenstoß vor. Dabei ist es unerheblich, ob sich der Schwerpunkt des stoßbeanspruchten Aufgabegutbrockens innerhalb oder außerhalb des Brecherschlagkreises befindet. Von einem Kantenstoß wird gesprochen, wenn ein Brocken die voraus-eilende Kante eines Hammers trifft und sein Schwerpunkt innerhalb oder außerhalb des Brecherschlagkreises liegt. Ereignisse, die nicht eindeutig Rotor-, Flächen- oder Kantenstößen zuzuordnen sind, werden hier als Eckstöße bezeichnet (Abbildung 7.1).

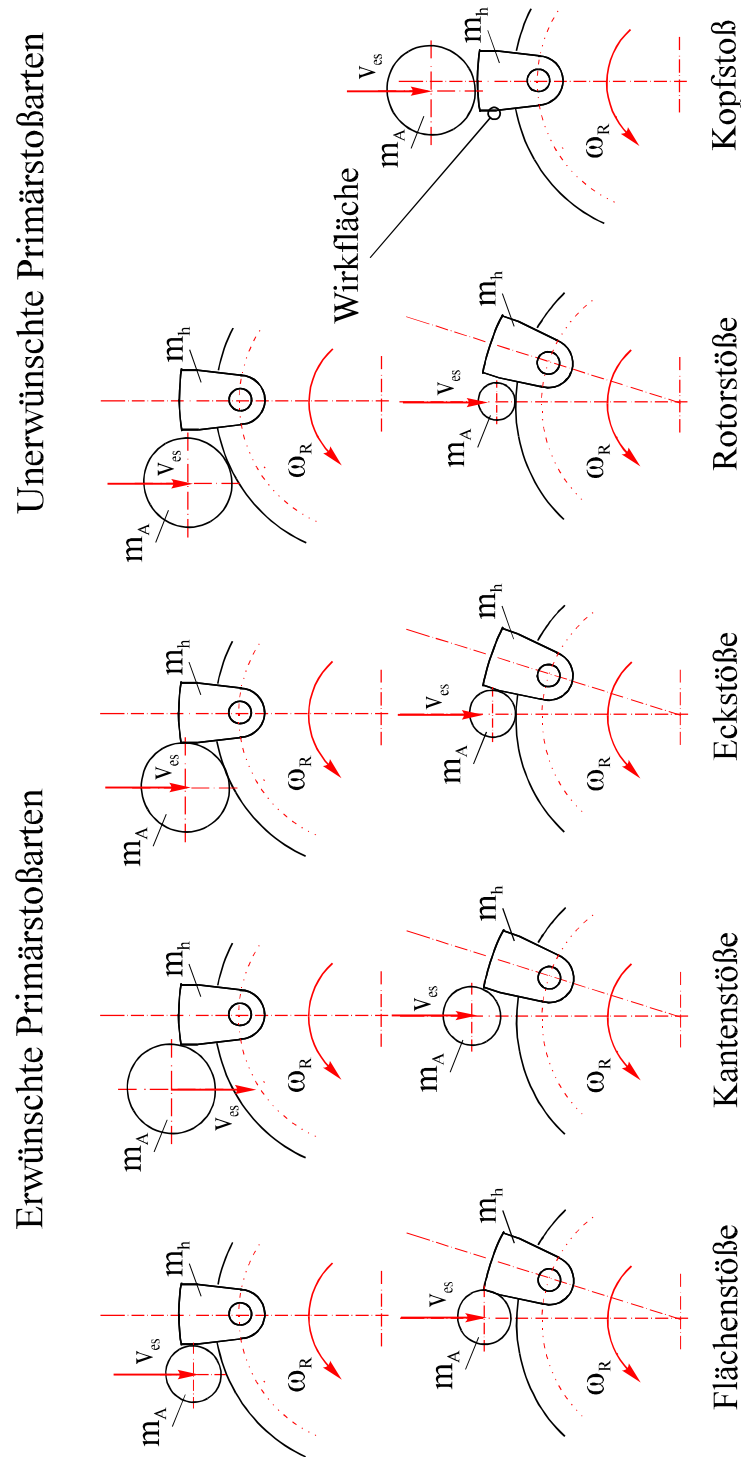


Abbildung 7.1: Typische Primärstoßarten

Erwünschte Primärstoßarten sind dadurch gekennzeichnet, daß ein Brocken in den Brecherschlagkreis eindringt und die Wirkfläche oder die vorseilende Kante eines Hammers beansprucht. Diese Primärstoßgruppe beinhaltet außerdem die Eckstöße. Erwünschte Primärstöße bewirken (bei ausreichend großer Brockenmasse m_A) eine relative Hammerausr-

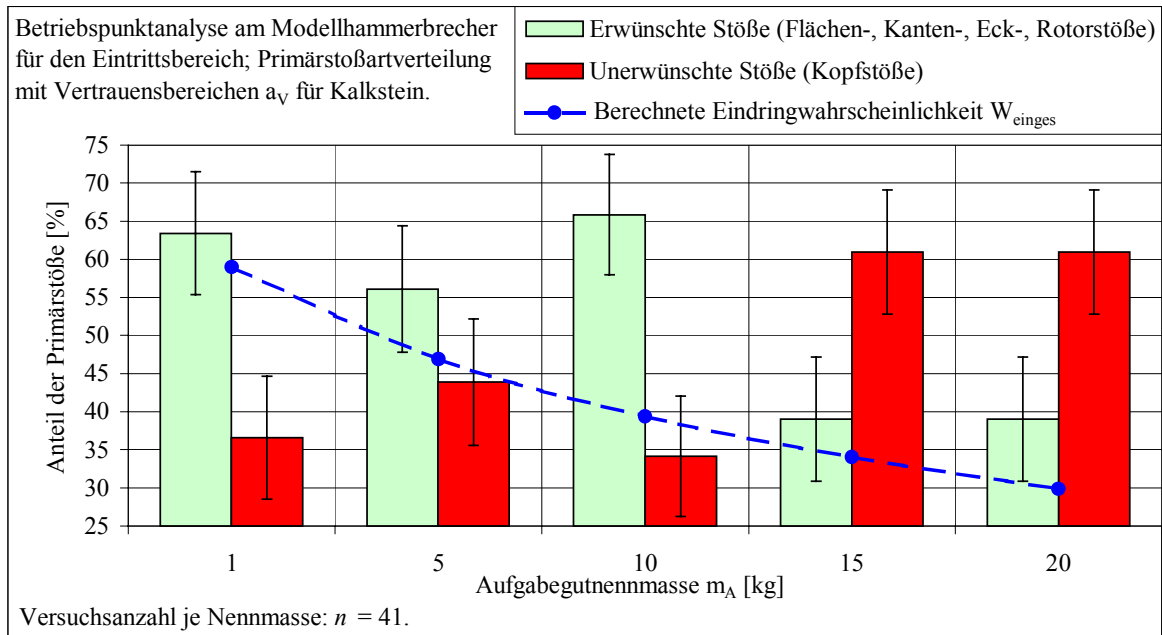
lenkung entgegen der Rotordrehrichtung. Die Hämmer stellen hierbei Sicherungselemente gegen die Überlastung des Brecherantriebes bei der Zerkleinerung von schwer oder nicht brechbaren Materialien dar. Im Vergleich mit den unerwünschten Primärstößen wird hier außerdem die kinetische Energie der Hämmer effektiver für die Vorzerkleinerung und den Transport des Gesteins genutzt. Weiterhin weisen derart beanspruchte Hämmer durchschnittlich intensivere Hammerbewegungen auf (Kapitel 3.2.1).

Demgegenüber wird bei unerwünschten Primärstößen die kinetische Hammerenergie vorrangig nicht für die Aufgabegutzerkleinerung und den Brechguttransport genutzt. Die Kopfstöße bilden den Hauptbestandteil dieser Primärstoßartgruppe. Sie bewirken in Abhängigkeit von der Position des Stoßpunktes am Hammerkopf, der Stoßrichtung und der Brockenmasse m_A eine Hammerausrückung gleich- oder gegensinnig zur Rotordrehrichtung.

Für jede untersuchte Aufgabegutnennmasse m_A werden die prozentualen Anteile der beobachteten Primärstoßarten graphisch dargestellt (Anhang G 1). Diese Abbildungen offenbaren den geringen Anteil von Flächenstößen an der Gesamtzahl der aufgenommenen Primärstöße. Für Brockennennmassen von $m_A \geq 15$ kg werden keine Flächenstöße mehr registriert. Der Anteil der Kopfstöße beträgt hier rund 60 %. Rotorstöße werden nicht mehr beobachtet. Schon bei der Zuführung von Brocken mit einer Nennmasse von $m_A = 1$ kg treten mehr als 35 % Kopfstöße auf. Diese Ergebnisse gelten für die zentrische Zuführung des Aufgabegutes.

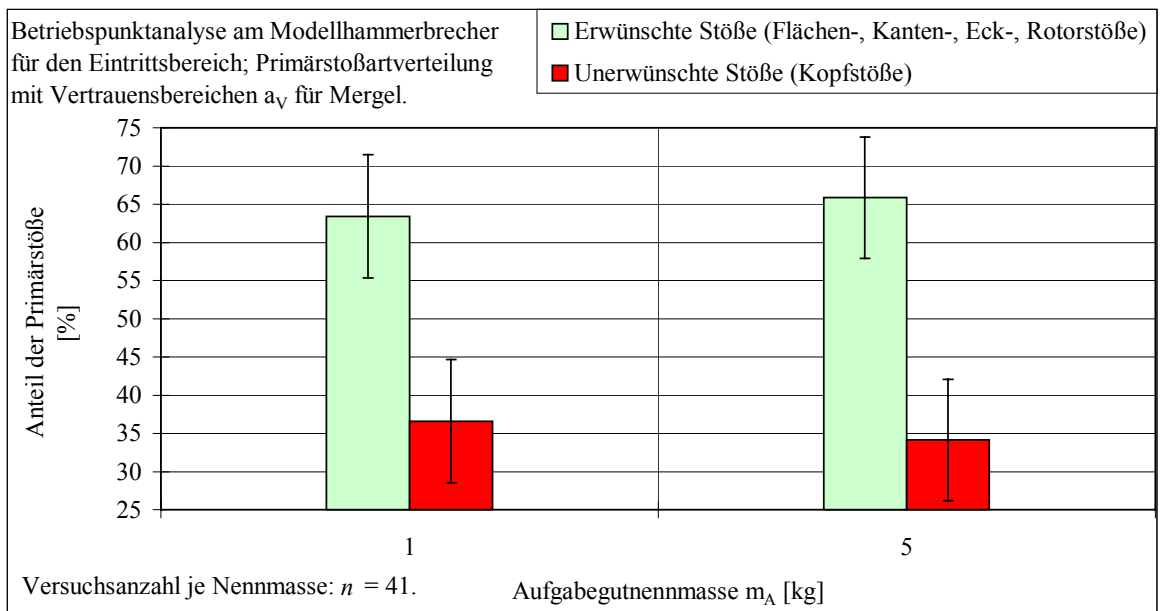
In den Abbildungen 7.2 und 7.3 sind die prozentualen Anteile erwünschter und unerwünschter Primärstoßarten an der Gesamtzahl der aufgenommenen Primärstöße für jede untersuchte Aufgabegutnennmasse m_A dargestellt. Nach Saltykov [50, S. 124] und Hunger [30, S. 61] wird bei einer Erwartungswahrscheinlichkeit P der Vertrauensbereich $\pm a_v$ für den prozentualen Anteil Δ einer Meßgröße an einer Grundgesamtheit n mit der Gleichung (7.1) berechnet:

$$a_v = \bar{t} \cdot \sqrt{\frac{\Delta \cdot (100 - \Delta)}{n}} \quad (7.1)$$



Aufgabegutnenntmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
Absoluter Anteil erwünschter Primärstöße	26	23	27	16	16
Absoluter Anteil unerwünschter Primärstöße	15	18	14	25	25

Abbildung 7.2: Beobachtete Primärstoßartverteilung, Kalkstein



Aufgabegutnenntmasse m_A [kg]	1	5
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8
Absoluter Anteil erwünschter Primärstöße	26	27
Absoluter Anteil unerwünschter Primärstöße	15	14

Abbildung 7.3: Beobachtete Primärstoßartverteilung, Mergel

In diesen beiden Abbildungen werden abweichend zu Abbildung 7.1 als unerwünschte Primärstoßarten ausschließlich Kopfstöße aufgeführt. Diese Festlegung ermöglicht einen Vergleich zwischen den Meßergebnissen und den Berechnungsergebnissen (Kapitel 7.1.1.2).

Der prozentuale Anteil erwünschter Stöße entspricht hier der Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} von Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis. Beim Kalkstein (Abbildung 7.2) wird ein massiver Rückgang der Wahrscheinlichkeit für das Eindringen von Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis mit zunehmender Brockenmasse bzw. -größe deutlich.

Ein charakteristischer Zusammenhang zwischen der Form der Aufgabegutbrocken (Anhang F 1) und den beobachteten Primärstoßarten ist anhand der vorliegenden Ergebnisse nicht erkennbar. Ein Grund hierfür ist die stochastisch verteilte Orientierung der unregelmäßig geformten Aufgabegutbrocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis.

Zur Überprüfung dieser Meßergebnisse wird das entwickelte mathematisch-physikalische Modell zur Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten angewendet (Kapitel 5.1).

7.1.1.2 Modellrechnung

In der Abbildung 7.4 sind die Ergebnisse des mathematisch-physikalischen Modells zur Berechnung der Stoßartwahrscheinlichkeiten dargestellt. Die Berechnungen gelten für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers (Anhang A) und demzufolge für die zentrische Aufgabegutzuführung.

Die mit der Gleichung (5.12) berechnete Wahrscheinlichkeit $W_{\text{unerwünscht}}$ in der Abbildung 7.4 ist mathematisch-physikalisch identisch mit der beobachteten Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Kopfstößen (Abbildung 7.2). Dagegen beschreibt die mit der Gleichung (5.11) berechnete Wahrscheinlichkeit W_{einges} das Eindringen von Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis. Sie beinhaltet die Summe der beobachteten Wahrscheinlichkeiten für das Auftreten von Kanten-, Flächen-, Eck- und Rotorstößen (Abbildung 7.2).

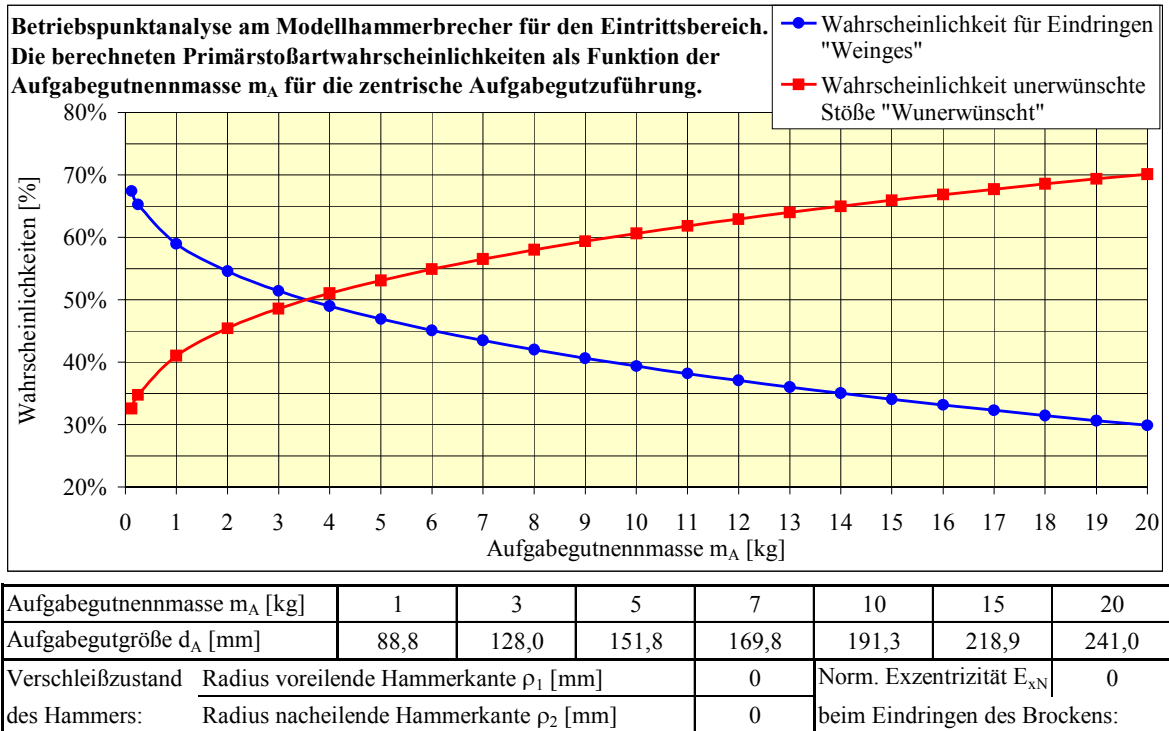


Abbildung 7.4: Berechnung von Primärstoßartwahrscheinlichkeiten

Einen Vergleich zwischen den berechneten Werten (Abbildung 7.4) und den beobachteten Werten (Abbildung 7.2) für die Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} von Brocken in den Brecherschlagkreis liefert die Tabelle 7.1. Hieran wird deutlich, daß die Abweichungen zwischen den beobachteten und berechneten Werten innerhalb der berechneten Vertrauensbereiche a_v liegen. Eine Ausnahme sind die überdurchschnittlich großen Differenzen bei den Aufgabegutnenntennmassen $m_A = 10$ kg und $m_A = 20$ kg.

Aufgabegutnenntennmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
W_{einges} beobachtet [%]	63,4	56,1	65,9	39,0	39,0
W_{einges} berechnet [%]	59,0	48,0	40,0	34,0	30,0
Abweichung zwischen W_{einges} beobachtet und berechnet [%]	4,4	8,1	25,9	5,0	9,0
Vertrauensbereiche +/- a_v beobachteter Werte [%]	8,0	8,3	7,9	8,2	8,2

Tabelle 7.1: Vergleich beobachteter und berechneter Eindringwahrscheinlichkeit

Die Tabelle 7.1 zeigt außerdem, daß die berechneten Werte immer geringer sind als die beobachteten Werte. Diese Feststellung läßt die Vermutung zu, daß das hier verwendete mathematisch-physikalische Berechnungsmodell einen systematischen Fehler enthält. Eine mögliche Fehlerursache sind die Vernachlässigung der Räumlichkeit im Modellansatz und die getroffenen Annahmen und Voraussetzungen. Dennoch sind die Berechnungsergebnisse für Trendaussagen brauchbar.

In der Abbildung 7.5 ist die mit der Gleichung (5.11) berechnete Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} als Funktion der normierten Exzentrizität E_{xN} eines Aufgabegutbrockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis und in Abhängigkeit von der Aufgabegutnennmasse m_A dargestellt. Hierin bezeichnet die Exzentrizität $E_{\text{xN}} = 0$ eine zentrische Aufgabegutzuführung. Der Wert $E_{\text{xN}} = 1$ entspricht dagegen einem Schultereinlauf oder einer horizontalen Aufgabegutzuführung. Bei $E_{\text{xN}} > 1$ fiel ein Aufgabegutbrocken am Rotor vorbei, wenn die Arbeitsraumgeometrie dies zuließe.

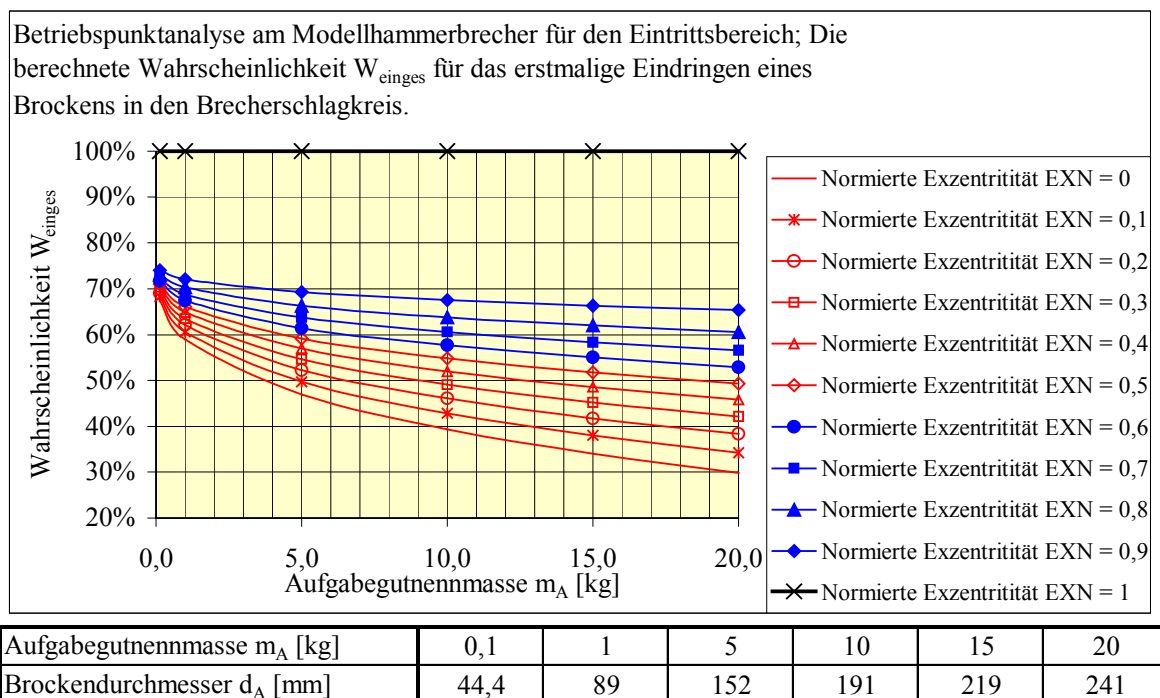


Abbildung 7.5: Berechnung der Eindringwahrscheinlichkeit

Bei Schultereinläufen und horizontalen Aufgabegutzuführungen mit $E_{\text{xN}} \approx 1$ und senkrechtem Fall der Aufgabegutbrocken konvergieren die berechneten Wahrscheinlichkeiten

W_{einges} gegen den Wert $1 = 100\%$. In diesen Fällen dringt ein Brocken immer in den Brecherschlagkreis D_S ein. Das Auftreten von Kopfstößen (und Rotorstößen) ist dagegen rechnerisch ausgeschlossen. Der Einfluß der Brockenmasse bzw. -größe auf die Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} ist bei der zentrischen Aufgabegutzuführung am größten und nimmt mit steigender Exzentrizität E_{xN} ab. Meßergebnisse zur Überprüfung dieser Berechnungen (Abbildung 7.5) liegen nicht vor. Diese Betrachtungen können Gegenstand zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher sein.

7.1.1.3 Folgerungen

Beim Modellhammerbrecher ist die freie Hammerhöhe y_f (Abbildung 5.1) immer kleiner als der minimale Radius r_{Amin} der zugeführten Aufgabegutbrocken. Deshalb verursachen in den Brecherschlagkreis eindringende Brocken überwiegend Kantenstöße. Primärstöße, bei denen die Stoßnormale durch den Brockenschwerpunkt verläuft, sind nicht möglich.

In der Abbildung 7.6 werden die prozentualen Anteile beobachteter Primärstoßarten an der Gesamtmenge der ausgewerteten Primärstöße graphisch dargestellt. Die Gesamtmenge der ausgewerteten Primärstöße ergibt sich aus der Summe der beobachteten Primärstöße für alle zugeführten Aufgabegutmassen m_A . Der Anteil von Rotorstößen beträgt hier rund 5 %.

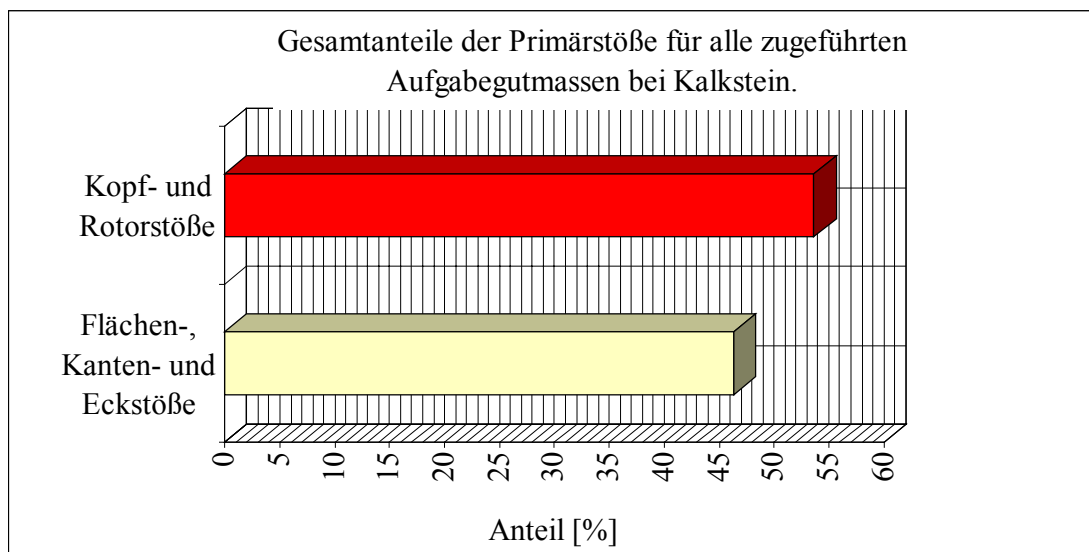


Abbildung 7.6: Gesamtanteile beobachteter Primärstöße

Die dargestellten Meß- und Berechnungsergebnisse offenbaren für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers einen hohen Anteil von Kopfstößen. Die Wahrscheinlichkeit für das Eindringen von unterschiedlich großen Brocken in den Schlagkreis des Brechers ist hiernach etwa genau so groß wie die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Kopfstößen. Insbesondere bei Kopfstößen wird aber die kinetische Energie der Hämmer unvollkommen für die Vorzerkleinerung des Aufgabegutes und den Transport des Brechgutes genutzt. Zudem sind die Hammerköpfe einem erhöhten Verschleiß ausgesetzt. Ein wesentliches Ziel bei der Gestaltung von Hammerbrechern besteht deshalb darin, geometrische Voraussetzungen zur Maximierung der Wahrscheinlichkeit W_{einges} für das Eindringen von Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis zu schaffen. Dadurch lassen sich die Einzug- und Transportverhältnisse im Eintrittsbereich von Hammerbrechern für einen bestimmten Betriebspunkt nachhaltig verbessern.

Gemäß der Gleichung (5.11) haben insbesondere die folgenden Parameter einen Einfluß auf die Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} von Aufgabegutbrocken:

- Der Ort der Aufgabegutzuführung E_x .
- Die Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h .
- Die Hammer- und Rotorgeometrie (d. h. vorwiegend die Hammerbreite b , die Hammerhöhe h und der Schlagkreisdurchmesser D_S).
- Die Größe der zugeführten Aufgabegutbrocken d_A .
- Der Verschleißzustand des Hammers.

Maßnahmen zur Verbesserung der Eindringwahrscheinlichkeit W_{einges} von Brocken - bzw. zur Vervollkommnung der Einzug- und Transportverhältnisse im Brechereintrittsbereich - bei konstanten Betriebsparametern des Modellhammerbrechers sind demnach:

- Eine Verringerung der Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h .
- Eine Vergrößerung der Hammerhöhe h durch eine Reduzierung des Teilkreisradius r der Hammerachsen bei konstantem Schlagkreisdurchmesser D_S .
- Ein Schultereinlauf oder eine horizontale Aufgabegutzuführung.

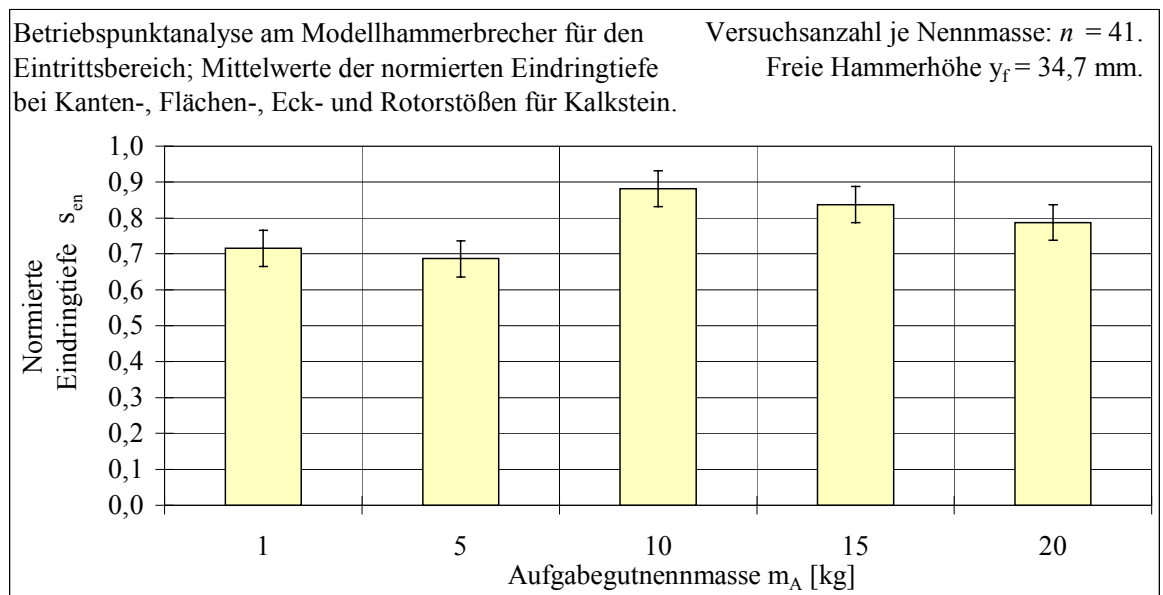
Neben der Ermittlung der Primärstoßartverteilungen dient die Bestimmung der Brocken-eindringtiefen s_e unmittelbar vor den Primärstößen der Beurteilung des Einzug- und Transportverhaltens von Hammerbrechern im Eintrittsbereich.

7.1.2 Brockeneindringtiefe

7.1.2.1 Versuchsergebnisse

Bei der Ermittlung der Brockeneindringtiefe s_e unmittelbar vor einem Primärstoß werden ausschließlich die Versuche mit Kanten-, Flächen-, Eck- und Rotorstößen ausgewertet. Dadurch lassen sich die Meßergebnisse mit den Berechnungsergebnissen (Kapitel 7.1.2.2) vergleichen.

Die Abbildungen 7.7 und 7.8 veranschaulichen die gemessenen, normierten Brockeneindringtiefen $s_{en} = s_e / y_f$ für die zugeführten Aufgabegutnennmassen m_A . Gezeigt werden hierin die arithmetischen Mittelwerte der Meßwerte für jede Aufgabegutnennmasse mit den berechneten Vertrauensbereichen a_v (Kapitel 6.3).



Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
Mittelwerte gemessener Exzentrizität E_x [mm]	0,0	11,7	9,3	18,1	0,0
Anzahl ausgewerteter Versuche	26	29	27	16	16

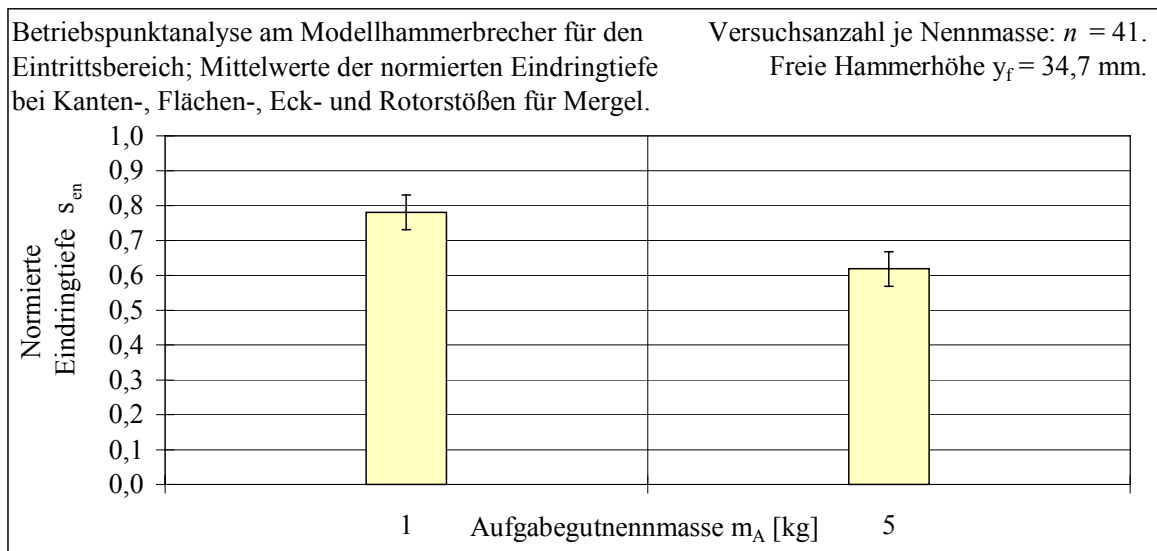
Abbildung 7.7: Gemessene Brockeneindringtiefen, Kalkstein

Nach der Theorie (Kapitel 5.2) besitzt der Ort, an welchem ein Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis eindringt, einen Einfluß auf die Brockeneindringtiefe s_e . Daher wird mit der Hochgeschwindigkeitskamera für jeden ausgewerteten Einzelversuch die Exzentrizität E_x des Brockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis ermittelt. Die Auflösung der

hierzu verwendeten Meßskala beträgt etwa ± 5 mm. Mit der Gleichung (7.2) können die so gemessenen Exzentrizitäten E_x normiert werden (Abbildung 5.2):

$$E_{xN} = \frac{E_x}{\sin\left(\frac{360^\circ}{z_h} - \gamma\right) \cdot (R_s + r_A)} \quad (7.2)$$

Für den Modellhammerbrecher läßt sich der Maximalwert von $E_x = E_{x(zul)} = 264,5$ mm bzw. $E_{xN} = E_x / E_{x(zul)} = 1$ demnach mit einem Fehler von rund ± 2 % ermitteln. Ein Maß von $E_x = 10$ mm wird dagegen mit einem Fehler von etwa ± 50 % bestimmt.



Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8
Mittelwert ermittelter Exzentrizität E_x [mm]	0,0	12,6
Anzahl ausgewerteter Versuche	26	27

Abbildung 7.8: Gemessene Brockeneindringtiefen, Mergel

Bei konstanten Maschinenparametern (Abbildung 4.1) ist theoretisch ein Rückgang der normierten Brockeneindringtiefe s_{en} mit zunehmender Exzentrizität E_x und wachsender Aufgabegutgröße d_A zu erwarten. Ein solcher Zusammenhang wird anhand der vorliegenden Versuchsergebnisse aber nicht deutlich. Eine mögliche Ursache hierfür ist die unregelmäßige Form der zugeführten Brocken in Verbindung mit ihrer stochastisch verteilten Orientierung beim Eindringen in den Brecherschlagkreis. Vermutlich aus diesem

Grund ist auch ein signifikanter Zusammenhang zwischen der Brockenform (Anhang F 1) und den gemessenen Brockeneindringtiefen s_e (Abbildung 7.7) nicht erkennbar.

In Abhängigkeit von der Aufgabegutart und der zugeführten Aufgabegutmasse m_A werden normierte Brockeneindringtiefen von rund $s_{en} = 0,6$ bis $0,9$ beobachtet. Dabei handelt es sich hinsichtlich einer effektiven Nutzung der kinetischen Energie der Hämmer bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes um günstige Eindringtiefen (Kapitel 3.3.3).

Zur Überprüfung der Meßergebnisse wird das entwickelte mathematisch-physikalische Modell zur Berechnung der maximal möglichen Brockeneindringtiefe s_e angewendet (Kapitel 5.2). Dieses Modell ist nützlich für die analytische Beschreibung jener Ereignisse, bei denen ein Brocken mit einer berechneten Wahrscheinlichkeit von $0 < W_{einges} < 1$ in den Brecherschlagkreis eindringt. Es gilt damit für Kanten-, Flächen-, Eck- und Rotorstöße.

7.1.2.2 Modellrechnung

Die Berechnungsergebnisse in der Abbildung 7.9 veranschaulichen den Zusammenhang zwischen der maximal möglichen Brockeneindringtiefe s_{en} unmittelbar vor einem Primärstoß sowie der zugeführten Aufgabegutnennmasse m_A und der Exzentrizität E_{xN} der Brocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis nach der Gleichung (7.2).

Hiernach verringert sich die Brockeneindringtiefe s_{en} mit zunehmender Brockengröße d_A . Werte von $s_{en} > 100\%$ beschreiben das Auftreffen von Aufgabegutbrocken auf dem Rotorgrundkörper. Rechnerisch sind für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers mit der zentrischen Aufgabegutzuführung $E_{xN} = 0$ somit ausschließlich Rotorstöße bei allen aufgegebenen Korngrößen möglich. Bei Schultereinläufen und horizontalen Aufgabegutzuführungen mit großen Exzentrizitäten E_{xN} verringert sich dagegen die berechnete Eindringtiefe der Brocken s_{en} deutlich. Im Hinblick auf eine günstige Ausnutzung der kinetischen Hammerenergie bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes (Kapitel 3.3.3) sind demnach Exzentrizitäten von $E_{xN} = 0,4$ bis $0,6$ rechnerisch vorteilhaft. Meßergebnisse zur Überprüfung dieser Berechnungen (Abbildung 7.9) liegen nicht vor. Diese Betrachtungen können Gegenstand zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher sein.

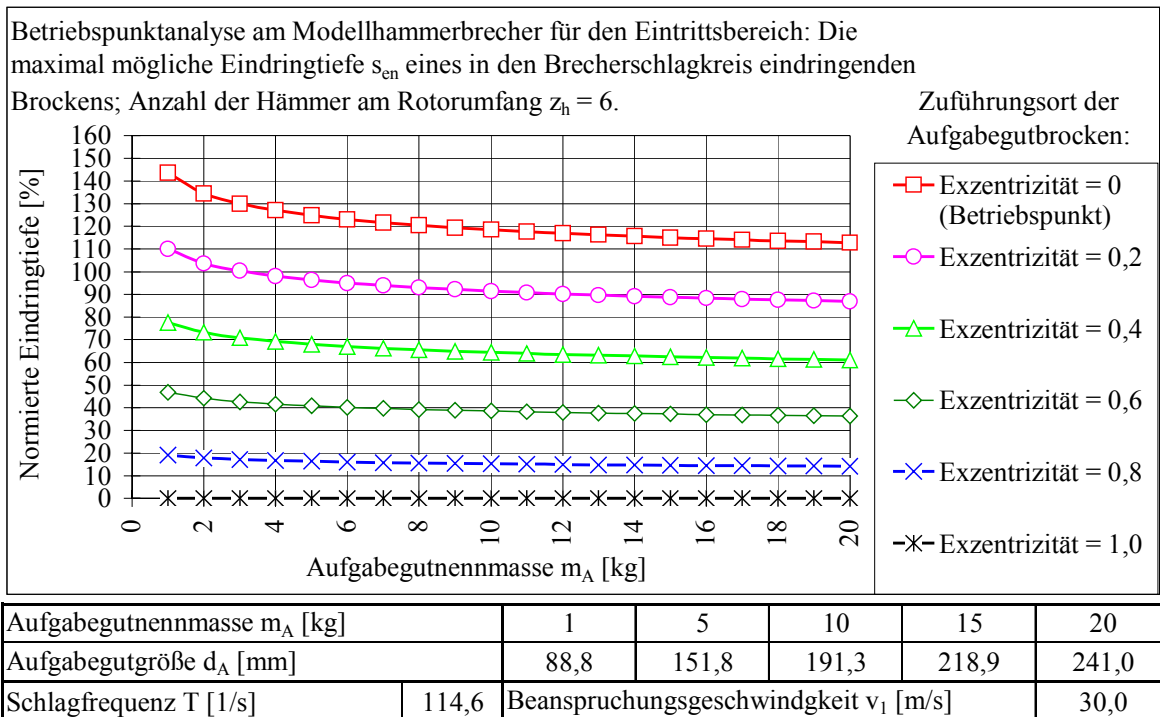


Abbildung 7.9: Berechnung der Brockeneindringtiefe

Einen Vergleich zwischen berechneten (Abbildung 7.9) und gemessenen Eindringtiefen (Abbildung 7.7) liefert die Tabelle 7.2.

Aufgabegutnenntmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
Mittelwerte der gemessenen Eindringtiefe s_{en} [%]	72,0	69,0	89,0	84,0	79,0
Berechnete, maximal mögliche Eindringtiefe s_{en} [%]	143,5	124,8	118,4	115,0	112,7
Abweichung zwischen den berechneten und gemessenen Werten [%]	71,5	55,8	29,4	31,0	33,7
Vertrauensbereiche $\pm a_v$ gemessener Werte [%]	6,9	7,2	5,6	6,0	6,3

Tabelle 7.2: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Brockeneindringtiefe

Es ist offensichtlich, daß die berechneten Werte immer deutlich größer sind als die gemessenen Werte. Mögliche Ursachen für diese Differenzen werden nachfolgend behandelt. So kann das verwendete mathematisch-physikalische Berechnungsmodell einen systema-

tischen Fehler enthalten. Ein solcher Fehler könnte zum Beispiel die Vernachlässigung der Räumlichkeit im Modellansatz sein. Auch berücksichtigt das Berechnungsmodell nicht die unterschiedliche Orientierung der unregelmäßig geformten Brocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis, sondern beschreibt den Eindringvorgang regelmäßig geformter und symmetrischer Körper. Berechnet wird außerdem die maximal mögliche Eindringtiefe der Brocken. Dazu befindet sich der nicht beanspruchte, vorauseilende Hammer zu Beginn des Eindringvorganges immer in der Position φ_{20} (Abbildung 5.2). Bei den Laborversuchen sind aber die Positionen φ_{20} dieses Hammers stochastisch verteilt. Dadurch verringert sich im Vergleich mit den Berechnungen durchschnittlich die Zeit t_e , welche einem Brocken für das Eindringen in den Brecherschlagkreis zur Verfügung steht, bevor er von einem Hammer getroffen wird. Folglich müssen die Werte der gemessenen Brockeneindringtiefen im Mittel geringer sein als die berechneten Werte. Einen weiteren Einfluß auf die Größe der gemessenen Brockeneindringtiefen haben stochastisch verteilte Abweichungen E_x von der zentrischen Aufgabegutzuführung. Hauptursache hierfür ist die manuelle Zuführung von unregelmäßig geformten Aufgabegutbrocken. Dieser „Fehler“ wird bei der Berechnung der maximal möglichen Brockeneindringtiefe s_e für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers mit $E_x = 0$ aber nicht berücksichtigt. Schließlich werden im Berechnungsmodell irreguläre Schwankungen der Brockeneindringgeschwindigkeit v_{es} und der Hammerumfangsgeschwindigkeit v_1 unmittelbar zum Beginn des Eindringvorganges nicht berücksichtigt. Mögliche Ursachen dieser Abweichungen sind die manuelle Zuführung von unregelmäßig geformten Brocken, Gleichlaufschwankungen des Antriebsmotors und Torsionsschwingungen des Systems „Rotor-Rotorwelle“.

7.1.2.3 Folgerungen

Die Messungen offenbaren Brockeneindringtiefen, die hinsichtlich einer effektiven Nutzung der kinetischen Hammerenergie bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes als günstig bezeichnet werden können (Kapitel 7.1.2.1). Dagegen ergeben die Berechnungen für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers zu große Brockeneindringtiefen. Mögliche Ursachen dieser Differenzen sind im Kapitel 7.1.2.2 beschrieben.

Die nachfolgend aufgezählten Maßnahmen dienen der Begrenzung der maximal möglichen Brockeneindringtiefe auf günstige Werte (Kapitel 3.3.3). Dabei soll sowohl die Wahr-

scheinlichkeit für das Auftreten von Rotorstößen als auch für das Auftreten von Kantenstößen mit einer zu geringen Brockeneindringtiefe minimiert werden:

- Vergrößerung der freien Hammerhöhe y_f durch eine Reduzierung des Teilkreisradius r der Hammerachsen bei konstantem Schlagkreisdurchmesser D_S (Abbildung 5.2).
- Schultereinlauf oder horizontale Aufgabegutzuführung mit tangentialem Eindringen des Aufgabegutes in den Brecherschlagkreis D_S ($E_{xN} = 0,4$ bis $0,6$).
- Vergrößerung der Hammerbreite b (Verschlechterung der Eindringwahrscheinlichkeit).
- Erhöhung der Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h (Verschlechterung der Eindringwahrscheinlichkeit).
- Vergrößerung der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 (Verschlechterung der Eindringwahrscheinlichkeit).

Weitere Parameter zur Beurteilung der Funktionsweise des Modellhammerbrechers im Eintrittsbereich sind Hammerbewegungen infolge von Primärstößen mit dem Aufgabegut.

7.1.3 Hammerkinematik

7.1.3.1 Versuchsergebnisse

Die vorliegenden Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera vom Leerlauf des Modellhammerbrechers zeigen keine sichtbaren Abweichungen der Hämmer von ihren radial gestreckten Ruhepositionen und keine Lageänderungen der Hämmer relativ zur Rotationsbewegung des Rotorgrundkörpers.

Die Ermittlung der Bewegungen von Hämmern aufgrund von Primärstößen mit einzelnen Aufgabegutbrocken erfolgt ebenfalls mit der Hochgeschwindigkeitskamera (Kapitel 6.2.2). Ausgewertet werden hier die Kanten-, Flächen- und Eckstöße. Diese Primärstoßarten sind dadurch gekennzeichnet, daß ein Aufgabegutbrocken in den Brecherschlagkreis eindringt und anschließend einen Hammer an dessen Wirkfläche oder an der vorauseilenden Hammerkante beansprucht. Die Wirkrichtung der hierbei am Hammer hervorgerufenen Stoßkraft ist der Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 entgegengerichtet. Solche Stoßarten erfüllen die Stoßannahmen im entwickelten Modell zur Berechnung der Hammerkinematik (Kapitel 5.3). Aus diesem Grund ist ein Vergleich zwischen den gemessenen und den berechneten Bewegungsparametern stoßbeanspruchter Hämmer möglich.

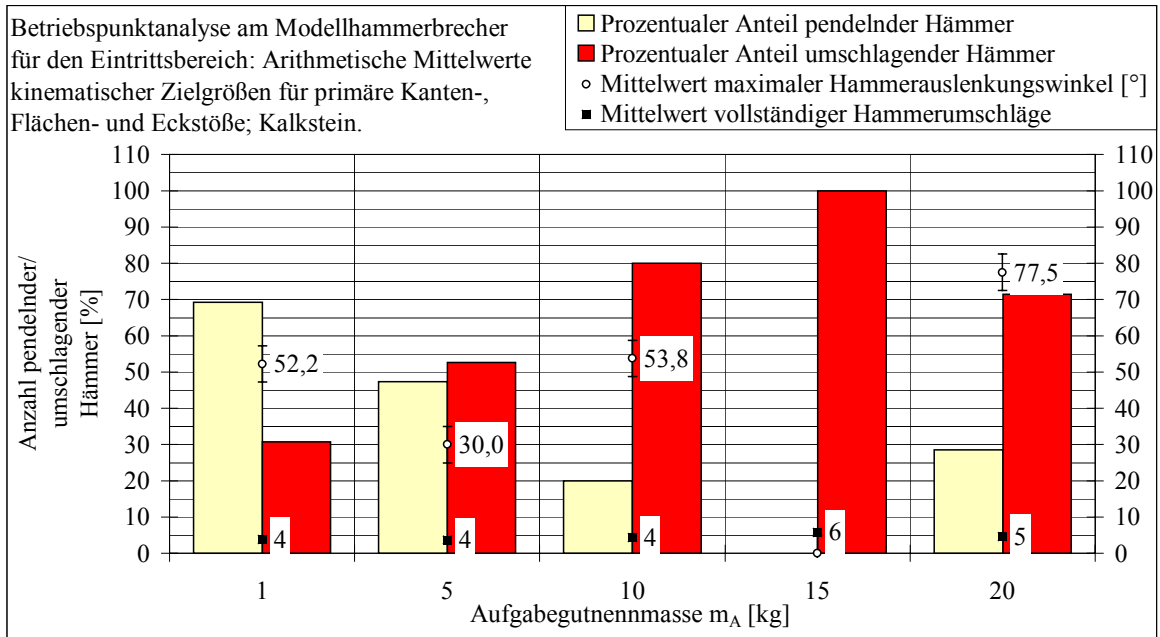


Abbildung 7.10: Beobachtete Hammerkinematik, Kalkstein

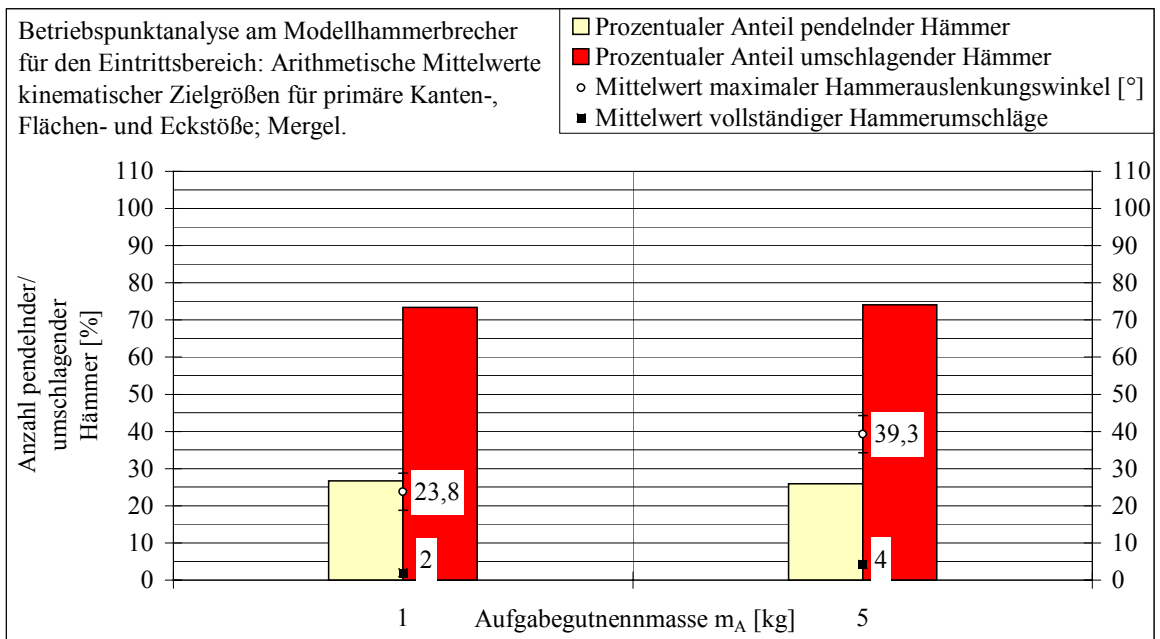


Abbildung 7.11: Beobachtete Hammerkinematik, Mergel

In den Abbildungen 7.10 und 7.11 sind die prozentualen Anteile pendelnder und umschlagender Hämmer an der Gesamtzahl der ausgewerteten Primärstöße für jede zugeführte Aufgabegutnennmasse m_A dargestellt. Die Abbildung 7.10 für Kalkstein zeigt, daß der Anteil der umschlagenden Hämmer mit wachsender Aufgabegutnennmasse m_A zunächst zunimmt. Bei Primärstößen mit Brockennennmassen von $m_A = 20$ kg verringert sich der Anteil umschlagender Hämmer wieder. Wechselwirkungen zwischen Aufgabegutbrocken mit einer Nennmasse von $m_A = 1$ kg und radial gestreckten Hämmern in der Ruheposition rufen vorrangig Pendelbewegungen hervor. Demgegenüber ist beim Primärstoß zwischen einem Hammer und Brocken mit einer Nennmasse von $m_A \geq 5$ kg ein Umschlagen des beanspruchten Hammers wahrscheinlicher als eine reine Pendelbewegung. Primärstöße mit Mergelbrocken - die im Vergleich mit den Kalksteinbrocken offensichtlich über höhere Festigkeitswerte verfügen (Anhang C) - bewirken durchschnittlich stärkere Hammerbewegungen (Abbildung 7.11). Diese stärkeren Hammerbewegungen werden daran deutlich, daß bereits Primärstöße zwischen Hämmern und Brocken mit einer Nennmasse von $m_A = 1$ kg ein Umschlagen von rund 73 % der stoßenden Hämmer verursachen.

In diesen beiden Abbildungen werden außerdem die arithmetischen Mittelwerte für die maximalen Auslenkungswinkel φ_1 pendelnder Hämmer und für die Anzahl vollständiger Umschläge rotierender Hämmer dargestellt. Die angegebenen Vertrauensbereiche a_v für die maximalen Auslenkungswinkel φ_1 entsprechen einer durchschnittlichen Genauigkeit von etwa $\pm 5^\circ$ bei der Ermittlung dieser Winkel (Kapitel 6.2.2). Signifikante Korrelationen zwischen diesen beiden Bewegungsparametern und der zugeführten Aufgabegutnennmasse m_A werden anhand der vorliegenden Meßergebnisse aber nicht deutlich. Ein charakteristischer Zusammenhang zwischen den beobachteten Hammerbewegungen und den arithmetischen Mittelwerten der gemessenen Brockeneindringtiefen s_{en} (Kapitel 7.1.2.1) ist ebenfalls nicht ersichtlich.

Die Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera zeigen schließlich auch, daß zeitliche Verzögerungen der Rotordrehzahl aufgrund von Stößen zwischen Brocken und Hämmern keine sichtbaren Bewegungen der nicht beanspruchten Hämmer verursachen.

Die Qualität der Meßergebnisse wird durch verschiedene Effekte beeinflusst. So bewirken einerseits die veränderlichen, petrographischen und physikalischen Eigenschaften der Auf-

gabegutbrocken regellose Schwankungen der Primärstoßkraft selbst bei der Zuführung von Brocken mit gleicher Nennmasse m_A . Andererseits ruft auch die stochastisch verteilte Orientierung von irregulär geformten Aufgabegutbrocken unmittelbar vor dem Primärstoß unterschiedliche Stoßverhältnisse und damit unregelmäßige Schwankungen der Primärstoßkräfte hervor. Die Folge dieser beiden Effekte sind zufällige Änderungen der Bewegungsparameter von beanspruchten Hämmern und eine große Streuung der Meßwerte. Des Weiteren wird die Mittelwertbildung für die aufgenommenen Bewegungsparameter für alle Brockeneindringtiefen s_{en} einer Brockennennmasse m_A und nicht differenziert nach unterschiedlichen Brockeneindringtiefen durchgeführt. Gemäß der mechanischen Stoßtheorie [23, S. 245 ff] ist aber bei einer großen Brockeneindringtiefe eine stärkere Hammerbewegung zu erwarten als bei einer kleinen Brockeneindringtiefe. Diese Vorgehensweise bewirkt deshalb voraussichtlich eine stärkere Streuung der gemittelten Hammerbewegungsparameter. Schließlich werden bei der Mittelwertbildung für die aufgenommenen Bewegungsparameter die unterschiedlichen Exzentrizitäten E_x der Brocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis nicht beachtet.

Die Überprüfung der Meßergebnisse erfolgt durch die Anwendung des mathematisch-physikalischen Modells zur Berechnung der Hammerkinematik (Kapitel 5.3).

7.1.3.2 Modellrechnung

Das verwendete Programm zur Berechnung kinematischer Parameter für erstmalig beanspruchte und radial gestreckte Hämmer (Anhang B) basiert auf den Gleichungen (5.54) und (5.61). Variable Parameter sind bei der Betriebspunktanalyse am Modellrechner vor allem

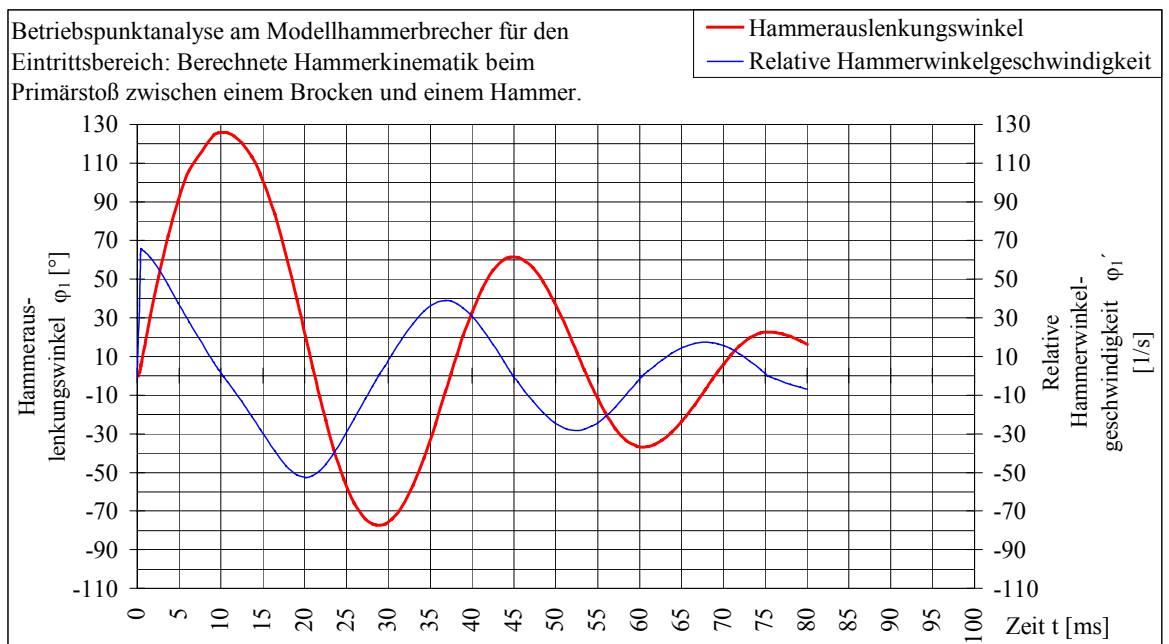
- die Brockeneindringtiefe s_{en} des Aufgabegutes in den Brecherschlagkreis,
- die Exzentrizität E_{xN} eines Brockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis,
- die relative Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{10}$ eines Hammers vor dem Primärstoß,
- die zugeführte Aufgabegutmasse m_A und die Gesteinsdichte ρ_A .

In der Tabelle 7.3 sind für Kanten-, Flächen- und Eckstöße die arithmetischen Mittelwerte der gemessenen Brockeneindringtiefe s_{en} und der Exzentrizität E_{xN} dargestellt. Dadurch lassen sich die berechneten und gemessenen Bewegungsgrößen beanspruchter Hämmer tendenziell miteinander vergleichen.

Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Gemessene, mittlere normierte Eindringtiefe s_{en}	0,63	0,57	0,79	0,74	0,74
Gemessene, mittlere normierte Exzentrizität E_{xN}	0	0,04	0,04	0,07	0

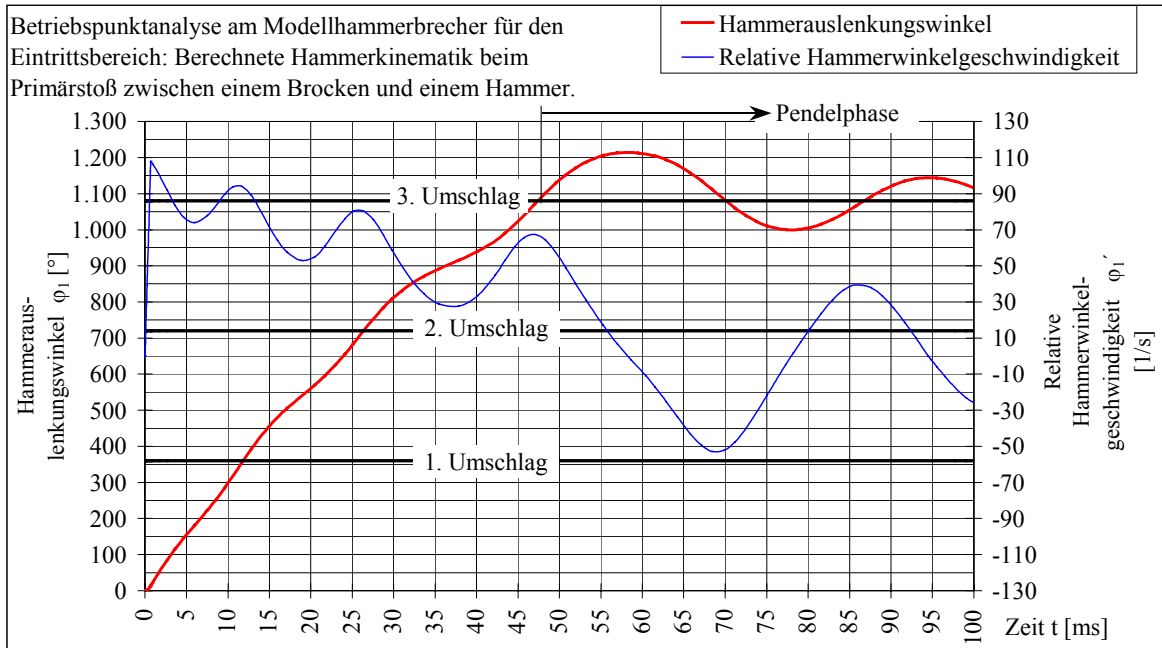
Tabelle 7.3: Verwendete Meßdaten zur Berechnung von Hammerbewegungen

Die hier angenommene radial gestreckte Ruheposition eines Hammers unmittelbar vor dem Primärstoß wird durch die relative Hammerwinkelgeschwindigkeit von $\dot{\varphi}_{10} = 0 \text{ s}^{-1}$ und die Hammerausrückung von $\varphi_1 = 0^\circ$ beschrieben. Außerdem wird in Anlehnung an Höffl [21, S. 5] zur Beschreibung der Wechselwirkungskräfte bei der Aufgabegutzerkleinerung mit den Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie die Stoßzahl $k = 0$ angenommen. Die Berechnung der Stoßkraft ist im Anhang B beschrieben. In den Abbildungen 7.12 und 7.13 sind für Primärstöße zwischen einem Hammer und der minimalen bzw. maximalen Aufgabegutnennmasse m_A die berechneten zeitlichen Änderungen der relativen Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ (d. h. φ_1') und des Hammerausrückungswinkels φ_1 dargestellt.



Programm zur Berechnung von Hammerbewegungen		Maximale Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1'$ [1/s]	65,5
Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1,0	bei Winkel φ_1 [°]:	5,3
Gemessene normierte Exzentrizität E_{xN}	0,00	Maximale Hammerausrückung φ_1 [°]	125,9
Gemessene normierte Eindringtiefe s_{en}	0,63	Berechnete Primärstoßkraft F_{Zu} am Hammer [N]	22.495,0
Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 [m/s]	30,0	Berechnete Primärstoßzeit t_s [ms]	0,4359
Stoßzahl k	0,0	Stoßende bei Winkel φ_1 [°]:	5,3

Abbildung 7.12: Berechnete Hammerkinematik für $m_A = 1 \text{ kg}$



Programm zur Berechnung von Hammerbewegungen		Maximale Winkelgeschwindigkeit ϕ_1' [1/s]	107,8
Aufgabegutnenntennmasse m_A [kg]	20,0	bei Winkel ϕ_1 [°]:	13,3
Gemessene normierte Exzentrizität E_{xN}	0,00	Maximale Hammerauslenkung ϕ_1 [°]	1.213,6
Gemessene normierte Eindringtiefe s_{en}	0,74	Berechnete Primärstoßkraft F_{Zu} am Hammer [N]	26.515,0
Rotorumfangsgeschwindigkeit v_1 [m/s]	30,0	Berechnete Primärstoßzeit t_s [ms]	0,6692
Stoßzahl k	0,0	Stoßende bei Winkel ϕ_1 [°]:	13,3

Abbildung 7.13: Berechnete Hammerkinematik für $m_A = 20$ kg

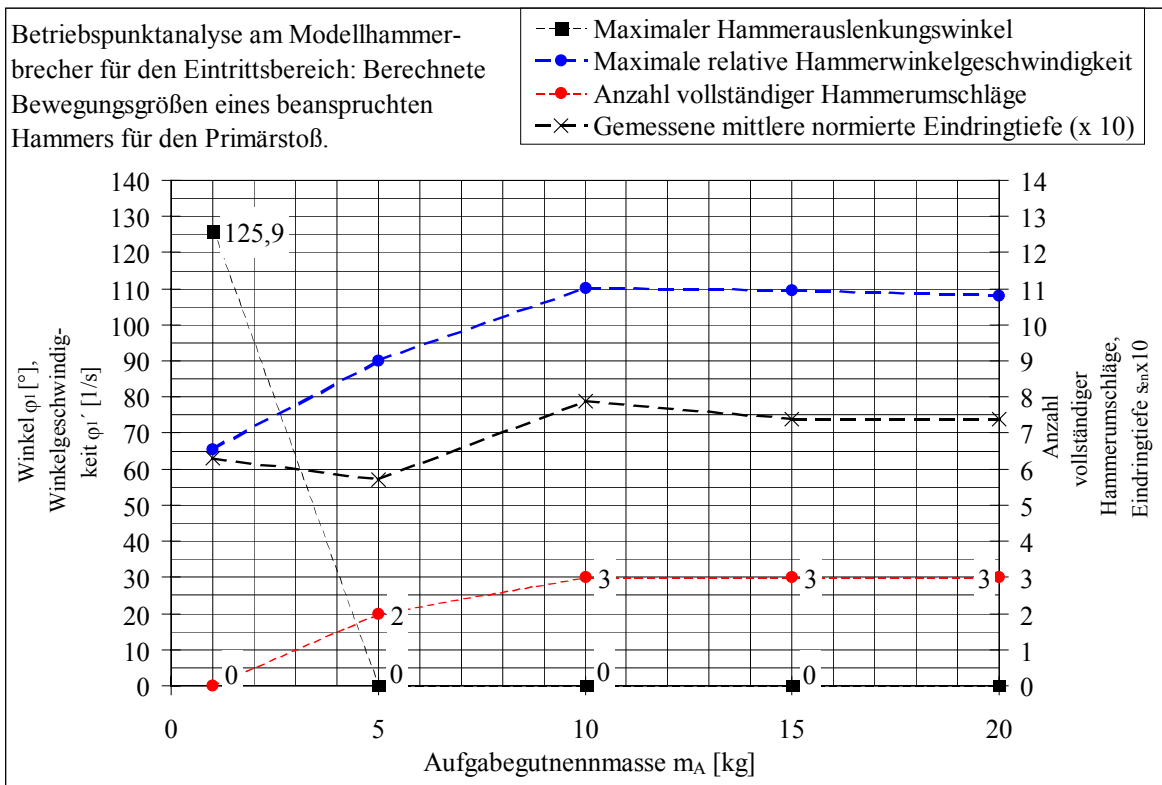


Abbildung 7.14: Berechnete Bewegungsparameter für zugeführte Aufgabegutnenntennmassen

In der Abbildung 7.14 werden die berechneten Bewegungsparameter für alle zugeführten Aufgabegutnennmassen m_A gezeigt. Deutlich wird hieran die zunehmende Stärke der Hammerbewegungen mit wachsender Aufgabegutnennmasse. So schlägt ein Hammer beim Primärstoß mit einem Brocken der Nennmasse $m_A = 5$ kg mindestens zweimal und beim Primärstoß mit einem Brocken der Nennmasse $m_A \geq 10$ kg mindestens dreimal vollständig um. Ein Primärstoß mit einem Brocken der Nennmasse $m_A = 1$ kg führt dagegen lediglich zu einer reinen Pendelbewegung des beanspruchten Hammers mit einem maximalen Auslenkungswinkel von rund $\varphi_1 = 126^\circ$.

Gemäß Abbildung 7.14 konvergieren die relative Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ (d. h. φ_1') und die Anzahl der vollständigen Umschläge eines primär beanspruchten Hammers mit zunehmender Brockennennmasse m_A jeweils gegen maximale Grenzwerte. Eine mögliche Erklärung hierfür ist der veranschaulichte (und bei den Berechnungen berücksichtigte) Rückgang der gemessenen Brockeneindringtiefen s_{en} mit zunehmender Brockennennmasse m_A . So verringert sich nach der allgemeinen Stoßtheorie [23, S. 245 ff] die Primärstoßkraft am Hammer mit abnehmender Brockeneindringtiefe. Eine Verminderung dieser Kraft wird aber naturgemäß einen Rückgang der Hammerbewegungen verursachen.

Modellrechnungen zeigen, daß die Stärke und die Dauer von Hammerbewegungen aufgrund von Primärstößen mit einzelnen Aufgabegutbrocken durch eine Erhöhung der Hammermasse m_h verringert werden kann. Bei diesen Berechnungen wird außerdem die freie Hammerhöhe y_f (Abbildung 5.2) durch die Reduzierung des Rotorscheibenradius' R_A und des Teilkreisradius' R bei konstantem Schlagkreisradius R_S vergrößert. Das Massenträgheitsmoment $J_R^{(P)}$ des Rotors (einschließlich der Hämmer) bleibt konstant.

Ein Vergleich zwischen den gemessenen und berechneten Bewegungsgrößen für primär beanspruchte Hämmer ergibt unterschiedliche Resultate. Zuverlässige Trendergebnisse liefert die Anwendung des Berechnungsprogramms bei der Beantwortung der Frage, ob ein Hammer infolge eines Primärstoßes mit einem Aufgabegutbrocken vollständig umschlägt oder lediglich eine reine Pendelbewegung um seine radiale Strecklage vollzieht. Zur Bestimmung von absoluten Werten für die relative Hammerwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ und den Hammerausrückungswinkel φ_1 ist das Berechnungsprogramm in der vorliegenden Form nur bedingt geeignet.

Verantwortlich für die großen Abweichungen zwischen den Ergebnissen der Messungen und der Berechnungen sind unterschiedliche Effekte (Kapitel 7.1.3.1). So ändert sich der Reibbeiwert μ zwischen der Hammerachse und dem Hammer während der Aufgabegutzerkleinerung unregelmäßig. Ursachen hierfür sind die Staubbelastung und Deformationen an den Rotorscheiben, an dem Hammer und an der Hammerachse. Dieser Reibbeiwert besitzt aber einen bedeutenden Einfluß auf die Größe des Reibmomentes M_f am Hammer und damit auf die Stärke und die Dauer der Hammerbewegungen (Kapitel 5.3). Weiterhin ist die Anwendung der mechanischen Stoßtheorie mit der Stoßzahl k zur Berechnung der Primärstoßkraft zwischen einem gelenkig angeordneten Hammer und einem mineralischen Aufgabegutbrocken problematisch. Gründe hierfür sind unter anderem elastische und plastische Deformationen an beiden Stoßpartnern, Brüche im Feststoffgefüge des Brockens und eine so genannte Hammersteifigkeit, die durch die relative Auslenkungsbewegung des Hammers hervorgerufen wird. Die Stoßzahl k berücksichtigt diese Effekte aber nicht oder nur unzureichend. Eine zusätzliche mögliche Fehlerquelle ist die Vernachlässigung der Räumlichkeit im verwendeten Berechnungsmodell. Schließlich stellt die numerische Lösung des Differentialgleichungssystems (Anhang B) ein iteratives Berechnungsverfahren dar, dessen Genauigkeit von der gewählten Berechnungsschrittweite und -toleranz abhängig ist.

7.1.3.3 Folgerungen

Die Meß- und Berechnungsergebnisse offenbaren Bewegungen von primär beanspruchten Hämmern, die durch große Auslenkungswinkel und relative Winkelgeschwindigkeiten der Hämmer, eine hohe Anzahl von Hammerumschlägen und lange Hammererholzeiten gekennzeichnet sind. So rufen Primärstöße zwischen einem Hammer und Kalksteinbrocken mit einer Nennmasse von $m_A = 1$ kg Auslenkungswinkel hervor, die unter Umständen das Eintauchen des Hammers in den Freiraum zwischen zwei benachbarten Rotorscheiben bewirken. Die Funktion des Hammers als Sicherungselement ist hierbei erfüllt (Kapitel 3.2.1). Bei Primärstößen mit Mergelbrocken ähnlicher Nennmasse kann dagegen ein Hammer - wie in der Abbildung 7.11 dargestellt - mehrere vollständige Umschläge vollziehen, bevor er seine radial gestreckte Ruheposition wieder einnimmt. Diese Beobachtungen sind ein Indiz dafür, daß die petrographischen und physikalischen Eigenschaften der

zugeführten Gesteine (Anhang C) einen Einfluß auf die Stärke der resultierenden Hammerbewegungen besitzen.

Durch die Dämpfung der Hammerbewegungen kann die kinetische Hammerenergie bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes und beim Transport des Brechgutes vollkommener genutzt werden (Kapitel 3.2.1). Dies bewirkt eine Effektivitätssteigerung der Prallzerkleinerung und eine Verbesserung der Einzug- und Transportverhältnisse im Brecher- eintrittsbereich. Dem Anwender stehen unterschiedliche Maßnahmen zur Dämpfung von Hammerbewegungen (Kapitel 3.2.3.2) zur Verfügung. Zudem haben Modellberechnungen gezeigt, daß die Erhöhung der Hammermasse m_h eine Verminderung der Hammerbewegungen bewirkt. Gleichzeitig wird dadurch die kinetische Hammerenergie vergrößert, wodurch die Zerkleinerung des Aufgabegutes und der Transport des Brechgutes begünstigt wird. Unterstützt wird dieser Effekt durch eine Vergrößerung des Abstandes r_s zwischen dem Hammermassenschwerpunkt und der Hammerachse „0“ (Abbildung 5.3). Weiterhin bewirkt die Begrenzung der Brockeneindringtiefe s_e eine Restriktion der Hammerbewegungen. Allerdings wächst beim Unterschreiten einer Mindesteindringtiefe (Kapitel 3.3.3) die Gefahr, daß Aufgabegutbrocken von den Hämmern nicht mehr in den Brecher- schlagkreis eingezogen werden und über die Hammerköpfe abgleiten.

Auffällig ist der signifikante Zusammenhang zwischen den gemessenen und berechneten Brockeneindringtiefen s_{en} unmittelbar vor dem Primärstoß sowie den berechneten Bewegungsparametern der beanspruchten Hämmer. So verringern sich mit zunehmender Brockennennmasse m_A die gemessenen und berechneten Eindringtiefen. s_{en} Gleichzeitig konvergieren die berechneten Bewegungsparameter der beanspruchten Hämmer gegen maximale Grenzwerte. Diese Beobachtung ist zumindest ein Indiz für den Einfluß der Brockeneindringtiefe s_{en} auf die Stärke und die Dauer von Hammerbewegungen.

7.1.4 Primärstoßkraft und Primärstoßenergie

Für die erstmalige Wechselwirkung zwischen einem radial gestreckten Hammer in der Ruheposition und einzelnen Aufgabegutbrocken unterschiedlicher Masse m_A werden die maximalen Primärstoßkräfte F_{Ax} ermittelt. Diese aus dem zeitlichen Verlauf der Rotordrehzahl während eines Primärstoßes abgeleitete Kraft (Kapitel 6.2.1) wirkt an der Ham-

merachse des beanspruchten Hammers in Rotorumfangsrichtung. Aus diesem Grund sind die Gleichungen zur Berechnung der Stoßkraft für den geraden und dezentralen Stoß eines Brockens gegen die Wirkfläche eines gelenkig gelagerten Hammers (Kapitel 3.3.1.3) nicht unmittelbar zur Prüfung der Meßergebnisse anwendbar.

In erster Näherung läßt sich die beim Primärstoß an der Hammerwirkfläche wirkende Stoßkraft F_{Zu} in Rotorumfangsrichtung (Abbildung 7.15) mit der Gleichung (7.3) ermitteln, wenn die Stoßkraft F_{Ax} an der Hammerachse bekannt ist. Dabei wird vorausgesetzt, daß der beanspruchte Hammer während der Stoßzeit t_s radial gestreckt bleibt. Während dieser Zeit besitzt der Hammer keine Relativgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ bezüglich des umlaufenden Rotorgrundkörpers. Deshalb wird bei der Herleitung der Gleichung (7.3) ausschließlich die Hammerfliehkraft F_F berücksichtigt. Weiterhin seien der Strömungswiderstand F_W an der Hammerwirkfläche und die Gewichtskraft eines Hammers G vernachlässigbar gering. Die Primärstoßkraft F_{Zu} habe einen impulsförmigen Verlauf, d. h. sie besitze unmittelbar zu Beginn des Primärstoßes und während der Stoßzeit t_s den Wert F_{Zu} . Dieser Ansatz gilt damit nur für den Fall, daß ein Stoß unmittelbar auf die Hammerachse wirkt. Auf die vorgestellten Meßergebnisse hat er keinen Einfluß.

$$F_{Zu} = F_{Ax} \quad (7.3)$$

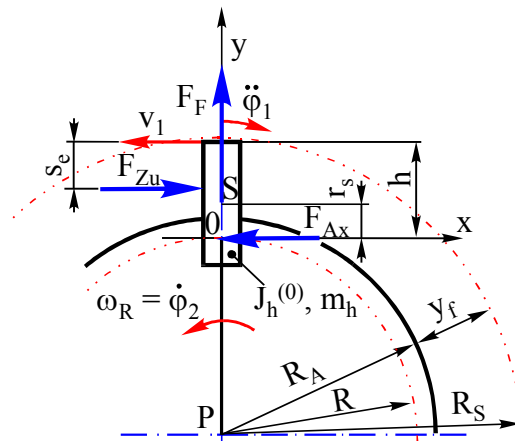
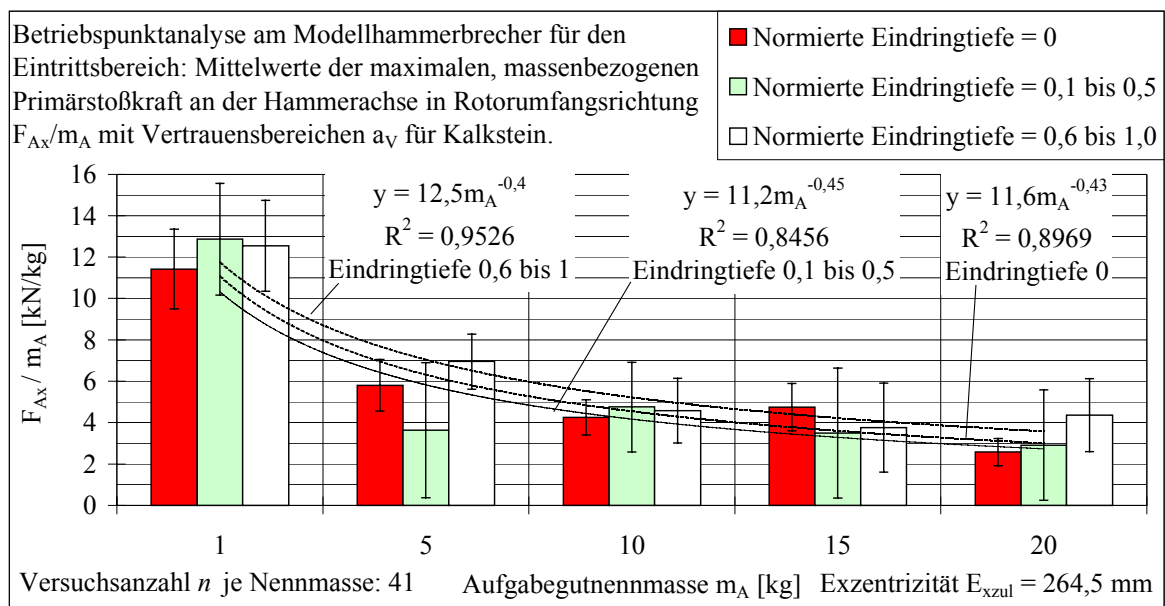


Abbildung 7.15: Abschätzung der Stoßkraft am radial gestreckten Hammer

Ausgewertet werden Kopfstöße und jene Primärstoßarten, bei denen ein Brocken in den Brecherschlagkreis eindringt. Hierbei handelt es sich um Kanten-, Flächen- und Eckstöße. Die Wirkung von Rotorstößen wird hier nicht erörtert, weil ihre Anzahl für eine statistische Absicherung der Ergebnisse zu gering ist.

In den Abbildungen 7.16 und 7.17 werden die arithmetischen Mittelwerte der maximalen, massenbezogenen Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A für die zugeführten Aufgabegutnennmassen m_A dargestellt. Diese Werte entsprechen der Beschleunigung, welche die Aufgabegutbrocken während eines Primärstoßes mit einem Hammer der Masse m_h erfahren. Sie werden für jede untersuchte Aufgabegutnennmasse m_A nach Kopfstößen mit einer normierten Eindringtiefe von $s_{en} = 0$ und nach Eindringtiefen in den Intervallen von $s_{en} = 0,1$ bis $0,5$ und $s_{en} = 0,6$ bis $1,0$ unterteilt.

Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_v für die massenbezogenen Primärstoßkräfte wird im Kapitel 6.3 vorgestellt. Ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 1$ (Abbildung 7.16 und 7.17) bezeichnet eine 100 %-tige Übereinstimmung zwischen den ermittelten Meßwerten und den berechneten Ausgleichsfunktionen $y = F_{Ax}/m_A$.

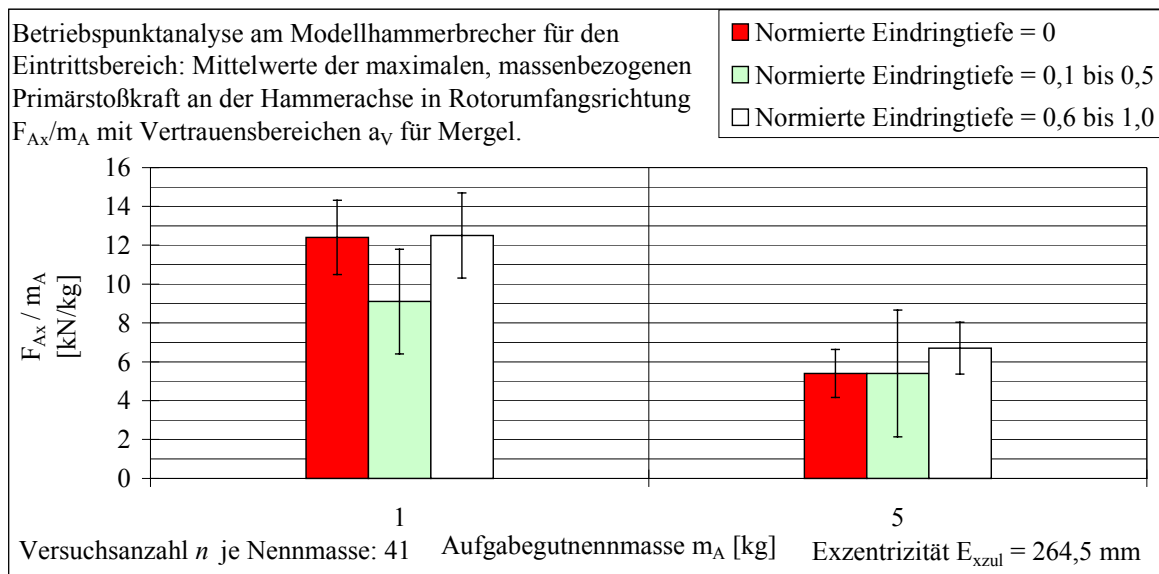


Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5	10	15	20
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8	191,3	218,9	241,0
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0$	10	14	11	18	22
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0,1$ bis $0,5$	9	1	3	2	4
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0,6$ bis $1,0$	11	17	11	8	7
Mittelwert der gemessenen normierten Exzentrizität E_{xN}	0	0,04	0,04	0,07	0

Abbildung 7.16: Maximale, massenbezogene Primärstoßkraft, Kalkstein

Zu erwarten wäre nach der mechanischen Stoßtheorie [23, S. 245 ff] ein Anstieg der massenbezogenen Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A mit zunehmender Brockeneindringtiefe. Ein

solcher charakteristischer Zusammenhang wird anhand der dargestellten Ergebnisse aber nicht deutlich. Eine wahrscheinliche Ursache hierfür sind veränderliche physikalische und petrographische Aufgabeguteigenschaften in Verbindung mit der stochastischen Orientierung der Brocken beim Eindringen in den Schlagkreis des Brechers. Dadurch ergeben sich - selbst bei der Zuführung von Aufgabegutbrocken des gleichen Gesteins, derselben Nennmasse m_A und ähnlichen Brockeneindringtiefen s_{en} - zufällige Schwankungen der Primärstoßkräfte F_{Ax} hinsichtlich Betrag und Orientierung.



Aufgabegutnennmasse m_A [kg]	1	5
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0$	15	11
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0,1$ bis $0,5$	5	10
Versuchsanzahl für norm. Eindringtiefe $s_{en} = 0,6$ bis $1,0$	11	7
Mittelwert der gemessenen normierten Exzentrizität E_{xN}	0	0,04

Abbildung 7.17: Maximale, massenbezogene Primärstoßkraft, Mergel

Unterschiedliche petrographische und physikalische Eigenschaften von Mergel und Kalkstein (Anhang C) werden durch die Gegenüberstellung der für beide Aufgabegutarten ermittelten massenbezogenen Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A nicht offenbar. Nicht belegbar ist auch ein signifikanter Zusammenhang zwischen den Mittelwerten der massenbezogenen Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A und den Mittelwerten der normierten Exzentrizität E_{xN} der Aufgabegutbrocken beim Eindringen in den Brecherschlagkreis.

Auffällig ist der Rückgang der ermittelten massenbezogenen Primärstoßkraft F_{Ax}/m_A mit zunehmender Aufgabegutnenntennmasse m_A . Für den verwendeten Kalkstein konvergiert diese Größe offensichtlich gegen einen Grenzwert (Abbildung 7.16). Erklärbar wird diese Beobachtung durch die Feststellung, daß sich der Anteil der in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutmasse an der Gesamtbrockenmasse m_A mit zunehmender Brockenlänge d_A massiv verringert (Abbildung 3.9). So haben Berechnungen gezeigt, daß das Verhältnis zwischen der beim Primärstoß wirksamen reduzierten Brockenmasse m_{Ared} (Gleichung (3.16)) und der Gesamtbrockenmasse m_A mit ansteigender Brockenlänge d_A deutlich abnimmt. Deshalb rufen Primärstöße mit großen Brockenmassen m_A geringere massenbezogene Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A hervor als kleinere Brockenmassen.

In den Abbildungen 7.18 und 7.19 werden arithmetische Mittelwerte der massenbezogenen Rotationsenergien $\Delta E_{kins}/m_A$ dargestellt, die der Brecherrotor während der Primärstöße mit unterschiedlichen Brockennennmassen m_A umsetzt (Kapitel 6.2.1).

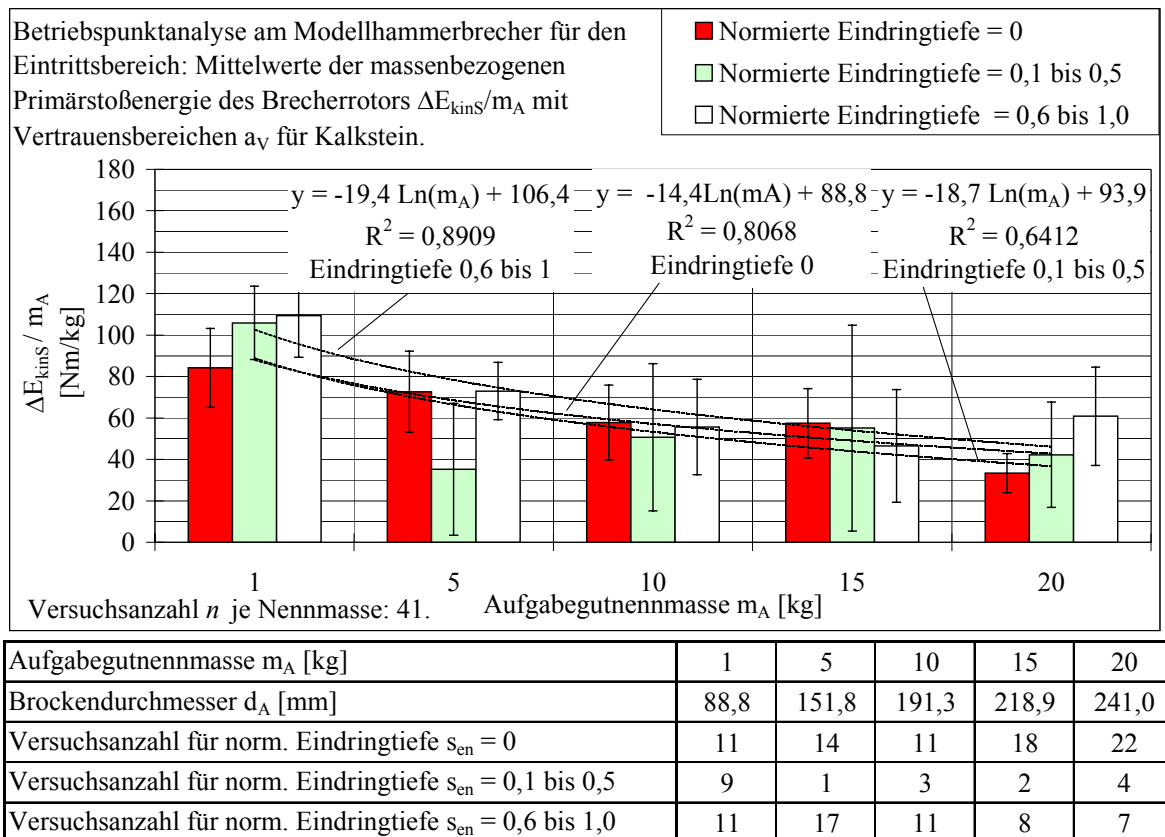
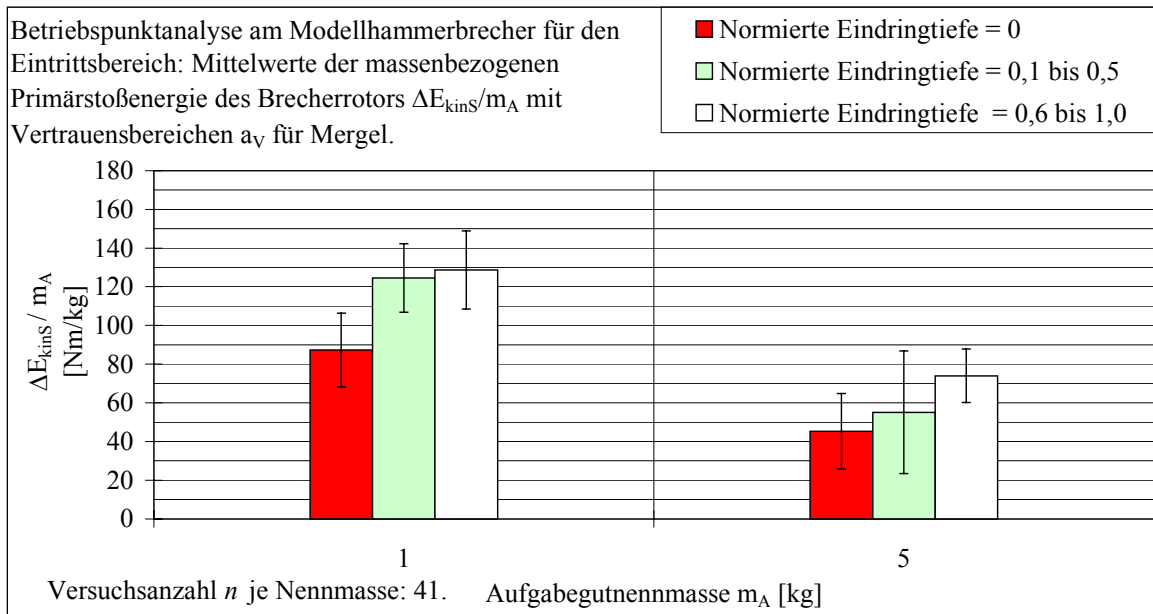


Abbildung 7.18: Massenbezogene Primärstoßenergie des Brecherrotors, Kalkstein



Aufgabegutnenntmasse m_A [kg]	1	5
Brockendurchmesser d_A [mm]	88,8	151,8
Versuchszahl für norm. Eindringtiefe $s_{\text{en}} = 0$	14	11
Versuchszahl für norm. Eindringtiefe $s_{\text{en}} = 0,1$ bis 0,5	5	10
Versuchszahl für norm. Eindringtiefe $s_{\text{en}} = 0,6$ bis 1,0	11	7

Abbildung 7.19: Massenbezogene Primärstoßenergie des Brecherrotors, Mergel

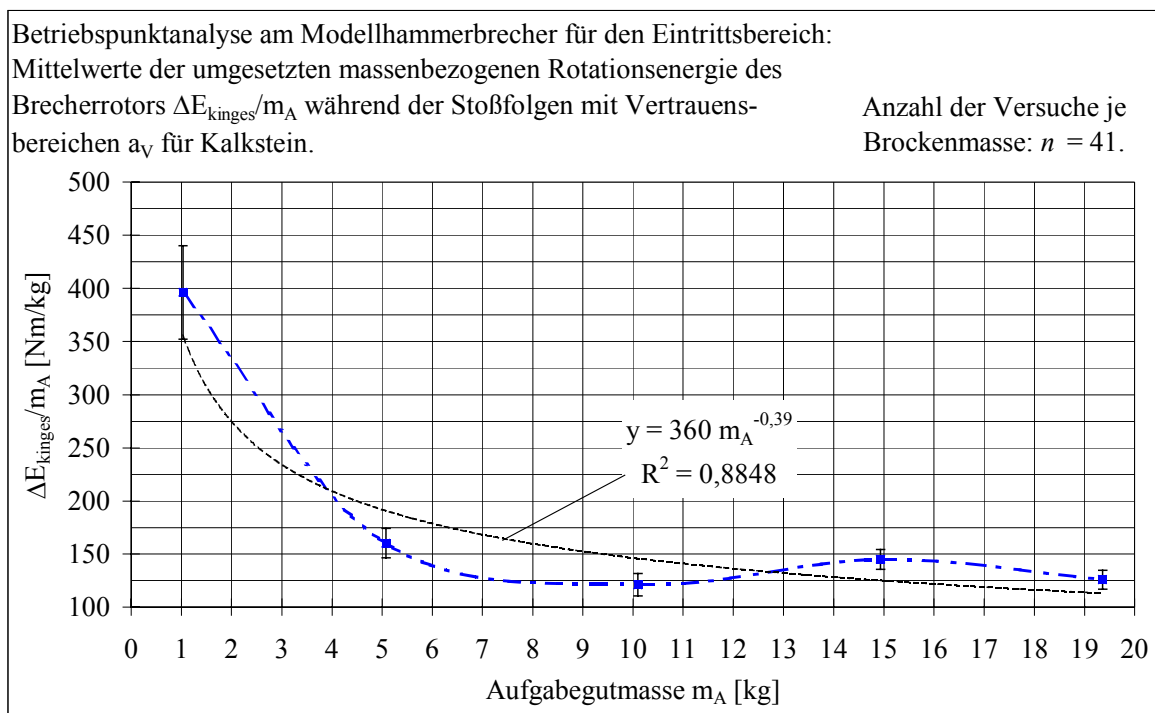
Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_V für diese Zielgrößen wird im Kapitel 6.3 beschrieben. Ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 1$ bezeichnet eine 100 %-tige Übereinstimmung zwischen den ermittelten Meßwerten und den berechneten Funktionen von $y = \Delta E_{\text{kins}}/m_A$.

Die in den Abbildungen 7.18 und 7.19 dargestellten Ergebnisse unterstützen jene Aussagen und Folgerungen, die aus der Analyse der ermittelten massenbezogenen Primärstoßkräfte F_{Ax}/m_A resultieren. Insbesondere am Energiediagramm für den Mergel (Abbildung 7.19) wird außerdem ein signifikanter Zusammenhang zwischen der Brockeneindringtiefe s_{en} unmittelbar vor einem Primärstoß (d. h. der Primärstoßart) und der massenbezogenen Primärstoßenergie $\Delta E_{\text{kins}}/m_A$ deutlich. So vergrößert sich mit der Zunahme der Brockeneindringtiefe die Primärstoßenergie evident. Ein charakteristischer Zusammenhang zwischen der Brockenform (Anhang F 1) und den ermittelten massenbezogenen Primärstoßkräften und -energien besteht nach den vorliegenden Meßergebnissen offensichtlich nicht.

7.1.5 Rotationsenergie des Brecherrotors

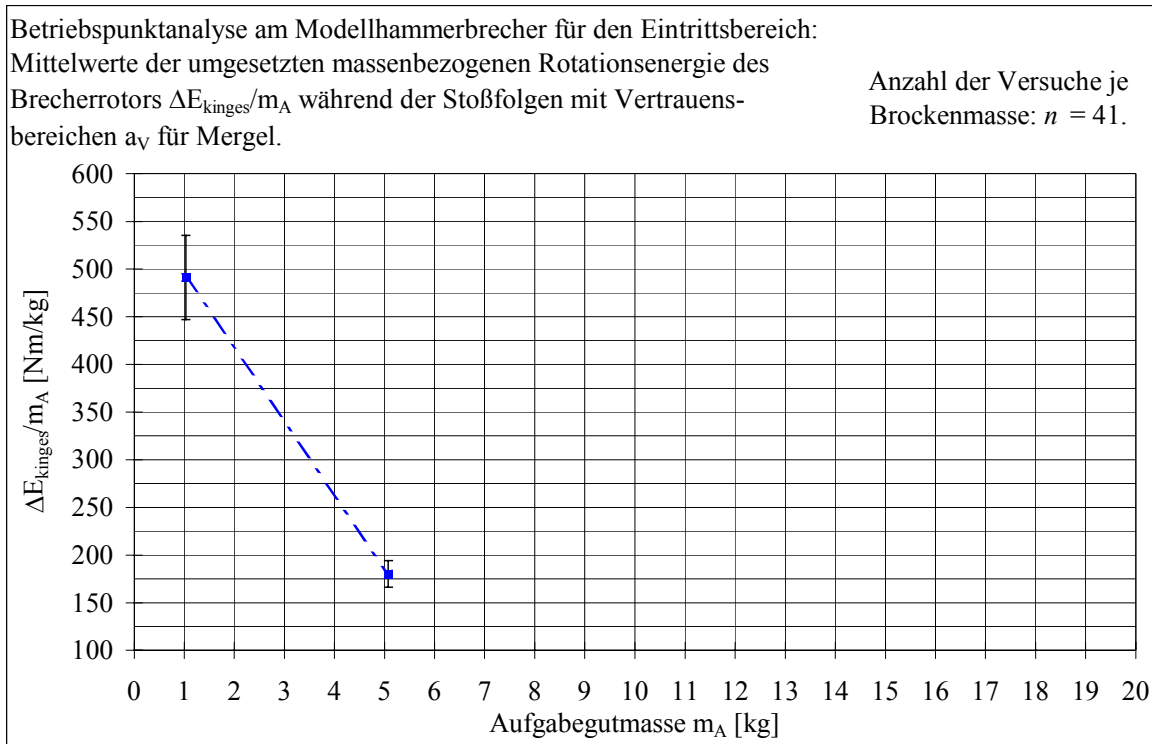
Das Verfahren zur Ermittlung der während einer Stoßfolge umgesetzten Rotationsenergie ΔE_{kinges} des Brecherrotors ist im Kapitel 6.2.1 beschrieben. Eine Stoßfolge setzt sich dabei aus der Summe der Stöße zwischen dem erstmaligen Eindringen eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis und dem Austritt des Brechgutes aus dem Brecherschlagkreis zusammen. Sie beinhaltet Hammer- und Rotorstöße.

In den Abbildungen 7.20 und 7.21 werden die arithmetischen Mittelwerte der umgesetzten massenbezogenen Rotationsenergien $\Delta E_{\text{kinges}}/m_A$ des Brecherrotors für jede zugeführte Aufgabegutnennmasse m_A dargestellt. Das Verfahren zur Berechnung der dargestellten Vertrauensbereiche a_V dieser Zielgröße wird im Kapitel 6.3 beschrieben. Ein Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 1$ bezeichnet eine 100 %-tige Übereinstimmung zwischen den ermittelten Meßwerten und der berechneten Ausgleichsfunktion $y = \Delta E_{\text{kinges}}/m_A$.



Mittelwert der Aufgabegutmasse m_A [kg]	1,03	5,07	10,09	14,93	19,36
Brockendurchmesser d_A [mm]	89,6	152,5	191,9	218,6	238,4

Abbildung 7.20: Massenbezogene Rotationsenergie des Brecherrotors, Kalkstein



Mittelwert der Aufgabegutmasse m_A [kg]	1,02	5,00
Brockendurchmesser d_A [mm]	89,3	151,8

Abbildung 7.21: Massenbezogene Rotationsenergie des Brecherrotors, Mergel

Hiernach ist der arithmetische Mittelwert der bei einer Stoßfolge mit einem Mergelbrocken der Masse $m_A = 1 \text{ kg}$ umgesetzten massenbezogenen Rotationsenergie $\Delta E_{\text{kinges}}/m_A$ um etwa 24 % größer als bei einer Stoßfolge mit einem Kalksteinbrocken ähnlicher Masse. Bei der Aufgabe von Brocken mit der Masse $m_A = 5 \text{ kg}$ weichen diese Werte immerhin noch um rund 13 % voneinander ab. Unterschiedliche petrographische und physikalische Eigenschaften von Mergel und Kalkstein (Anhang C) werden daran aber nicht deutlich, weil sich die berechneten Vertrauensbereiche a_V beider Zielgrößen überschneiden.

Auffällig ist der Rückgang der massenbezogenen Rotationsenergie $\Delta E_{\text{kinges}}/m_A$ mit zunehmender Aufgabegutnenntmasse m_A . Für den untersuchten Kalkstein konvergiert diese Größe offensichtlich gegen einen Grenzwert (Abbildung 7.20). Erklärbar wird diese Beobachtung durch die Feststellung, daß sich der Anteil der in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutmasse an der Gesamtbrockenmasse m_A mit zunehmender Brockengröße d_A massiv verringert (Kapitel 7.1.4).

Ein charakteristischer Zusammenhang zwischen den Mittelwerten der gemessenen Brockeneindringtiefen s_{en} (Abbildung 7.7) unmittelbar vor einem Primärstoß und der massenbezogenen Rotationsenergie $\Delta E_{\text{kin}}/m_A$ wird anhand der vorliegenden Meßergebnisse aber nicht deutlich.

7.1.6 Zerkleinerungsergebnis

Das Ergebnis der Aufgabegutzerkleinerung im Brechereintrittsbereich ist ein Produkt von Stoßfolgen (Kapitel 7.1.5). Bedeutsam ist hierbei vor allem die Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer und durch Rotorstöße. Eine Korngrößenreduzierung aufgrund von Zerkleinerungsvorgängen an den Arbeitsraumbegrenzungen wird durch konstruktive Maßnahmen am Modellhammerbrecher minimiert (Kapitel 6.1) und bei der Versuchsauswertung nicht beachtet.

Die Zerkleinerungsergebnisse werden anhand von Korngrößenverteilungen charakterisiert. Das angewendete Verfahren zur experimentellen Ermittlung der Korngrößenverteilungen für die Zerkleinerungsprodukte ist, einschließlich der Gleichungen zur mathematischen Darstellung der Meßergebnisse sowie zur Berechnung der Verteilungsparameter d' und n , im Kapitel 6.2.4 beschrieben. Demnach werden hier 3-parametrische RRSB-Verteilungen zur mathematischen Charakterisierung der Zerkleinerungsergebnisse genutzt.

Aus den n Einzelergebnissen jeder untersuchten Aufgabegutmengengruppe m_A wird eine Sammelprobe gebildet und mit dem oben genannten Verfahren ausgewertet. Die Anwendbarkeit dieser Methode begründet sich auf der Feststellung, daß bei einer aus n Einzelversuchen bestehenden Versuchsreihe für eine Aufgabegutmengengruppe m_A die einzelnen Stoßfolgen hinsichtlich Anzahl und Reihenfolge der Stöße ähnlich sind und die Versuchsparameter und -bedingungen konstant bleiben. Das Ergebnis dieser Vorgehensweise ist eine gemittelte Korngrößenverteilung für jede Sammelprobe mit den berechneten Verteilungsparametern d' , n und d_o (Anhang G 3).

In den Abbildungen 7.22 und 7.23 werden die berechneten Verteilungsparameter d' und n der Sammelproben sowie die arithmetischen Mittelwerte der Aufgabegutgrößen d_A dargestellt.

Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_v für die Verteilungsparameter d' und n sowie für die Aufgabegutgröße d_A wird im Kapitel 6.3 vorgestellt.

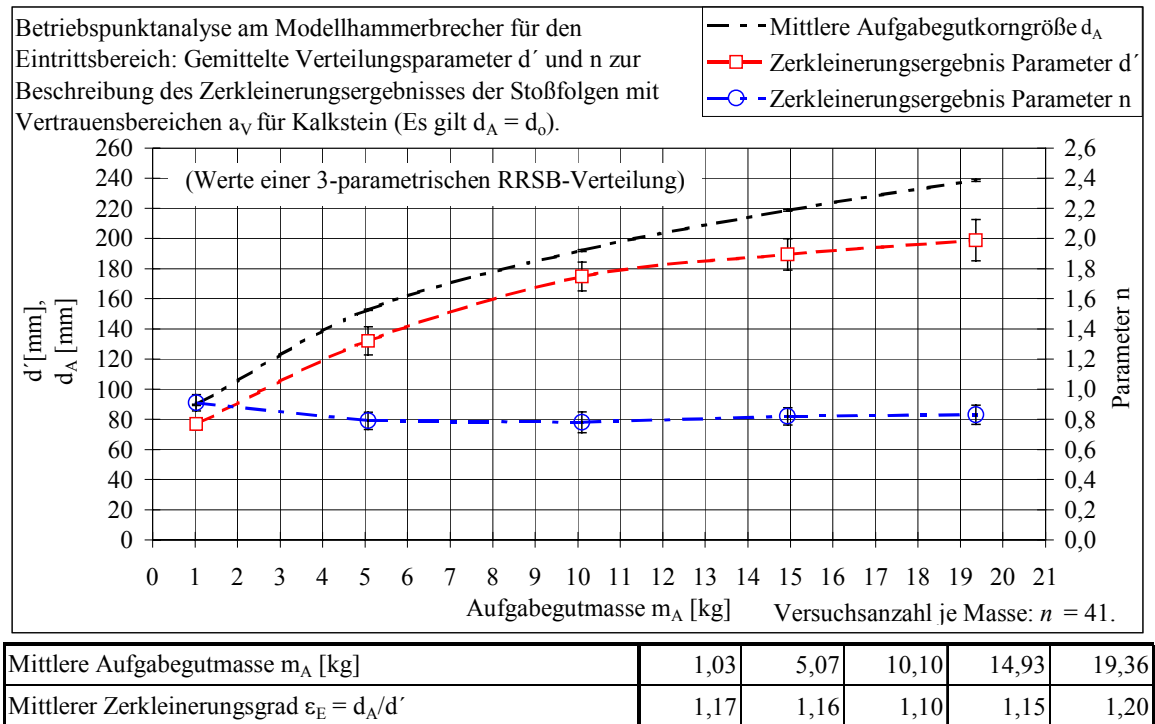


Abbildung 7.22: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen im Eintrittsbereich, Kalkstein

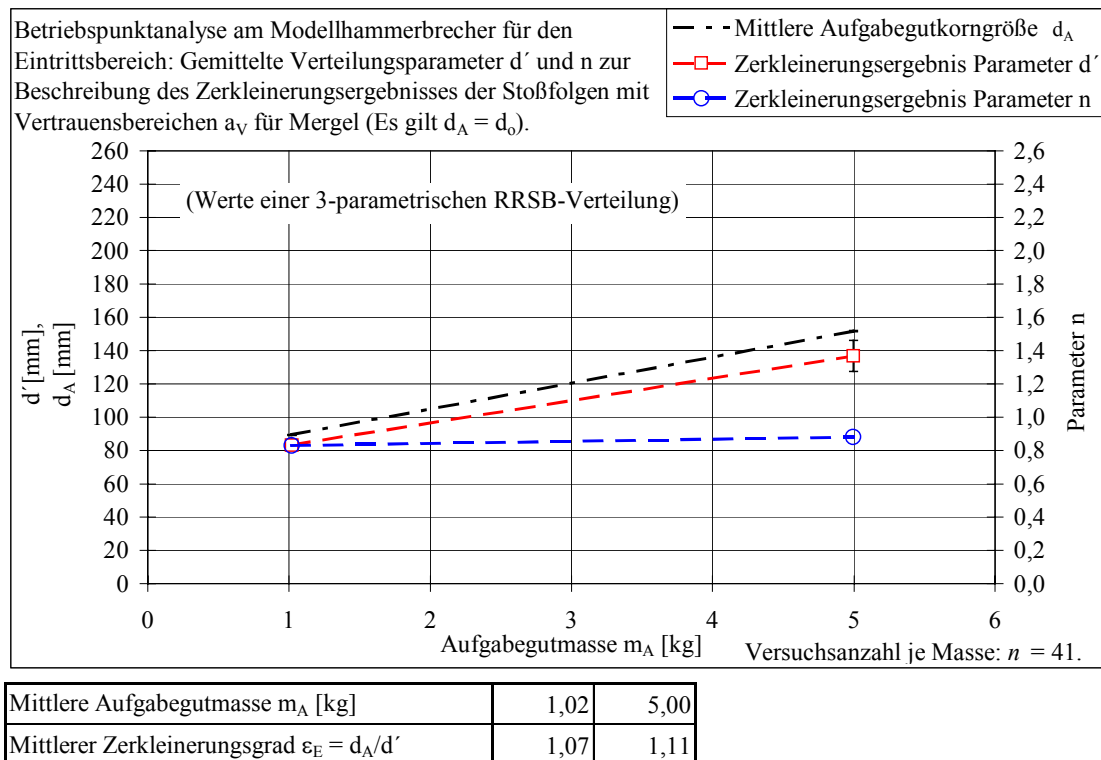


Abbildung 7.23: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen im Eintrittsbereich, Mergel

Der gemittelte Zerkleinerungsgrad $\varepsilon_E = d_A/d'$ beschreibt die durchschnittliche Zerkleinerungswirkung der Stoßfolgen im Brechereintrittsbereich. Anhand dieses Parameters läßt sich die Effektivität der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer beurteilen, falls Informationen über das Ergebnis der Aufgabegutzerkleinerung in den übrigen Arbeitsraumbereichen des Modellhammerbrechers vorliegen (Kapitel 7.2, 7.3 und 7.4).

Unterschiedliche petrographische und physikalische Eigenschaften von Mergel und Kalkstein (Anhang C) werden durch den Vergleich der für beide Gesteine ermittelten Verteilungsparameter und Zerkleinerungsgrade nicht offenbar.

Charakteristische Zusammenhänge zwischen den Mittelwerten der massenbezogenen Primärstoßkraft F_{Ax}/m_A (Abbildung 7.16 und 7.17), der massenbezogenen Primärstoßenergie $\Delta E_{kinS}/m_A$ (Abbildung 7.18 und 7.19) und der massenbezogenen Rotationsenergie des Brecherrotors $\Delta E_{kinS}/m_A$ (Abbildung 7.20 und 7.21) einerseits sowie den ermittelten Zerkleinerungsergebnissen andererseits werden anhand der vorliegenden Meßergebnisse ebenfalls nicht deutlich.

7.2 Schlagwandbereich - Mehrkornaufgabe

Aufgrund der starken Staubentstehung während der Aufgabegutzerkleinerung sind die mit der Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommenen Bildsequenzen zur Analyse der Hammerkinematik während des Zerkleinerungsvorganges bei der Mehrkornaufgabe nicht geeignet.

Bei der Untersuchung der Zerkleinerungswirkung des Modellbrechers im Schlagwandbereich wird dem Modellhammerbrecher ein charakteristisches Korngemisch zugeführt (Kapitel 6.3). Der erforderliche Aufbau der Versuchsanlage ist im Kapitel 6.1 beschrieben. Demnach sind die vorgestellten Meßergebnisse ein Resultat der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich. Einen weiteren Einfluß auf die Meßergebnisse hat die anschließende Beanspruchung des vorzerkleinerten Brechgutes im Schlagwandbereich durch die Wechselwirkung zwischen den Hämmern, der Schlagwand und dem umlaufenden Rotorgrundkörper. Darin enthalten ist auch der Einfluß der sekundären Prallzerkleinerung an den übrigen Arbeitsraumbegrenzungen des Brechers.

Die Zerkleinerungsergebnisse werden anhand von Korngrößenverteilungen charakterisiert (Kapitel 6.2.4). Ihre mathematische Beschreibung erfolgt hier durch 2-parametrische RRSB-Verteilungen mit einer unteren Korngröße von $d_u = 0$ und einer oberen Korngröße von $d_o \rightarrow \infty$.

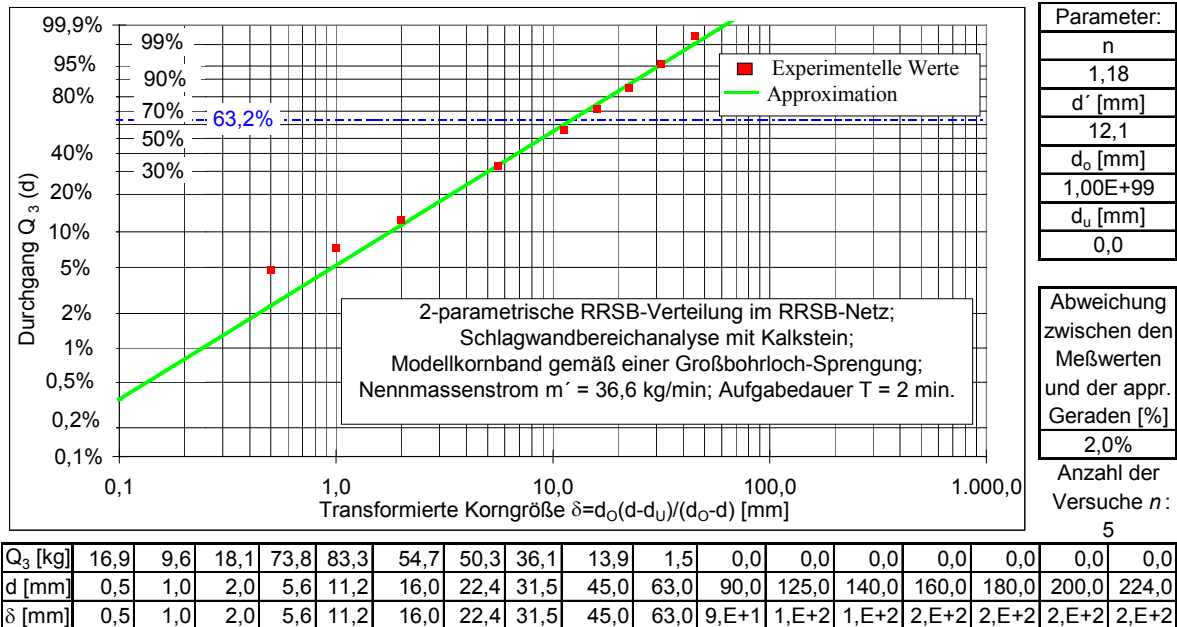


Abbildung 7.24: Zerkleinerungsergebnis bei der Schlagwandbereichanalyse, Kalkstein

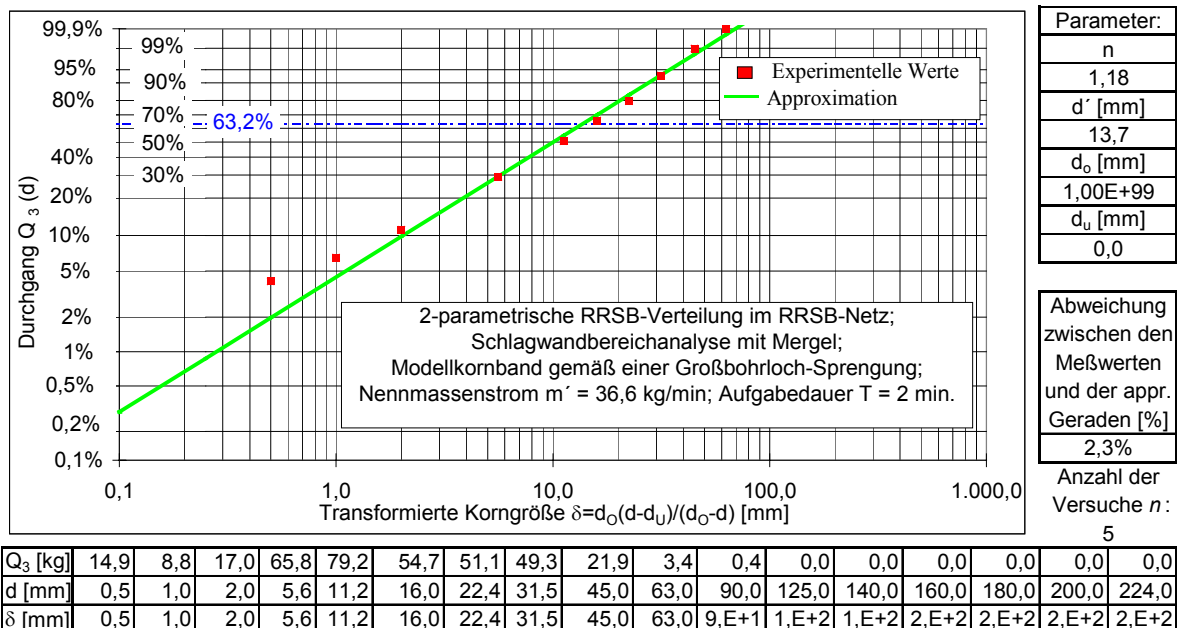
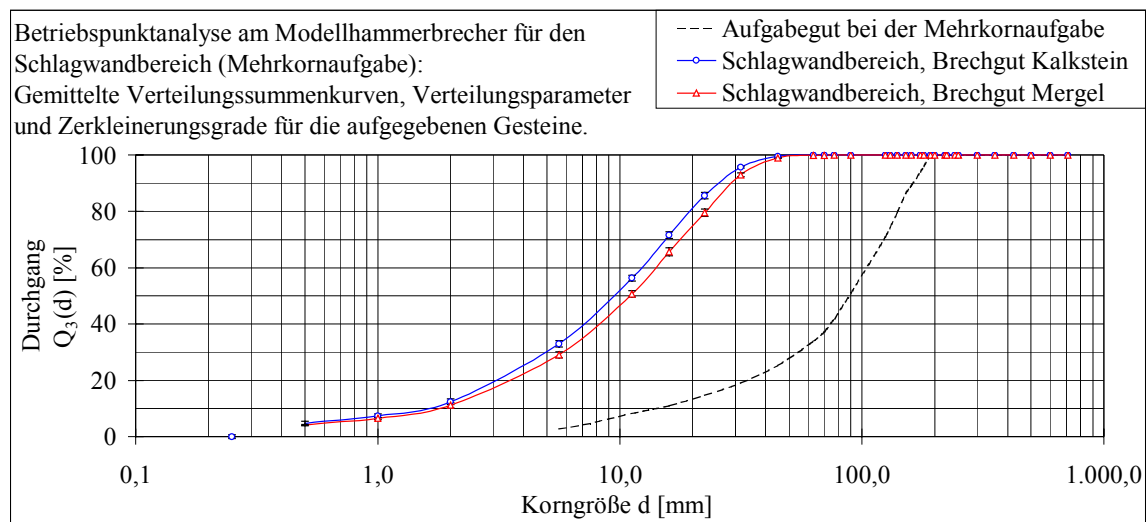


Abbildung 7.25: Zerkleinerungsergebnis bei der Schlagwandbereichanalyse, Mergel

Die Abbildungen 7.24 und 7.25 zeigen die durch eine Siebanalyse nach DIN 66 165 ermittelten Meßdaten und die berechneten Approximationsgeraden mit den beiden Verteilungsparametern d' und n . Die hier dargestellten Verteilungsfunktionen beschreiben jeweils das Zerkleinerungsergebnis einer Sammelprobe, die sich aus n Einzelversuchen zusammensetzt. Deshalb handelt es sich bei den berechneten Verteilungsparametern d' und n um gemittelte Werte. Die Bildung solcher Sammelgruppen ist zulässig, falls die Versuchsparameter und -bedingungen konstant sind.

Eine Abschätzung der Effektivität der Aufgabegutzerkleinerung in untersuchten Arbeitsraumbereichen des Modellhammerbrechers liefert die Abbildung 7.26. Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_v für die gezeigten Meß- und Berechnungsgrößen wird im Kapitel 6.3 beschrieben.



	Kalkstein		+/- a_v	Mergel		+/- a_v
Aufgabegutnenngröße d'_A bei der Mehrkornaufgabe [mm] (Mittelwert einer 2-parametrischen RRSB-Verteilung).	106,4		5,9	106,4		5,9
Verteilungsparameter d' vom Brechgut [mm] (Mittelwerte von 2-parametrischen RRSB-Verteilungen).	12,1		0,3	13,7		0,4
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\epsilon_{ESW} = d'_A/d'$ für den Eintritts- und Schlagwandbereich, einschließlich Walzenbrechereffekt.	8,8		0,2	7,7		0,3
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ϵ_E für den Eintrittsbereich.	$m_A = 1$ kg	$m_A = 5$ kg	-	$m_A = 1$ kg	$m_A = 5$ kg	-
	1,2	1,2	-	1,1	1,1	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\epsilon_{SW} = \epsilon_{ESW}/\epsilon_E$ für den Schlagwandbereich, einschließlich Walzenbrechereffekt.	$m_A = 1$ kg	$m_A = 5$ kg	-	$m_A = 1$ kg	$m_A = 5$ kg	-
	7,5	7,6	-	7,2	6,9	-

Abbildung 7.26: Effektivität der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich

Hierin werden die gemittelten Verteilungssummenkurven für das Aufgabegut (Anhang F 1) und für das Brechgut im logarithmischen Netz dargestellt. In der angeschlossenen Tabelle befinden sich die berechneten Verteilungsparameter für das Brechgut d' (Abbildung 7.24 und 7.25) und für das Aufgabegut d'_A (Anhang F 1). Außerdem werden die mittleren Zerkleinerungsgrade für den "Eintritts- und Schlagwandbereich mit Walzenbrechereffekt" ε_{ESW} sowie für den "Schlagwandbereich mit Walzenbrechereffekt" ε_{SW} bestimmt.

Die experimentell ermittelten Verteilungssummenkurven und die daraus berechneten Zerkleinerungsgrade (Abbildung 7.26) veranschaulichen die verhältnismäßig hohe Effektivität der Zerkleinerung des Brechgutes im Schlagwandbereich des Modellbrechers im Vergleich mit der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich. Aus den Verteilungssummenkurven für beide Aufgabegutmaterialien geht außerdem hervor, daß der Mergel nachweislich gröber bricht als der Kalkstein. Die Ursache hierfür sind wahrscheinlich unterschiedliche petrographische und physikalische Eigenschaften beider Gesteine (Anhang C).

Ein wesentlicher Parameter zur beanspruchungsgerechten Auslegung von Brecherbauteilen ist der zeitliche Verlauf der Antriebsmotorleistung P_{An} während der Zerkleinerung des Aufgabegutes. Im Kapitel 6.2.3 wird das verwendete Verfahren zur Bestimmung der Antriebsmotorleistung beschrieben. Die Berechnung der Vertrauensbereiche a_V für die spezifische Antriebsmotorleistung P_{An} / \dot{m} ist im Kapitel 6.3 beschrieben.

In der Abbildung 7.27 werden die aufgenommenen Mittelwerte der mittleren spezifischen Antriebsmotorleistung für die Zerkleinerung von Kalkstein und Mergel dargestellt. Hiernach ist der Mittelwert der spezifischen Leistung des Antriebsmotors bei der Zerkleinerung von Mergel um rund 20 % größer als bei der Zerkleinerung von Kalkstein. Demzufolge ist für die Zerkleinerung des Mergels ein höherer Energieeintrag erforderlich als zum Brechen des Kalksteins. Die wahrscheinliche Ursache hierfür sind die schon erwähnten unterschiedlichen petrographischen und physikalischen Eigenschaften dieser Gesteine (Anhang C).

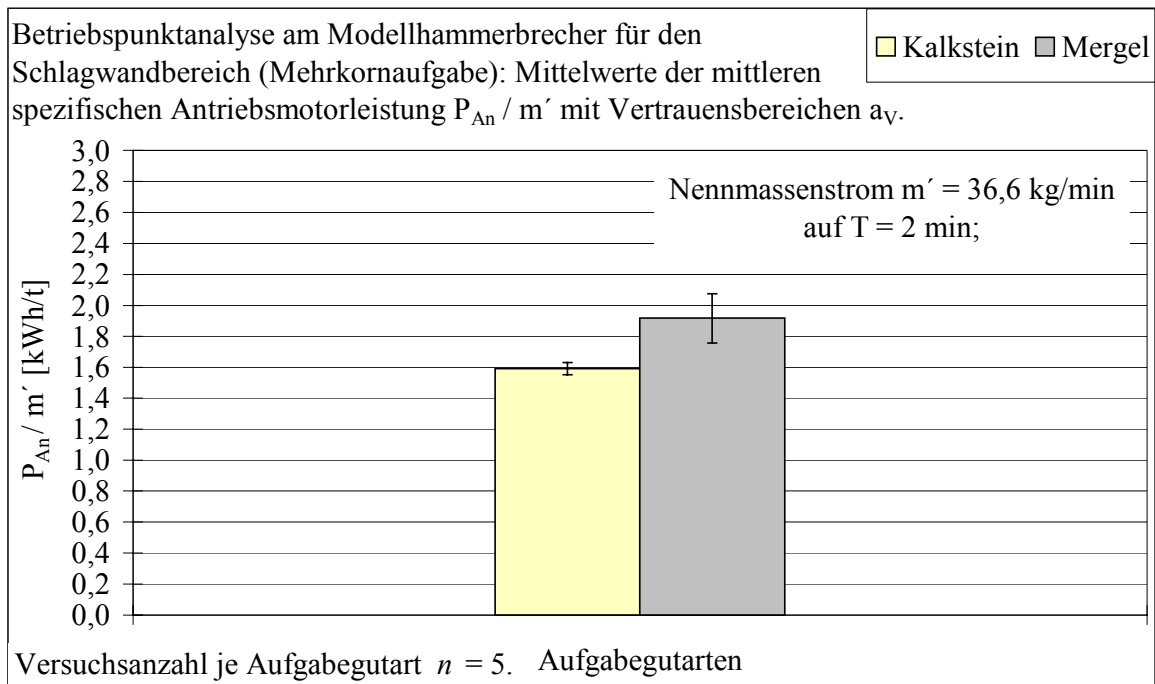


Abbildung 7.27: Spezifische Antriebsmotorleistung bei der Schlagwandbereichsanalyse

Die Genauigkeit der Leistungsermittlung ist von unterschiedlichen Effekten abhängig. Zum einen werden durch die manuelle Zuführung des künstlich zusammengestellten Modellkornbandes über eine geneigte Schurre am oberen Fallschachtende unregelmäßige Schwankungen des Aufgabegutmassenstromes bezüglich Menge je Zeiteinheit sowie Korngrößen- und Kornformverteilung hervorgerufen. Die Folge sind stochastisch verteilte Änderungen der Antriebsmotorleistung P_{An} während der Aufgabegutzerkleinerung. Zum anderen wirken sich zufällige Veränderungen der Korngrößen- und Kornformverteilung des Schütt- und Brechgutes innerhalb der Arbeitsraumbereiche des Modellhammerbrechers auf die zeitliche Änderung der Antriebsmotorleistung während des Zerkleinerungsvorganges aus.

Einen weiteren Einfluß auf die Größe der Antriebsmotorleistung haben veränderliche physikalische und petrographische Eigenschaften der Aufgabegutbrocken in Verbindung mit ihrer stochastischen Orientierung innerhalb der Arbeitsraumbereiche des Brechers.

Außerdem wird die Spannung U_m am Analogausgang des Frequenzumrichters zur Bestimmung der Antriebsmotorleistung mit einem durchschnittlichen Fehler von $\pm 10 \%$ gemessen (Kapitel 6.2.3).

7.3 Walzenbrechereffekt - Einzelkornaufgabe

Wie bei der Untersuchung des Schlagwandbereiches (Kapitel 7.2) sind die mit der Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommenen Bildsequenzen aufgrund der starken Staubentwicklung im Arbeitsraum des Modellhammerbrechers während des Zerkleinerungsvorganges hier nicht zur Analyse von Brocken- und Brechgutbewegungen geeignet.

Versuchsergebnisse haben gezeigt, daß die Ermittlung der am Rotorgrundkörper in Umfangsrichtung wirkenden Kraft beim Einziehen eines Brockens in den Spalt zwischen der Schlagwand und dem umlaufenden Rotor nicht sinnvoll ist. Diese Feststellung beruht auf der Tatsache, wonach die Meßdauer des Zeitintervallanalysators (Kapitel 6.2.1) infolge seiner begrenzten Speicherkapazität häufig kürzer ist als die Zeitdauer der Brockenzerkleinerung. Eine Voraussetzung zur Ermittlung der in Rotorumfangsrichtung wirkenden Kraft mit der im Kapitel 6.2.1 beschriebenen Methode ist aber das Trennen der Verbindung zwischen dem Antriebsmotor und der Rotorwelle durch die Betätigung der Elektromagnetkupplung unmittelbar vor der Aufgabegutzuführung. In Abhängigkeit von ihren veränderlichen physikalischen und petrographischen Eigenschaften werden Brocken deshalb gebrochen und während der Meßdauer vollständig in den Austragsraum unterhalb des Rotors transportiert oder aber Bruchstücke auf dem umlaufenden Rotorgrundkörper hinterlassen, die diesen dann noch während der Meßdauer bis zum Stillstand abbremsen. Solche Bruchstücke werden in diesem Abschnitt als Rückstand bezeichnet.

Die Zerkleinerungsergebnisse werden, wie bei der Untersuchung von Eintritts- und Schlagwandbereich (Kapitel 7.1.6 und 7.2), anhand von Korngrößenverteilungen charakterisiert. Ihre mathematische Beschreibung erfolgt hier durch 3-parametrische RRSB-Verteilungen mit einer oberen Korngröße von $d_o = d_A$ und einer unteren Korngröße von $d_u = 0$ (Kapitel 6.2.4).

In den Abbildungen 7.28 und 7.29 werden die durch eine Siebanalyse nach DIN 66 165 ermittelten Meßdaten und die berechneten Approximationsgeraden mit den Verteilungsparametern d' und n dargestellt. Die gezeigten Verteilungsfunktionen beschreiben jeweils das Zerkleinerungsergebnis einer Sammelprobe, die sich aus n Einzelversuchen zusammensetzt. Folglich handelt es sich bei den berechneten Verteilungsparametern d' und n um gemittelte Werte. Eine solche Gruppenbildung ist unter der Voraussetzung zulässig, daß

die Versuchsparameter und -bedingungen konstant sind. Die Nennmasse der zugeführten Aufgabegutbrocken beträgt $m_A = 1 \text{ kg}$.

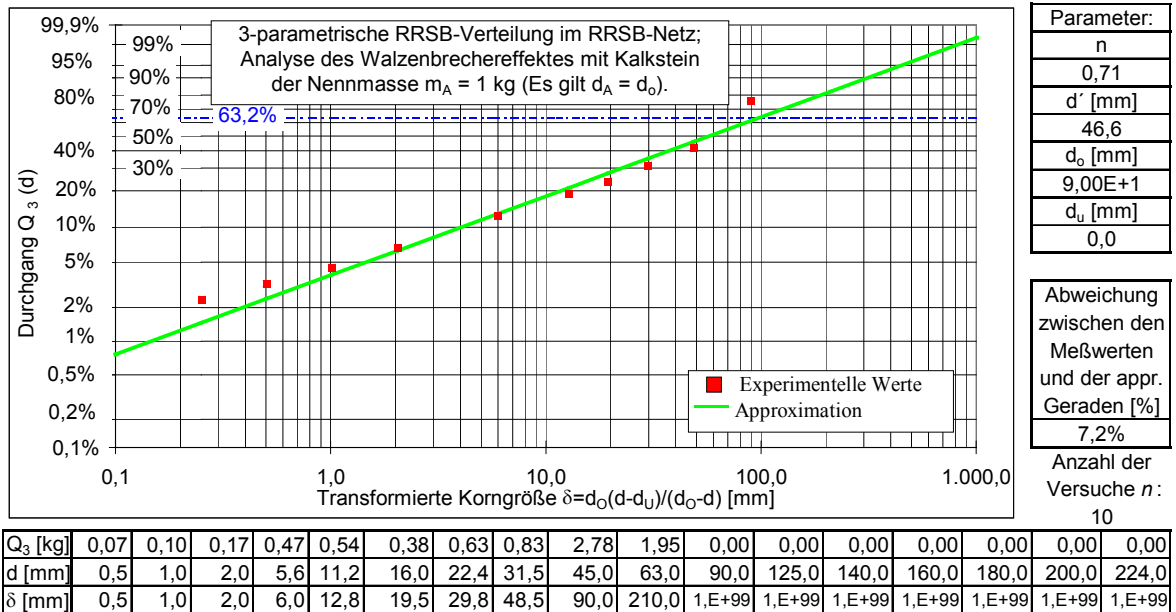


Abbildung 7.28: Zerkleinerungsergebnis beim Walzenbrechereffekt, Kalkstein

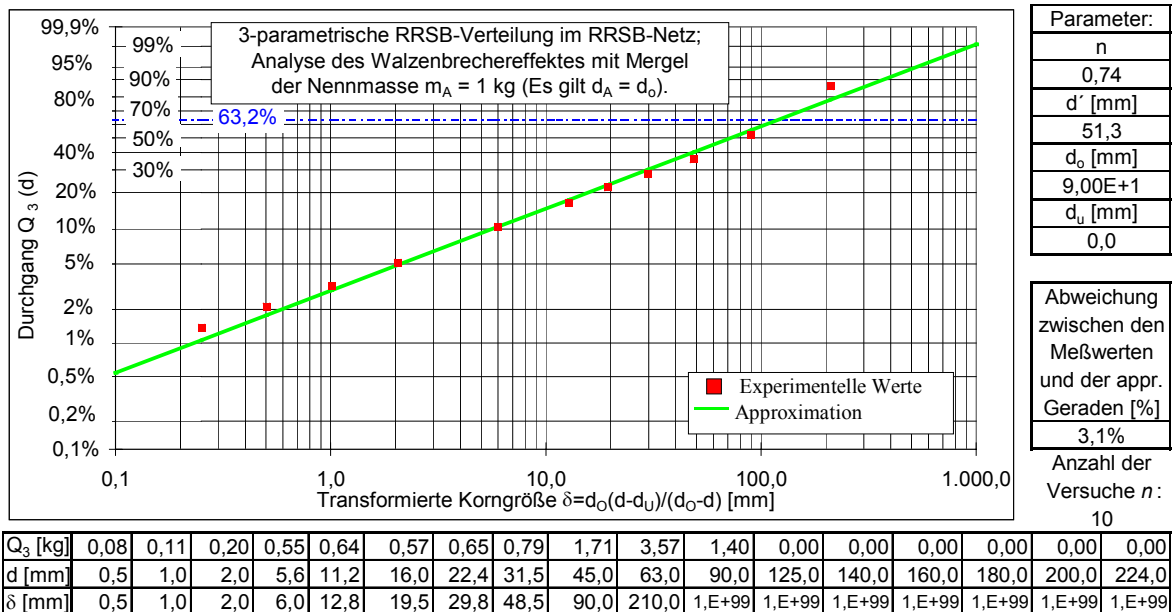


Abbildung 7.29: Zerkleinerungsergebnis beim Walzenbrechereffekt, Mergel

Eine Abschätzung der Effektivität der Aufgabegutzerkleinerung in den untersuchten Arbeitsraumbereichen des Modellhammerbrechers liefert die Abbildung 7.30. Aufgeführt sind hierin die berechneten Verteilungsparameter d' für das Brechgut (Abbildung 7.28 und

7.29) und die Nennkorngröße des Aufgabegutes d_A . Außerdem werden die mittleren Zerkleinerungsgrade für den "Walzenbrechereffekt" ε_W und den "Schlagwandbereich" ε_S abgeleitet. Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_V für die gezeigten Meß- und Berechnungsgrößen wird im Kapitel 6.3 beschrieben.

Parameter	Kalkstein	+/- a_V	Mergel	+/- a_V
Aufgabegutnennmasse m_A bei der Einzelkornaufgabe [kg]	1,0	0,1	1,0	0,1
Aufgabegutnenngröße d_A bei der Einzelkornaufgabe [mm]	88,8	1,5	88,8	1,5
Verteilungsparameter d' vom Brechgut bei der Analyse des Walzenbrechereffektes [mm] (Mittelwerte von 3-parametrischen RRSB-Verteilungen).	46,6	6,6	51,3	6,5
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\varepsilon_W = d_A/d'$ für den Walzenbrechereffekt bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	1,9	0,2	1,6	0,2
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_E für den Eintrittsbereich bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	1,2	-	1,1	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_{SW} für den Schlagwandbereich mit Walzenbrechereffekt bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	7,5	-	7,2	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\varepsilon_S = \varepsilon_{SW}/\varepsilon_W$ für den Schlagwandbereich bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	3,9	-	4,4	-

Abbildung 7.30: Effektivität des Walzenbrechereffektes

Hiernach ist der Zerkleinerungsgrad ε_E bei der Prallbeanspruchung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich des Modellhammerbrechers offensichtlich geringer als beim Walzenbrechereffekt mit ε_W . Die größte Zerkleinerungswirkung wird im Schlagwandbereich des Brechers mit ε_S erreicht. Unterschiedliche petrographische und physikalische Eigenschaften der zerkleinerten Gesteine (Anhang C) werden insbesondere an der Menge des oberhalb vom Rotorgrundkörper zurückbleibenden Brechgutes deutlich. So beträgt für den Kalkstein bei 9 von 10 Versuchen der Durchsatz 100 %. Für den Mergel wird lediglich bei 6 von 10 Versuchen ein aufgegebenener Brocken vollständig durchgesetzt.

7.4 Gesamtzerkleinerung - Mehrkornaufgabe

Wie bei der Untersuchung des Schlagwandbereiches und des Walzenbrechereffektes (Kapitel 7.2 und 7.3) sind die mit der Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommenen Bildsequenzen aufgrund der starken Staubeentwicklung im Arbeitsraum des Modellhammer-

brechers während des Zerkleinerungsvorganges hier nicht zur Analyse der Hammerkinematik und der Brechgutbewegungen während der Gesamtzerkleinerung geeignet.

Bei der Untersuchung der Gesamtzerkleinerung wird dem Modellhammerbrecher ein charakteristisches Korngemisch zugeführt (Kapitel 6.3). Der erforderliche Aufbau der Versuchsanlage ist im Kapitel 6.1 beschrieben. Demnach sind die hier vorgestellten Meßergebnisse ein Resultat der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich. Einen weiteren Einfluß auf die Meßergebnisse haben die Beanspruchung des vorzerkleinerten Brechgutes im Schlagwandbereich, die Zerkleinerung des Brechgutes auf dem Austragsrost, Transporteffekte und die sekundäre Prallzerkleinerung des zugeführten Gesteins an den übrigen Brecherarbeitsraumbegrenzungen.

Die Zerkleinerungsergebnisse werden anhand von Korngrößenverteilungen charakterisiert (Kapitel 7.1.6, 7.2 und 7.3). Ihre mathematische Beschreibung erfolgt durch 2-parametrische RRSB-Verteilungen (Kapitel 6.2.4).

In den Abbildungen 7.31 und 7.32 werden die durch eine Siebanalyse nach DIN 66 165 ermittelten Meßdaten und die berechneten Approximationsgeraden mit den beiden Verteilungsparametern d' und n dargestellt.

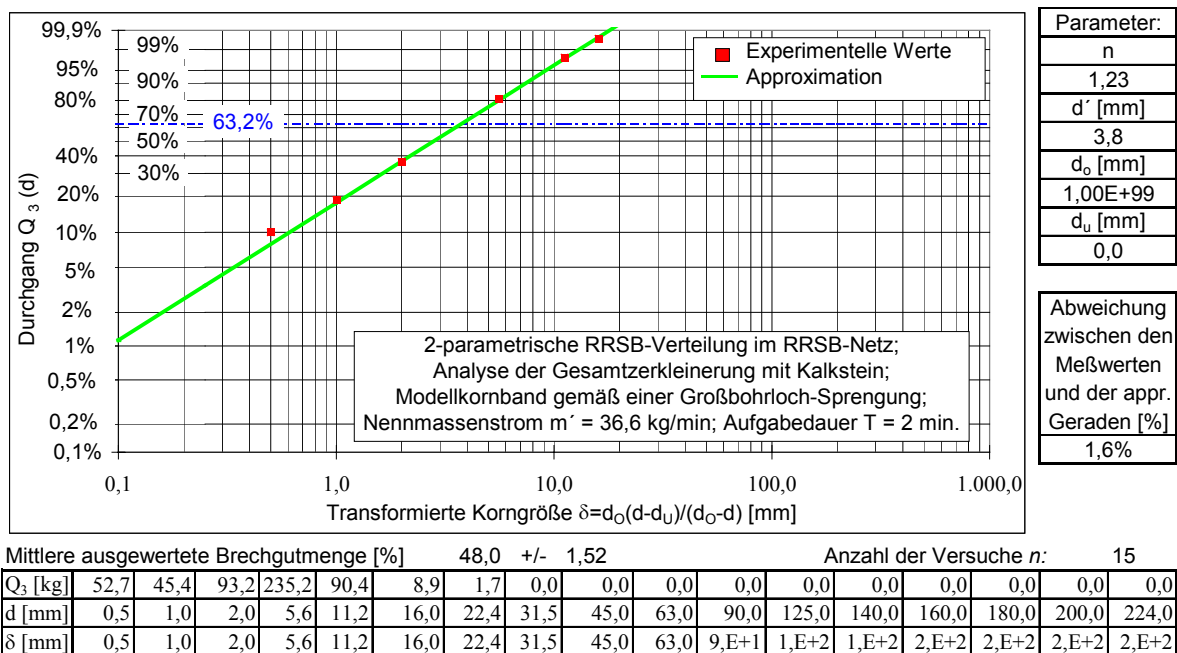


Abbildung 7.31: Ergebnis der Gesamtzerkleinerung, Kalkstein

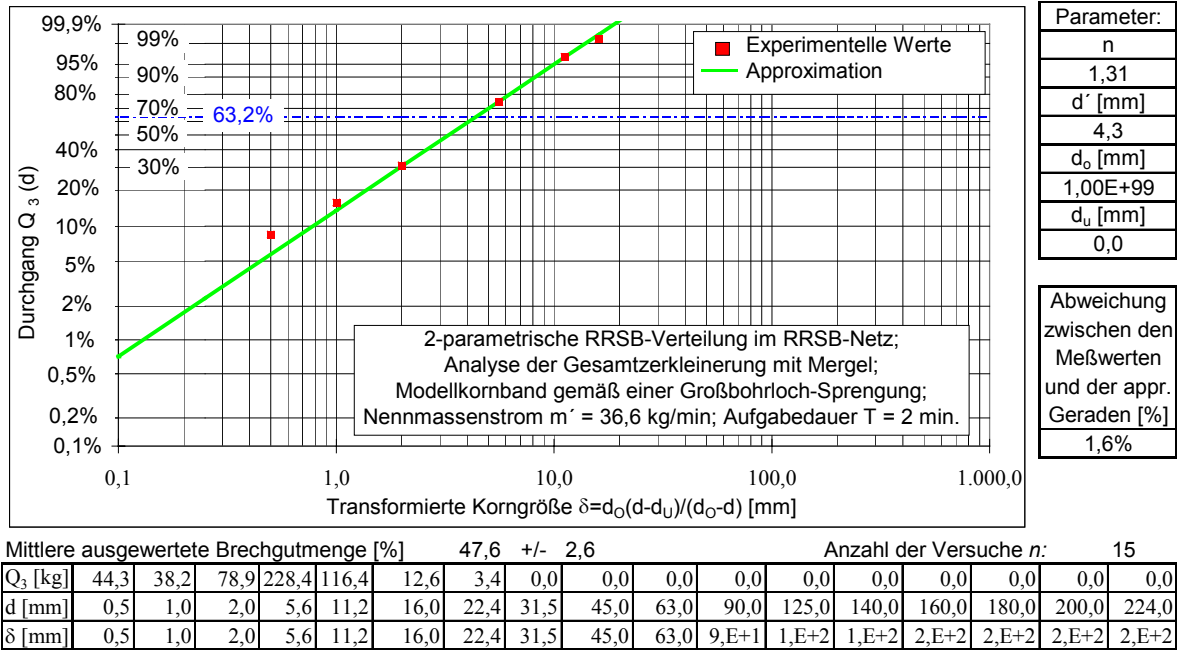
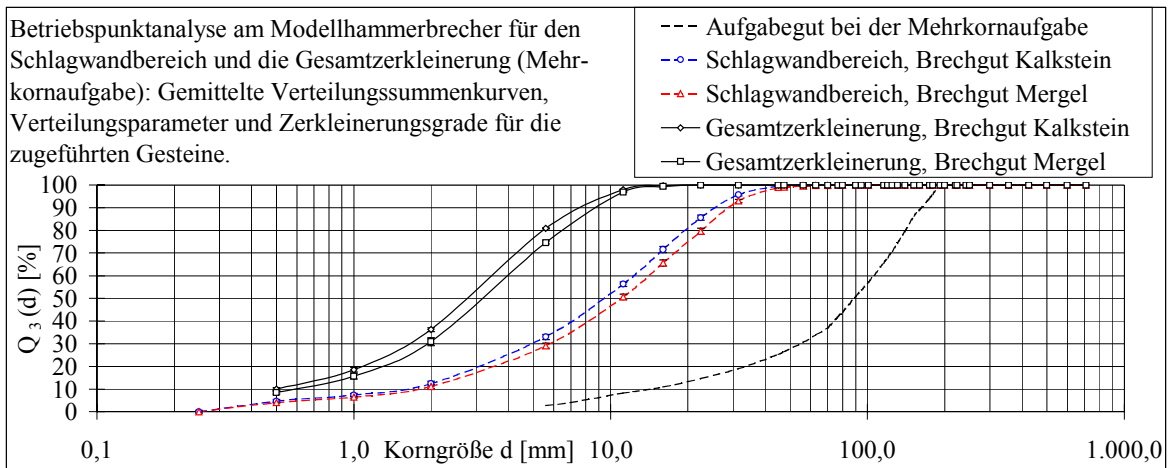


Abbildung 7.32: Ergebnis der Gesamtzerkleinerung, Mergel

Die gezeigten Verteilungsfunktionen beschreiben jeweils das Zerkleinerungsergebnis einer Sammelprobe, die aus n Einzelversuchen besteht. Deshalb handelt es sich bei den berechneten Verteilungsparametern d' und n um gemittelte Werte. Die Bildung solcher Sammelgruppen ist zulässig, falls die Versuchsparameter und -bedingungen konstant sind.

Eine Abschätzung der Effektivität der Gesamtzerkleinerung im Vergleich mit der Gutzerkleinerung in den untersuchten Arbeitsraumbereichen des Modellhammerbrechers liefert die Abbildung 7.33. Hierin werden die gemittelten Verteilungssummenkurven für das Aufgabegut (Anhang F 1) und für das Brechgut im logarithmischen Netz dargestellt. In der angeschlossenen Tabelle befinden sich die berechneten Verteilungsparameter für das Brechgut d' (Abbildung 7.31 und 7.32) und das Aufgabegut d'_A (Anhang F 1). Zudem werden die Zerkleinerungsgrade für die "Gesamtzerkleinerung" ϵ_G und die "Rostzerkleinerung" ϵ_R abgeleitet und mit den Werten für den "Eintrittsbereich" ϵ_E , den "Walzenbrechereffekt" ϵ_W und den "Schlagwandbereich" ϵ_S verglichen. Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_V für die gezeigten Meß- und Berechnungsgrößen wird im Kapitel 6.3 beschrieben. Die größte Zerkleinerungswirkung besitzt der Modellhammerbrecher demnach mit einem Zerkleinerungsgrad von $\epsilon_{SW} = 7,2$ bis $7,5$ im Schlagwandbereich, einschließlich des Walzenbrechereffektes. Selbst die Brechgutzerkleinerung im Schlagwand-

bereich ohne den Walzenbrechereffekt ist mit $\varepsilon_S = 3,9$ bis $4,4$ noch effektiver, als die Brechgutzerkleinerung auf dem Austragsrost mit $\varepsilon_R = 3,2$. Die geringste Zerkleinerungswirkung besitzt die Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich des Modellhammerbrechers mit einem Zerkleinerungsgrad von $\varepsilon_E = 1,1$ bis $1,2$.



	Kalkstein	+/- a _v	Mergel	+/- a _v
Aufgabegutnenngröße d'_A bei der Mehrkornaufgabe [mm] (Mittelwert einer 2-parametrischen RRSB-Verteilung).	106,4	5,9	106,4	5,9
Verteilungsparameter d' vom Brechgut für die Gesamtzerkleinerung [mm] (Mittelwerte von 2-parametrischen RRSB-Verteilungen).	3,8	0,1	4,3	0,2
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\varepsilon_G = d'_A/d'$ für die Gesamtzerkleinerung.	28,3	0,7	24,6	0,9
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_E für den Eintrittsbereich bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	1,2	-	1,1	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_W für den Walzenbrechereffekt bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	1,9	0,2	1,6	0,2
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_S für den Schlagwandbereich bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	3,9	-	4,4	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad ε_{SW} für den Schlagwandbereich mit Walzenbrechereffekt bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	7,5	-	7,2	-
Mittlerer Zerkleinerungsgrad $\varepsilon_R = \varepsilon_G/\varepsilon_{ESW}$ für den Rostbereich bei einer Aufgabegutgröße von $d_A = 88,8$ mm.	3,2	-	3,2	-

Abbildung 7.33: Effektivität der Gesamtzerkleinerung

Aus den experimentell ermittelten Verteilungssummenkurven der beiden untersuchten Aufgabegutmaterialien geht außerdem hervor, daß der Mergel nachweislich gröber bricht als der Kalkstein. Die Ursache hierfür sind wahrscheinlich die erwähnten unterschiedlichen petrographischen und physikalischen Eigenschaften beider Gesteine (Anhang C).

Nachfolgend wird die Brechgutzerkleinerung auf dem Austragsrost näher untersucht. Das Ziel ist die Bestimmung der Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost während des Zerkleinerungsprozesses. Eine probate Vorgehensweise zur Bestimmung dieser Verteilung ist die Ermittlung der Brechgutmasse, die innerhalb eines Meßzeitraumes auf verschiedenen Rostabschnitten ausgetragen wird. In der Abbildung 6.6 werden die hier untersuchten Rostabschnitte bzw. -bereiche festgelegt.

In den Abbildungen 7.34 und 7.35 werden die ermittelten Brechgutdurchsätze für die festgelegten Rostbereiche des Modellbrechers dargestellt. Diese Durchsatzverteilungen gelten jeweils für eine Sammelprobe, die aus n Einzelversuchen besteht. Es handelt sich daher um gemittelte Durchsatzverteilungen. Die Bildung solcher Sammelgruppen ist zulässig, falls die Versuchsparameter und -bedingungen konstant sind. Das Verfahren zur Berechnung der Vertrauensbereiche a_v für die gezeigten Meßgrößen wird im Kapitel 6.3 beschrieben. Für beide Gesteine befindet sich das Durchsatzmaximum im Rostbereich ④ unmittelbar vor der Rostmitte. Insgesamt wird auf der zweiten Rosthälfte in den Bereichen ⑤ bis ⑧ mehr Brechgut durchgesetzt, als auf der ersten Rosthälfte in den Bereichen ① bis ③.

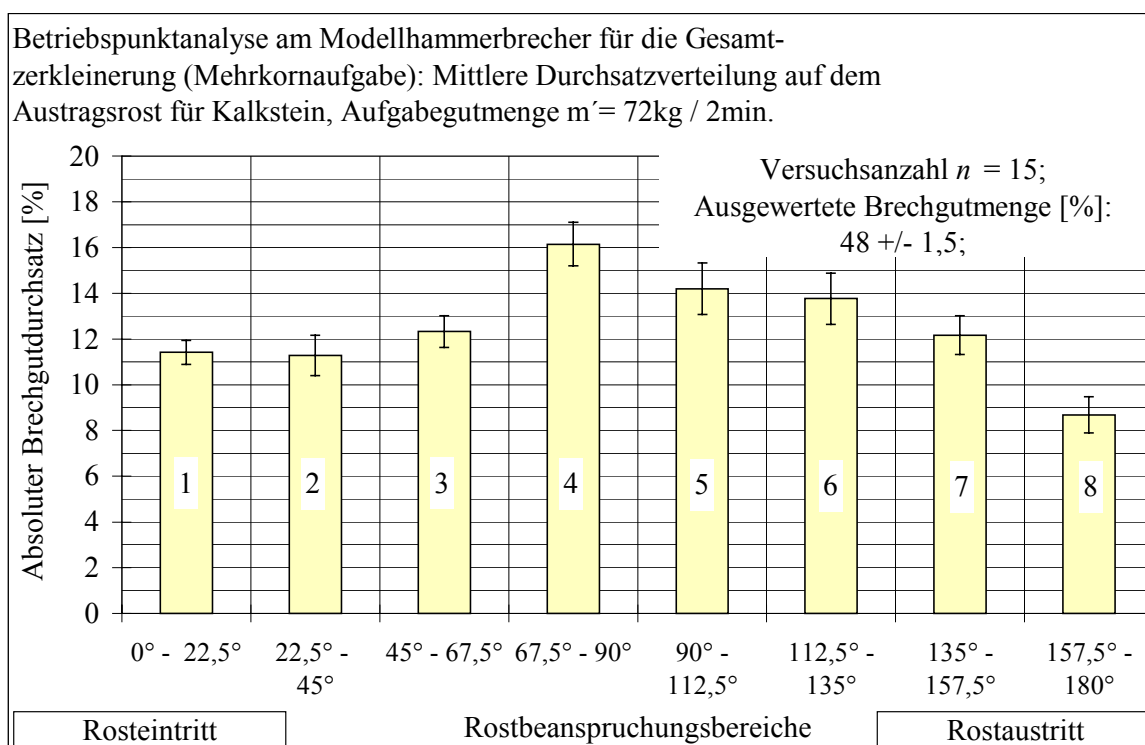


Abbildung 7.34: Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Kalkstein

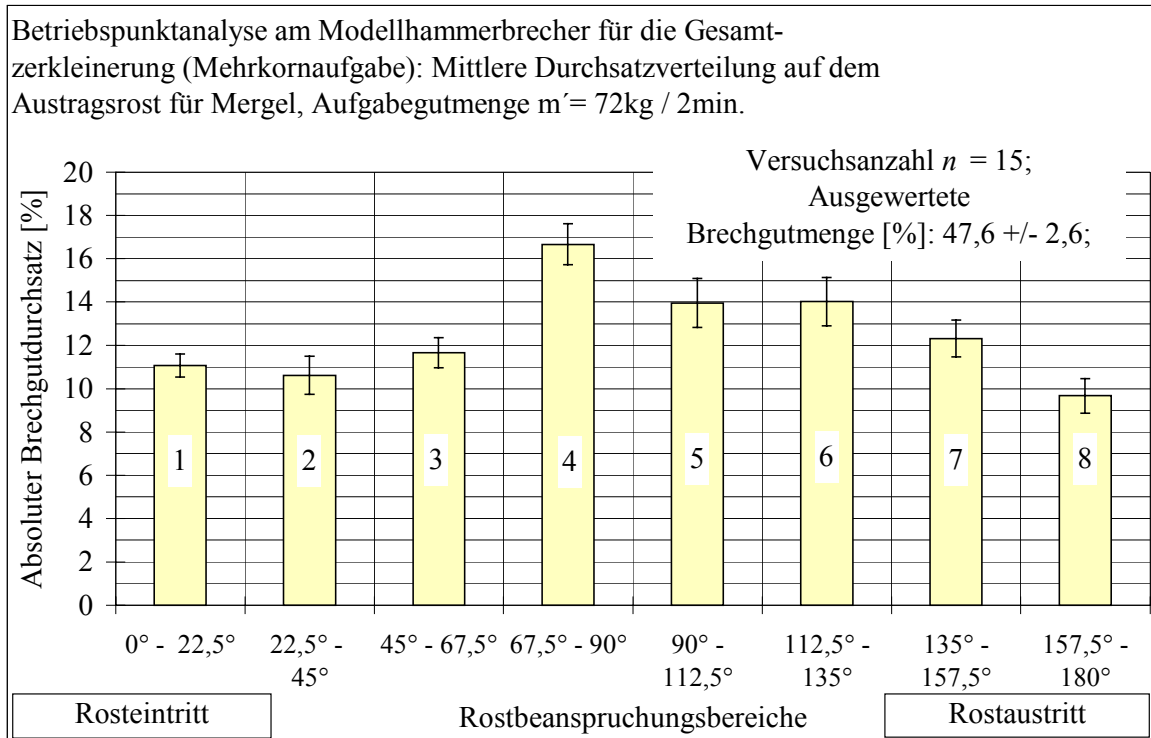


Abbildung 7.35: Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Mergel

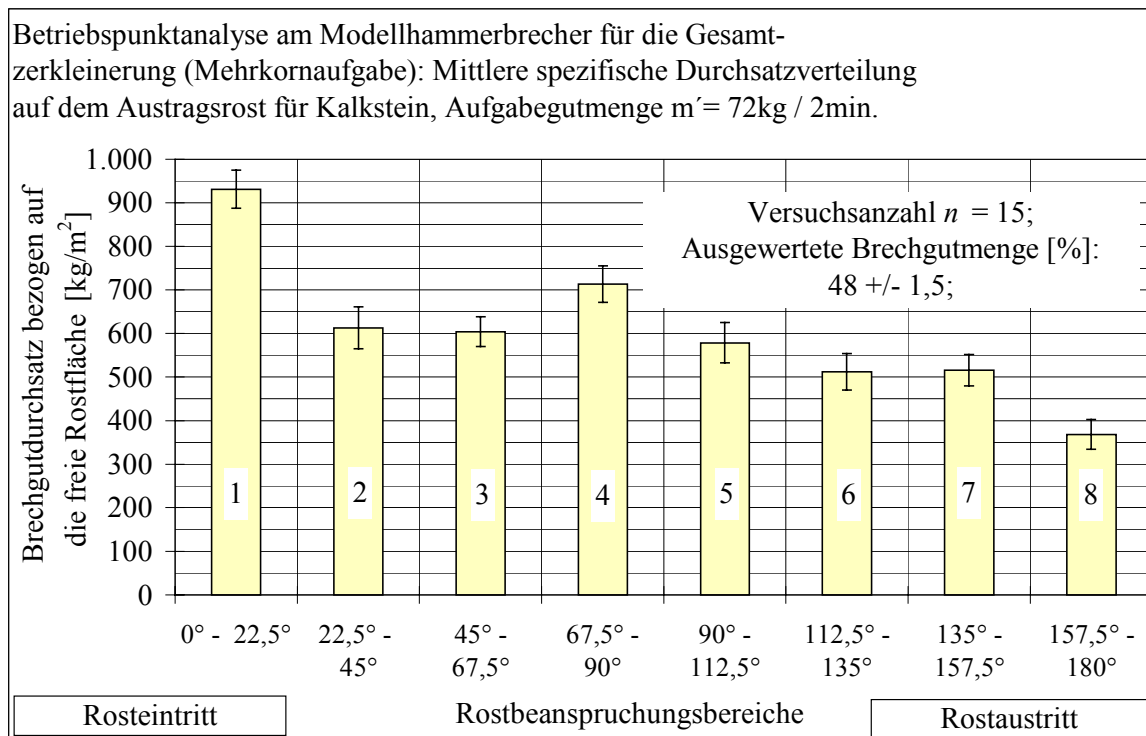


Abbildung 7.36: Spezifische Durchsatzverteilung auf dem Austragsrost, Kalkstein

Antriebsmotorleistung P_{An} / \dot{m} erfolgt mit Hilfe der im Kapitel 6.3 vorgestellten Methode. Effekte, die einen Einfluß auf die Genauigkeit der Leistungsermittlung besitzen, wurden am Ende des Kapitels 7.2 aufgezählt. In der Abbildung 7.38 sind die aufgenommenen Mittelwerte der mittleren spezifischen Antriebsmotorleistung für die Zerkleinerung von Kalkstein und Mergel dargestellt. Die unterschiedlichen petrographischen und physikalischen Eigenschaften von Mergel und Kalkstein (Anhang C) werden anhand der vorliegenden Meßergebnisse aber offensichtlich nicht deutlich.

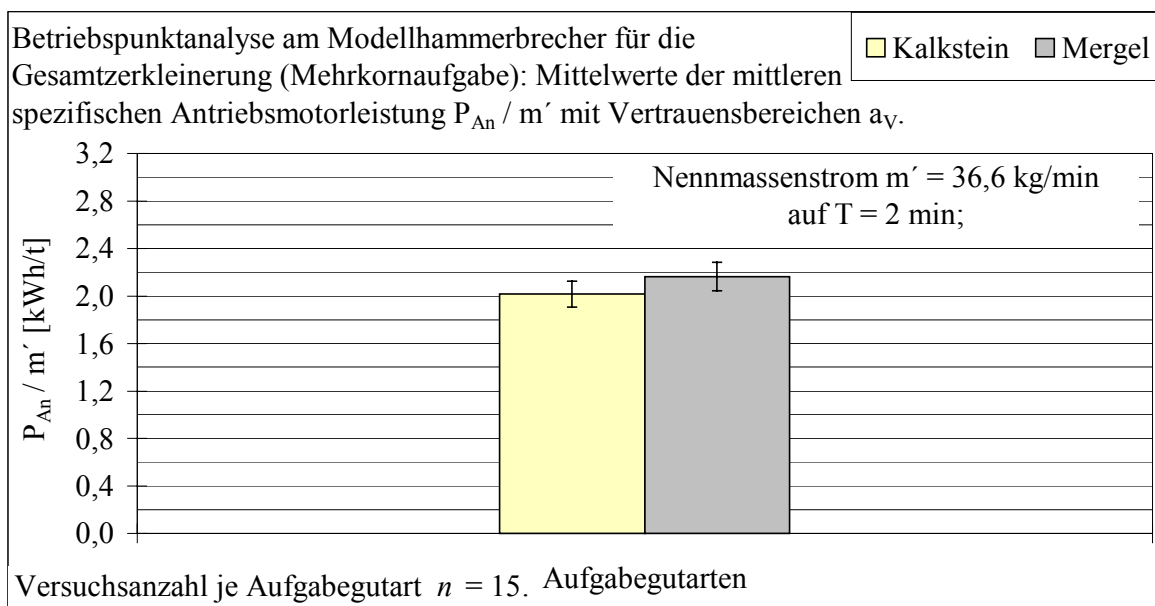


Abbildung 7.38: Spezifische Antriebsmotorleistung bei der Gesamtzerkleinerung

Ein Vergleich der Meßergebnisse zeigt, daß bei der Zerkleinerung des Kalksteins im Modellhammerbrecher mit Austragsrost die aufgenommene mittlere spezifische Antriebsmotorleistung um rund 20 % größer ist als ohne Austragsrost. Beim Mergel beträgt diese Differenz immerhin noch etwa 12 %. Hierdurch wird, auch im Hinblick auf den relativ großen Zerkleinerungsgrad von $\epsilon_R = 3,2$ im Rostbereich (Abbildung 7.33), die Bedeutung des Austragsrostes als Werkzeug zur Nachzerkleinerung des Brechgutes hervorgehoben.

Mit den am Modellhammerbrecher aufgenommenen spezifischen Antriebsmotorleistungen $P_{spez.} = P_{An} / \dot{m}'$ läßt sich die Antriebsmotorleistung P_{An} für einen beliebigen Massenstrom \dot{m} (gleichbedeutend mit \dot{m}') abschätzen:

$$P_{An} = P_{spez.} \cdot \dot{m} \quad (7.5)$$

Diese Gleichung gilt aber nur für baugleiche Hammerbrecher unter der Annahme, daß die spezifische Antriebsmotorleistung $P_{\text{spez.}}$ linear mit steigender Aufgabegutgröße d_A zunimmt. In Wirklichkeit ist die spezifische Antriebsmotorleistung $P_{\text{spez.}}$ aber unter anderem abhängig von der Größe der zugeführten Aufgabegutbrocken. Erfahrungsgemäß sind in kleinen Brocken weniger Fehlstellen (Risse und Brüche) enthalten als in größeren Brocken. Folglich wäre für die Zerkleinerung kleiner Brocken eine verhältnismäßig größere Energie erforderlich als für die Zerkleinerung von großen Brocken. Daher ist in der Gleichung (7.5) noch ein Maßstabsfaktor einzuführen. Die Ermittlung dieses Faktors kann Gegenstand zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher sein.

7.5 Ableitung eines Funktionsmodelles und Fazit

Dieser Rückblick beinhaltet die Beschreibung des Funktionsmodelles zur Darstellung des Zerkleinerungsvorganges im untersuchten Modellhammerbrecher und zur quantitativen Charakterisierung der Zerkleinerungswirkung in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen dieses Brechers. Weiterhin werden die aufgenommenen Primärstoßartverteilungen und Hammerbewegungen für die Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich des Modellhammerbrechers zusammenfassend dargestellt. Es folgen Betrachtungen zu den ermittelten Primärstoßkräften, Stoßenergien und Antriebsmotorleistungen während der Zerkleinerung des Aufgabegutes in unterschiedlichen Brecherarbeitsraumbereichen. Den Abschluß dieses Kapitels bilden Ausführungen zur Übertragbarkeit von ermittelten Ergebnissen und Folgerungen zur Funktionsweise des Modellhammerbrechers auf den Originalbrecher (Kapitel 1).

Funktionsmodell:

Der Arbeitsraum des Modellhammerbrechers wird in verschiedene Zerkleinerungsbereiche aufgeteilt (Abbildung 7.39). Im Eintrittsbereich ① wird das Aufgabegut von den umlaufenden Hämmern erfaßt, durch die Wechselwirkung mit den Hämmern vorzerkleinert und in Richtung der Schlagwand ② transportiert. Im oberen Bereich dieser Schlagwand erfolgt eine sekundäre Prallzerkleinerung der auftreffenden Aufgabegutbrocken und Bruchstücke. Ein nicht quantifizierbarer Anteil von Aufgabegutbrocken und Bruchstücken wird in Richtung der Prallwand und der Einlauföffnung reflektiert. Prägnant für die Prall-

zerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich ① ist der geringe Zerkleinerungsgrad von $\epsilon_E = 1,1$ bis 1,2 (Tabelle 7.4).

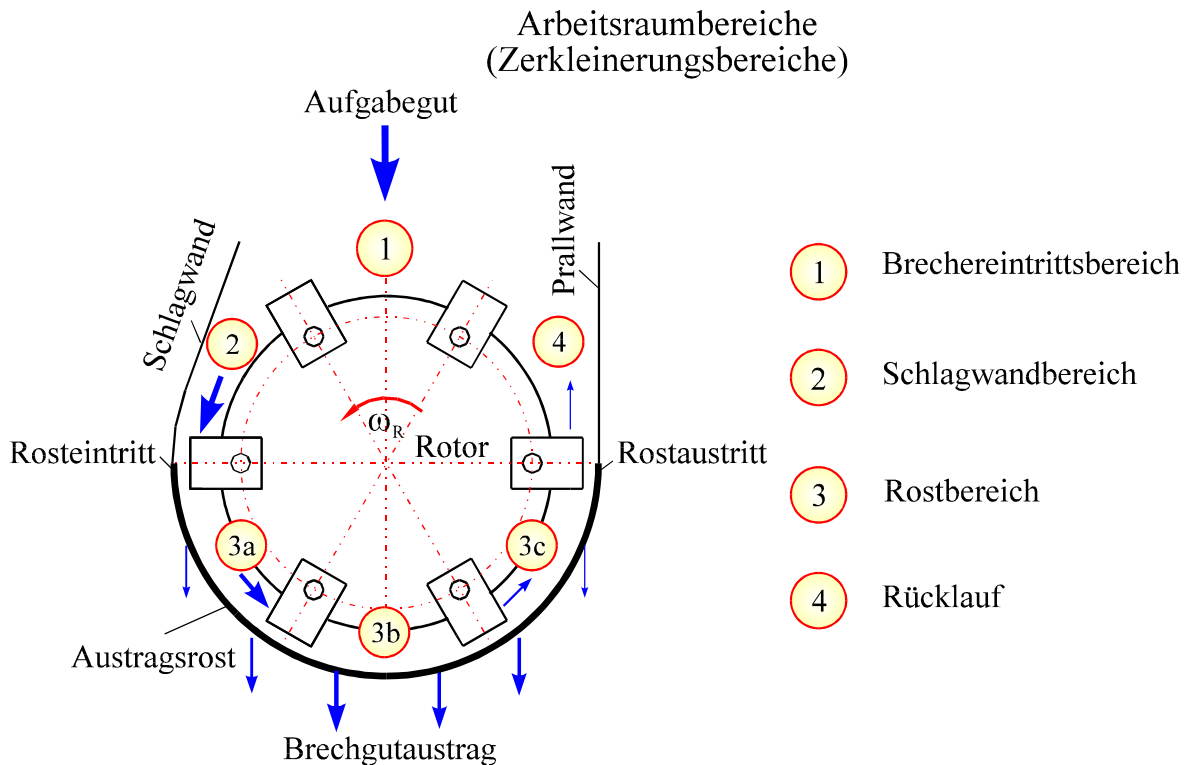


Abbildung 7.39: Funktionsmodell für den Modellhammerbrecher

Das im Eintrittsbereich ① vorgebrochene Aufgabegut wird durch die Rotordrehung in Richtung der Schlagwand gefördert und dort weiter zerkleinert. Die Hämmer übernehmen hier die Funktion von Fördererelementen. Die Brechgutzerkleinerung im Schlagwandbereich ② setzt sich wesentlich aus zwei Bestandteilen zusammen. Zum einen erfolgt hier eine Prall- und Schlagzerkleinerung des Brechgutes durch die Hämmer in Wechselwirkung mit der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper. Zum anderen wird das Brechgut durch Druckbeanspruchung in Wechselwirkung mit der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper ohne Einwirkung von Hämmern zerkleinert. Diese Komponente der Brechgutzerkleinerung wird als Walzenbrechereffekt bezeichnet.

Der Vergleich zwischen den ermittelten Zerkleinerungsgraden für den Eintrittsbereich ① und den Schlagwandbereich ② offenbart die verhältnismäßig hohe Effektivität der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich (Tabelle 7.4).

Zerkleinerungsbereiche	Mittlere Zerkleinerungsgrade	
	Kalkstein	Mergel
Eintrittsbereich / Prallzerkleinerung ε_E (1)	1,2	1,1
Schlagwandbereich / Walzenbrechereffekt ε_W	1,9	1,6
Schlagwandbereich / Schlagzerkleinerung ε_S	3,9	4,4
Schlagwandbereich / Gesamt ε_{SW} (2)	7,5	7,2
Rostbereich ε_R (3)	3,2	3,2
Gesamtzerkleinerung ε_G	28,3	24,6

Tabelle 7.4: Zerkleinerungsgrade in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen

Im Rostbereich ③ erfolgt eine Nachzerkleinerung, ein Transport und ein Austrag des Brechgutes, das den Schlagwandbereich ② passiert hat. Die Brechgutzerkleinerung findet dabei hauptsächlich in Wechselwirkung mit den Hämmern, dem Austragsrost und dem Rotorgrundkörper statt.

Der Gesamtzerkleinerungsgrad ε_G des Modellhammerbrechers beträgt in Abhängigkeit von der zugeführten Aufgabegutart rund 24 bis 28. Ein Vergleich zwischen den ermittelten Zerkleinerungsgraden für die unterschiedlichen Arbeitsraumbereiche (Abbildung 7.39) des Modellhammerbrechers zeigt, daß die Aufgabegutzerkleinerung in Abhängigkeit vom zugeführten Gestein mit einem Zerkleinerungsgrad von etwa $\varepsilon_{SW} = 7,2$ bis $7,5$ im gesamten Schlagwandbereich ② am effektivsten ist. Es folgt die rund 53 % bis 57 % geringere Brechgutzerkleinerung auf dem Austragsrost ③.

Brechgut, welches nicht durch den Austragsrost fällt, erreicht durch den Rücklauf ④ erneut den Eintrittsbereich ① oberhalb des Rotors. Auf diese Weise können sperrige und schwer brechbare Materialien den Rotor im Brecherarbeitsraum unter Umständen mehrfach umlaufen, bevor sie ausgetragen werden. Der prozentuale Anteil des umlaufenden Brechgutes am Gesamtmassenstrom läßt sich mit den gegebenen Meßeinrichtungen am Modellhammerbrecher nicht quantitativ ermitteln.

Der in Rotordrehrichtung progressiv zunehmende Roststababstand w (Anhang E) besitzt offensichtlich einen Einfluß auf die Verteilung des Brechgutdurchsatzes auf dem Austragsrost. So tritt das Maximum des auf die freie Rostfläche A_f bezogenen Brechgutdurchsatzes im Rosteintritt auf. In diesem Bereich ist der Roststababstand w am geringsten. Mit zuneh-

memdem Roststababstand in Rotordrehrichtung nimmt der spezifische Brechgutdurchsatz bis zum Rostaustritt umgekehrt proportional zum Roststababstand um mehr als 50 % ab (Abbildung 7.36 und 7.37). Folglich verringert sich also die Verschleißbeanspruchung des Austragsrostes in Rotordrehrichtung deutlich. Siebanalysen offenbaren außerdem einen unmittelbaren Zusammenhang zwischen dem Roststababstand w und dem charakteristischen Fertiggutdurchmesser d' . So nimmt mit wachsendem Roststababstand w der Durchmesser d' zu. Demnach besitzt der Austragsrost eine klassierende Wirkung.

Laborversuche am Modellhammerbrecher haben gezeigt, daß sich bei einer zu starken Zunahme des Aufgabegutmassenstromes oberhalb des umlaufenden Rotors ein Gutbett aufbauen kann. Bei einem weiteren Anstieg des Aufgabegutmassenstromes wächst dieses Gutbett an und der Brecher verstopft. Beobachtet werden dabei ein massiver Rückgang der spezifischen Antriebsmotorleistung und das Versiegen des Fertiggutmassenstromes unterhalb des Austragsrostes. Zwei Hypothesen dienen der Erklärung dieser Beobachtungen. Sind die Hämmer nicht mehr in der Lage, das anwachsende und kompakte Gutbett zu tragen und abzubauen, so tauchen sie in den Freiraum zwischen den Rotorscheiben ein. Damit verlieren sie ihre Wirkung als Zerkleinerungs- und Transportwerkzeuge. Der Hammerbrecher arbeitet dann als ineffektiver Walzenbrecher. Möglich ist aber auch die Ausbildung von Furchen in der Unterseite des Gutbettes durch die Hämmer.

Primärstoßartverteilungen und Hammerkinematik bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes im Brechereintrittsbereich:

Beobachtet wird ein hoher Anteil von Kopfstößen an der Gesamtzahl der ausgewerteten Primärstöße (Abbildung 7.2 bis 7.5). Nach Abbildung 7.6 ist (für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers) die Wahrscheinlichkeit für das Eindringen von Aufgabegutbrocken mit unterschiedlicher Größe in den Brecherschlagkreis etwa genau so groß, wie die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von unerwünschten Kopfstößen (Abbildung 7.6). Die Einzug- und Transportverhältnisse im Eintrittsbereich von Hammerbrechern lassen sich aber - wie auch die Effektivität der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer - durch die Reduzierung der Kopfstoßwahrscheinlichkeit verbessern.

Die Meß- und Berechnungsergebnisse für den Betriebspunkt des Modellhammerbrechers offenbaren weiterhin Bewegungen von primär beanspruchten Hämmern, die durch große

Auslenkungswinkel und hohe relative Winkelgeschwindigkeiten der Hämmer, eine hohe Anzahl von Hammerumschlägen und lange Hammererholzeiten gekennzeichnet sind. (Abbildung 7.10 und 7.14). Die gezielte Dämpfung solcher starken Hammerbewegungen bewirkt eine Effektivitätssteigerung der Prallzerkleinerung und eine Verbesserung der Einzug- und Transportverhältnisse im Eintrittsbereich von Hammerbrechern (Kapitel 3.2.1).

Primärstoßkräfte, Stoßenergien und Antriebsmotorleistung:

Am Modellhammerbrecher werden massenbezogene Primärstoßkräfte $F_{Ax, spez.} = F_{Ax} / m_A$ und Primärstoßenergien $\Delta E_{kinS, spez.} = \Delta E_{kin} / m_A$ für die Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich (Kapitel 7.1.4) ermittelt. Außerdem werden spezifische Antriebsmotorleistungen $P_{An, spez.} = P_{An} / \dot{m}$ für die Gutzerkleinerung im Schlagwandbereich (Kapitel 7.2) und für die Gesamtzerkleinerung (Kapitel 7.4) bestimmt. Aus diesen Parametern lassen sich unter bestimmten Voraussetzungen und Vereinfachungen Realwerte für baugleiche Originalhammerbrecher berechnen:

$$\boxed{F_{Ax}(\text{Original}) = F_{Ax, spez.}(\text{Modell}) \cdot m_A(\text{Original})} \quad (7.6)$$

$$\boxed{\Delta E_{kin}(\text{Original}) = \Delta E_{kinS, spez.}(\text{Modell}) \cdot m_A(\text{Original})} \quad (7.7)$$

$$\boxed{P_{An}(\text{Original}) = P_{An, spez.}(\text{Modell}) \cdot \dot{m}(\text{Original})} \quad (7.8)$$

Diese Gleichungen sind nur anwendbar, wenn die am Ende von Kapitel 7.4 beschriebene Annahme zur Abschätzung der Antriebsmotorleistung sinngemäß gilt. In Wirklichkeit müssen in den Gleichungen (7.5) bis (7.8) noch Maßstabsfaktoren berücksichtigt werden. Außerdem müssen die geometrische und physikalische Ähnlichkeit zwischen dem Original- und dem Modellbrecher vorhanden sein und die Brecherbetriebsparameter (Abbildung 4.1) konstant bleiben.

Die Meßergebnisse zeigen, daß die Primärstoßkräfte und Primärstoßenergien wesentlich von der Masse der zugeführten Aufgabegutbrocken abhängig sind. Dagegen wird der Einfluß von petrographischen und physikalischen Eigenschaften der Aufgabegutbrocken auf die Größe dieser Kräfte und Energien nicht eindeutig ersichtlich.

Übertragbarkeit von ermittelten Ergebnissen und abgeleiteten Folgerungen zur Funktion des Modellhammerbrechers auf den Originalmaßstab:

Aufgrund der bei der Entwicklung des Modellhammerbrechers berücksichtigten Analogien zwischen dem Original und dem Modell (Kapitel 6.1) bleiben die Einzugverhältnisse im Brechereintrittsbereich annähernd konstant. Deshalb gelten die am Modellhammerbrecher ermittelten Primärstoßartverteilungen, Brockeneindringtiefen und Hammerbewegungen in erster Näherung auch für den Originalbrecher.

Die für den Modellhammerbrecher ermittelten Zerkleinerungsgrade (Abbildung 7.33) gelten zumindest quantitativ nicht für den Originalbrecher. Dies liegt zum einen daran, daß im Modell aufgrund der höheren Schlagfrequenz mehr Schläge je Zeiteinheit erfolgen als im Original. Zum anderen sind die ermittelten Zerkleinerungsgrade, wie auch die Primärstoßkräfte, Stoßenergien und Antriebsmotorleistungen, abhängig von der Größe der zugeführten Aufgabegutbrocken (Kapitel 7.4). Deshalb muß das Modellaufgabegut wegen der zumeist geringeren Anzahl von Rissen und Brüchen im Feststoffgefüge der Brocken durchschnittlich höhere Festigkeitswerte aufweisen als das Originalaufgabegut. Folglich ist davon auszugehen, daß die Zerkleinerungsgrade im Modellhammerbrecher im Verhältnis geringer sind als im Originalbrecher. Eine qualitative Beurteilung der Zerkleinerungswirkung von baugleichen Originalbrechern anhand der Modellergebnisse ist aber möglich.

Aufbauend auf den experimentellen Untersuchungen am Modellhammerbrecher und den theoretischen Analysen mit den mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen sind zukünftige Versuche an einem Prototyp im Originalmaßstab erforderlich. Nur auf diese Weise läßt sich die Übertragbarkeit von Untersuchungsergebnissen und daraus resultierender Folgerungen vom Modellhammerbrecher auf den Originalbrecher belegen.

7.6 Konstruktionsansätze und Entwicklungsstrategien

Wesentliche Methode zur Verbesserung des Einzug- und Transportverhaltens von Hammerbrechern im Eintrittsbereich (Abbildung 7.39) ist die Schaffung von geometrischen und physikalischen Voraussetzungen am Brecher, die eine günstige Primärstoßartverteilung mit einer hohen Brockeneindringwahrscheinlichkeit sowie die Begrenzung der Stärke und der Dauer von Hammerbewegungen bewirken.

Diese Ziele können durch unterschiedliche konstruktive Ansatzpunkte erreicht werden:

- Reduzierung der Hammeranzahl am Rotorumfang z_h .
- Vergrößerung der freien Hammerhöhe $y_f = R + h - R_A$ durch eine Verringerung des Rotorscheibendurchmessers $D_A = 2 \cdot R_A$ bei konstantem Schlagkreisdurchmesser D_S .
- Auswahl der Hammerbreite b und der Hammerdicke t_h mit dem Ziel, die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Kopfstößen zu verringern und eine günstige Eindringtiefe der Brocken (Kapitel 3.3.3) zu erreichen.
- Realisierung eines Schultereinlaufes oder einer horizontalen Aufgabegutzuführung.
- Auswahl der Aufgabegutfallhöhe H .

Die Maßnahmen b) und c) bewirken eine Vergrößerung der Hammermasse m_h . Durch die damit verbundene Erhöhung der kinetischen Hammerenergie verbessert sich rechnerisch die Zerkleinerungswirkung der Hämmer. Modellrechnungen belegen zudem eine Begrenzung der maximalen Hammerausrückungswinkel φ_1 bzw. eine Verringerung der Anzahl vollständiger Hammerumschläge von stoßbeanspruchten Hämmern bei zunehmender Hammermasse m_h .

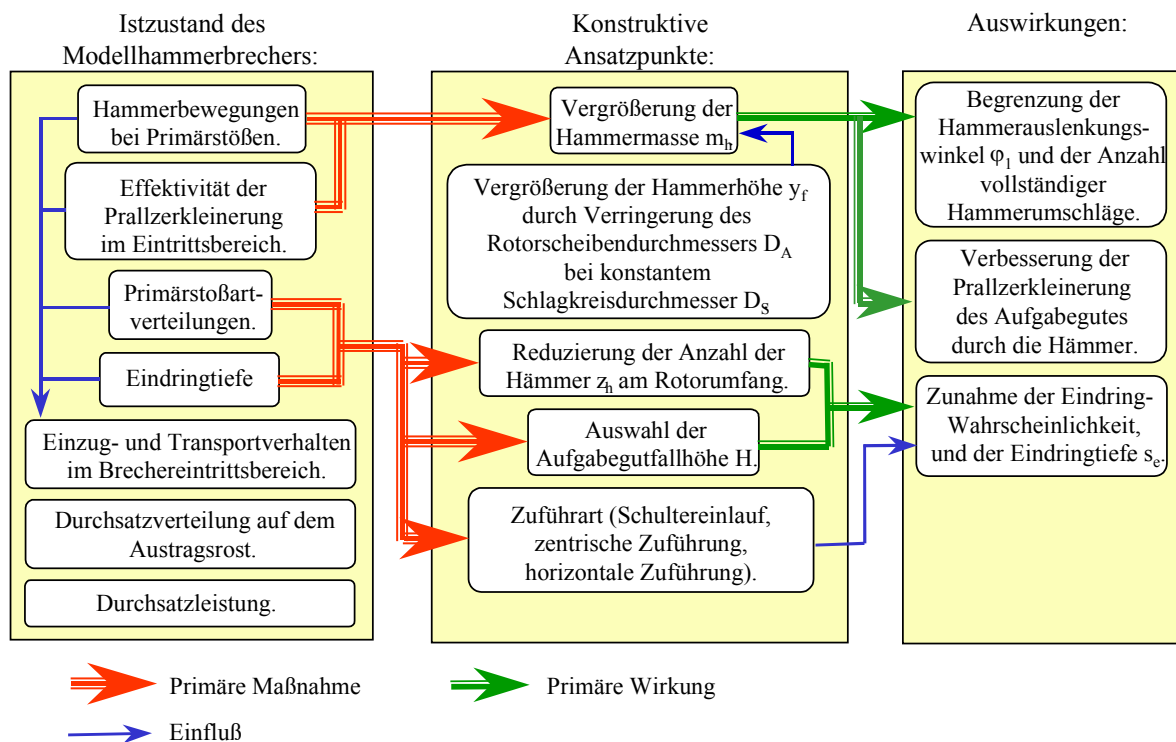


Abbildung 7.40: Konstruktive Ansatzpunkte zur Verbesserung der Brecherfunktion

Die Abbildung 7.40 enthält konstruktive Ansatzpunkte zur Verbesserung des Einzug- und Transportverhaltens sowie zur Vervollkommnung der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes durch die Hämmer im Eintrittsbereich von Hammerbrechern. Dabei sollen die Hämmer auch zukünftig frei umschlagen können, um die im Kapitel 3.2.1 beschriebenen Vorteile zu nutzen.

In Abhängigkeit von der gewünschten Feinheit d_{Fmax} des Fertiggutes und von der Art der zugelassenen Hammerbewegungen ergeben sich vier wesentliche Entwicklungsstrategien für die untersuchte Hammerbrecherbauart (Abbildung 7.41).

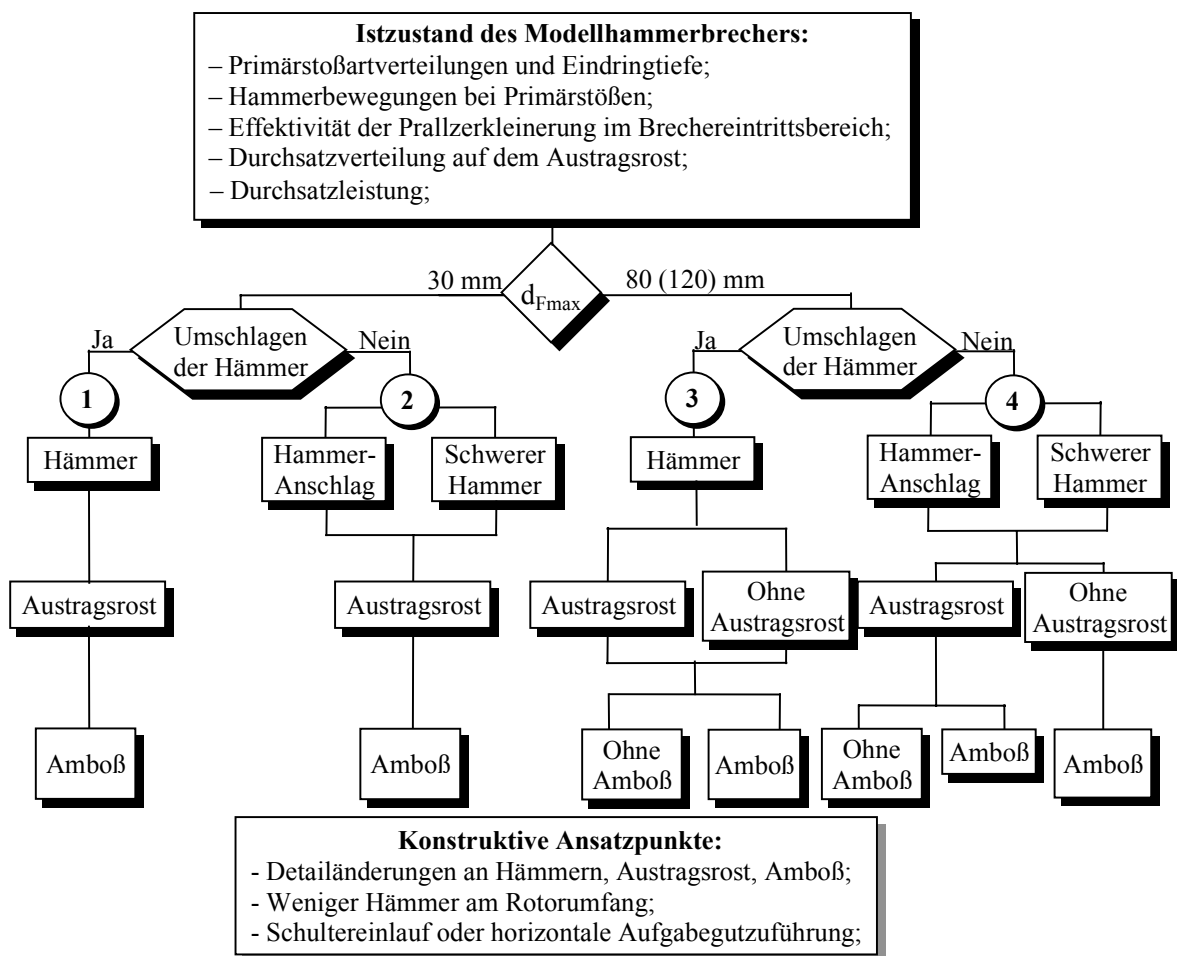


Abbildung 7.41: Entwicklungsstrategien

Einerseits kann ein Umschlagen der Hämmer ohne mechanische Behinderung gefordert werden. Bei einer Begrenzung der Fertiggutkorngröße auf $d_{Fmax} = 30$ mm sind dann ausschließlich Detailänderungen an den Hämmern, am Austragsrost und am Amboß des unter-

suchten Hammerbrechers sinnvoll (Abbildung 7.41, ①). Mögliche konstruktive Ansatzpunkte sind dazu in der Abbildung 7.40 dargestellt. Existieren dagegen geringere Anforderungen an die Feinheit $d_{F_{\max}}$ des Fertiggutes, kann der untersuchte Hammerbrecher gegebenenfalls ohne Austragsrost und Amboß betrieben werden (Abbildung 7.41, ③). Solche geänderten Anforderungen an das Fertigprodukt von Hammerbrechern können durch Weiterentwicklungen an nachgeschalteten Aufbereitungsmaschinen und -anlagen hervorgerufen werden. So lassen zum Beispiel Walzenschüsselmühlen [72, S. 77 ff] im Vergleich mit Kugelmühlen größere Aufgabegutabmessungen zu.

Andererseits kann das Umschlagen von Hämmern durch eine Erhöhung der Hammermasse m_h oder einen mechanischen Anschlag am Rotorgrundkörper verhindert werden. In Abhängigkeit von der gewünschten Feinheit $d_{F_{\max}}$ des Fertiggutes ergeben sich somit zwei weitere Entwicklungsstrategien (Abbildung 7.41, ② und ④). Die Einschränkung der Hammerbewegung durch einen mechanischen Anschlag am Rotorgrundkörper läßt Beschädigungen an den Hämmern und an der Umfangsfläche der Rotorscheiben erwarten.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgabe war die Analyse einer exemplarisch ausgewählten Hammerbrecherbauart auf wissenschaftlicher Grundlage. Diese Analyse ist eine wesentliche Voraussetzung zur systematischen Weiterentwicklung von Hammerbrechern. Sie ermöglicht die Herleitung von unterschiedlichen Konstruktionsansätzen und Entwicklungsstrategien mit dem Ziel, eine Effektivitätssteigerung des Brechers bei preiswerter Produktion zu verwirklichen und neue Einsatzmöglichkeiten aufzuzeigen. Ein Hilfsmittel hierbei ist die Entwicklung eines Funktionsmodelles zur Darstellung des Zerkleinerungsvorganges in Hammerbrechern der untersuchten Bauart und zur quantitativen Beschreibung der Zerkleinerungswirkung solcher Brecher in unterschiedlichen Bereichen des Brecherarbeitsraumes. Ein weiteres Hilfsmittel ist die Herleitung und Prüfung neuer mathematisch-physikalischer Berechnungsmodelle mit dem Ziel, vorhandene Verfahren und Kriterien zur funktionsgerechten Hammerbrechergestaltung zukünftig zu ergänzen oder zu ersetzen.

Zur Lösung dieser Aufgabe wurde eine kombinierte Vorgehensweise aus experimentellen Untersuchungen an einem Modellhammerbrecher und theoretischen Analysen mit mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen angewendet.

Im Anschluß an theoretische Vorbetrachtungen zur Funktion und zur Berechnung von Hammerbrechern sowie der Analyse einer exemplarisch ausgewählten Hammerbrecherbauart wurde ein maßstäblicher Modellhammerbrecher für die Durchführung von Laborversuchen entwickelt und gebaut. Dieser Modellbrecher weist bezüglich seines Arbeitsraumes und ausgewählter Funktionselemente geometrische und physikalische Ähnlichkeit mit der zu untersuchenden Originalhammerbrecherbauart auf. Dadurch sind wesentliche Versuchsergebnisse vom Modell auf das Original übertragbar. Gleichzeitig wurden weiterführende mathematisch-physikalische Berechnungsmodelle entwickelt und anhand von Versuchsergebnissen geprüft.

Die Laborversuche bezogen sich einerseits auf die Ermittlung von Parametern, die zur Beurteilung der Funktionsweise von Hammerbrechern geeignet sind. Diese Ergebnisse dienten insbesondere der Entwicklung und Prüfung von mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen und –ansätzen zur analytischen Beschreibung der Brecherfunktionsweise in bestimmten Arbeitsraumbereichen. Hierzu gehören Daten über Primärstoßartverteilungen, Brockeneindringtiefen und Hammerbewegungen für die Prallzerkleinerung von einzelnen Aufgabegutbrocken durch die Hämmer im Brechereintrittsbereich oberhalb des Rotors. Diese Parameter beeinflussen das Einzug- und Transportverhalten von Hammerbrechern im Eintrittsbereich. Zur Ermittlung dieser Parameter wurde der Zerkleinerungsvorgang im Modellhammerbrecher mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen.

Andererseits unterstützten die Ergebnisse der Laborversuche die Entwicklung eines Funktionsmodelles zur Darstellung des Zerkleinerungsvorganges im untersuchten Modellhammerbrecher und zur quantitativen Beschreibung der Zerkleinerungswirkung dieses Brechers in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen. Ermittelt wurden in diesem Zusammenhang die Zerkleinerungsergebnisse bzw. Zerkleinerungsgrade des Brechers in unterschiedlichen Arbeitsraumbereichen.

Außerdem wurden am Modellhammerbrecher Konstruktionsparameter bestimmt, die der beanspruchungsgerechten Brechergestaltung dienen. Dies sind zum einen Primärstoßkräfte an den Hammerachsen in Rotorumfangsrichtung sowie Rotationsenergien, die der Brecherrotor während der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes im Eintrittsbereich umsetzt. Zum anderen wurden die Antriebsmotorleistungen während der Aufgabegutzerkleinerung im Schlagwandbereich und für die Gesamtzerkleinerung bestimmt. Die Ermittlung der Kräfte und Energien erfolgte mit einem speziell entwickelten Verfahren und einer Vorrichtung zur Bestimmung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl während Stoßvorgängen zwischen Hämmern und einzelnen Aufgabegutbrocken.

Die Anwendung der weiterführenden mathematisch-physikalischen Berechnungsmodelle unterstützt die funktionsgerechte Gestaltung von Hammerbrechern insbesondere im Brechereintrittsbereich oberhalb des umlaufenden Rotors. Das Ziel ist die Verbesserung der Einzug- und Transportverhältnisse von Hammerbrechern in diesem Arbeitsraumbereich. Berücksichtigt werden dazu in den entwickelten mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen insbesondere die Größe der zugeführten Brocken und der Ort der Aufgabegutzuführung. Folglich läßt sich mit diesen neuen Berechnungsmodellen die Funktionsweise von Hammerbrechern mit Schultereinläufen und mit zentrischen Aufgabegutzuführungen analytisch beschreiben.

Die Resultate aus experimentellen Laborversuchen und theoretischen Modellrechnungen führten zur Herleitung von Konstruktionsansätzen und Entwicklungsstrategien für Hammerbrecher mit dem Ziel, eine Effektivitätssteigerung dieser Brecher bei preiswerter Produktion zu verwirklichen und neue Einsatzmöglichkeiten aufzuzeigen.

Es ergeben sich unterschiedliche Ansatzpunkte, die für zukünftige Untersuchungen zur Funktion und Berechnung von Hammerbrechern sinnvoll sind. So zeigen Analysen mit den entwickelten mathematisch-physikalischen Berechnungsmodellen, daß bei der untersuchten Hammerbrecherbauart vornehmlich

- die Rotordrehzahl n_R ,
- die Anzahl der Hämmer am Rotorumfang z_h ,
- die Hammermasse m_h ,
- Hammer- und Rotorabmessungen,

- die Anordnung der Aufgabegutzuführung E_x ,
- die Fallhöhe des Aufgabegutes H und
- die Aufgabegutmasse m_A bzw. die Aufgabegutgröße d_A

wesentliche Einflußfaktoren auf die Funktionsweise der Hämmer sowie die Größe der Primärstoßkräfte und -energien bei der Prallzerkleinerung des Aufgabegutes im Brechereintrittsbereich darstellen. Bei der durchgeführten Betriebspunktanalyse bleiben diese Parameter mit Ausnahme der Aufgabegutmasse aber konstant. Ein Schwerpunkt zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher ist deshalb, neben einer gezielten Variation verschiedener Einflußfaktoren, insbesondere eine Analyse von Schultereinläufen und horizontalen Aufgabegutzuführungen mit unterschiedlichen Exzentrizitäten E_x . Ein weiterer zentraler Ansatzpunkt zukünftiger Untersuchungen am Modellhammerbrecher ist die Erprobung eines Rotors, der mit wenigen und schweren Hämmern ausgestattet ist. Ein solches Versuchsprogramm knüpft unmittelbar an die Ergebnisse der durchgeführten Betriebspunktanalyse an und dient so der Ermittlung neuer Daten zur Analyse und Beschreibung der Funktionsweise von Hammerbrechern. Mit den zu erwartenden Versuchsergebnissen läßt sich außerdem die Anwendbarkeit der entwickelten mathematisch-physikalischen Berechnungsmodelle zur analytischen Beschreibung von Schultereinläufen und horizontalen Aufgabegutzuführungen prüfen.

Eine Aufgabe zukünftiger Laborversuche und Berechnungen am Modellhammerbrecher ist auch die Beantwortung der Frage, in welchem Brecherarbeitsraumbereich bei welcher Stoßart die maximale Wechselwirkungskraft am stoßenden Hammer bzw. an der betreffenden Hammerachse hervorgerufen wird. Diese Kraft ist bei der Gestaltung der Hämmer und der Rotorbauteile zu verwenden.

Eine weitere Schwierigkeit ist die exakte Berechnung der Primärstoßkraft und -zeit bei der erstmaligen Wechselwirkung zwischen einem radial gestreckten Hammer und einem Aufgabegutbrocken im Brechereintrittsbereich. Beide Parameter dienen unter anderem der rechnerischen Ermittlung der Hammerkinematik bei Primärstößen und der Auslegung von Brecherbauteilen. Diesbezüglich wird ein Verfahren vorgestellt, das in Verbindung mit Laborversuchen am Modellhammerbrecher eine geeignete Möglichkeit zur Berechnung der Primärstoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung darstellt.

9 Symbolverzeichnis

Zeichen	Benennung
a	Position des Flächenschwerpunktes der Hammerwirkfläche;
a_j	Schwingungsamplituden;
a_v	Vertrauensbereich für den geschätzten Mittelwert \bar{x} einer normalverteilten Meßgröße X bei einer Erwartungswahrscheinlichkeit P;
a_w	Abmessung an der Rotorwelle des Modellhammerbrechers;
A	Hammerwirkfläche;
A_f	freie Rostfläche;
$A_{\text{Stoß}}$	Stoßfläche am Hammer;
A_U	Rotormantelfläche am Schlagkreis;
b	Hammerbreite;
b_d	Geschwindigkeitsproportionaler Dämpfungsfaktor einer Schwingung;
b_l	Bogenlänge, die der Scheitel eines radial gestreckten Hammers der Breite b in der Ruheposition aus dem Brecherschlagkreis D_S herausschneidet;
c	Federkonstante;
c_1	Form- und Elastizitätsfaktor des gestoßenen Körpers (Aufgabegutbrocken);
c_2	Form- und Elastizitätsfaktor des stoßenden Körpers (Hammer);
c_w	Widerstandsbeiwert der Hämmer;
d	Durchmesser der Hammerachse;
d_A	Aufgabegutdurchmesser;
d_d	Dämpfungskonstante einer Schwingung;
d_L	Bohrungsdurchmesser der Rotorwellenwälzlager;
d_o	obere Korngröße einer RRSB-Verteilung;
d_u	untere Korngröße einer RRSB-Verteilung;
d_w	Vergleichsdurchmesser der Rotorwelle;
d'	charakteristischer Parameter (Teilchendurchmesser) einer RRSB-Verteilung bei einem Durchgang von $Q_3(d) = 63,2 \%$;
D_h	Durchmesser der Rundung am Hammerfuß;
D_S	Schlagkreisdurchmesser;
e	Versatz des Aufgabegut Schwerpunktes gegenüber der Stoßnormalen;
E	Elastizitätsmodul;

E	Elongation eines Aufgabegutbrockens;
E_G	Gesamtenergie des Systems "Hammer-Aufgabegutbrocken" vor dem Stoß;
E'_G	Gesamtenergie des Systems "Hammer-Aufgabegutbrocken" nach dem Stoß;
E_F	Energie, die ein auslenkender Hammer zur Überwindung der Hammerfliehkraft F_F aufbringt;
E_r	Energie, die an der Hammerachse während der Auslenkungsbewegung eines Hammers durch Festkörperreibung umgewandelt wird;
E_{kinh}	kinetische Gesamtenergie eines Hammers;
ΔE_{kinh}	Differenz der kinetischen Energie eines Hammers zwischen seiner radial gestreckten Ruheposition unmittelbar vor dem Stoß und seiner Position zum Zeitpunkt der maximalen Auslenkung φ_1 ;
ΔE_{kinges}	kinetische Energie, die der Brecherrotor während einer Stoßfolge umsetzt;
ΔE_{kinS}	kinetische Energie, die der Brecherrotor während eines Primärstoßes umsetzt;
E_x	horizontaler Versatz zwischen der vertikalen Rotormittelebene und dem Schwerpunkt eines in den Brecherschlagkreis eindringenden Aufgabegutbrockens;
E_{xN}	normierte (bezogene) Exzentrizität E_x ;
\hat{E}_x	Bogenlänge zwischen der vertikalen Rotormittelachse und dem erstmaligen Berührungspunkt eines exzentrisch in den Brecherschlagkreis eindringenden (kugelförmigen) Aufgabegutbrockens am Brecherschlagkreis;
F	Flachheit eines Aufgabegutbrockens;
F_{Ax}	resultierende Kraft, die ein auslenkender (stoßbeanspruchter) Hammer an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung hervorruft;
F_{Axm}	mittlere, an der Hammerachse in Rotorumfangsrichtung wirkende Stoßkraft über der Stoßzeit t_S ;
F_{Ay}	resultierende Kraft, die ein auslenkender Hammer an der Hammerachse in radialer Richtung hervorruft;
F_C	Trägheitskraft (Corioliskraft) am Hammer;
F_F	Fliehkraft am Hammer;
F_G	Geometriefaktor;
F_n	normale bzw. radiale Komponente der Hammerträgheitskraft;
F_N	Normalkraft an der Hammerachse, gebildet aus den Kräften F_{Ax} und F_{Ay} ;

F_{NS}	Normalkraft (Kontaktkraft) zwischen einer Hammerseitenfläche und einer Rotorscheibe;
F_r	Reibkraft an der Hammerachse während der Hammerauslenkung;
F_{RL}	Reibkraft in den Wälzlagern der Rotorwelle bei Rotordrehung;
F_s	Stoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung beim Schlag;
F_t	tangentiale Komponente der Hammerträgheitskraft;
F_w	Strömungswiderstandskraft an der angeströmten Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung;
F_z	Stoßkraft am Hammerkopf (Hammerscheitel) in radialer Richtung;
F_{zu}	Stoßkraft an der Hammerwirkfläche in Rotorumfangsrichtung;
G	Gewichtskraft eines Hammers;
G_A	Gewichtskraft eines Aufgabegutbrockens;
h	Hammerhöhe;
h_d	Abmessung am Hammer des Modellhammerbrechers;
h_s	Angriffspunkt der Normalkraft F_{NS} an der Hammerseitenfläche;
H	Fallhöhe des Aufgabegutes bei einer zentrischen Aufgabegutzuführung;
H_B	Fallhöhe des Aufgabegutes bei einer horizontalen Aufgabegutzuführung;
H_E	Fallhöhe des Aufgabegutes bei einer exzentrischen Aufgabegutzuführung;
I_F	Nennstrom vom Frequenzumrichter;
I_M	Nennstrom vom Drehstrom-Asynchronmotor (Brecherantriebsmotor);
$J_A^{(S)}$	Massenträgheitsmoment eines Brockens um seinen Massenschwerpunkt;
$J_R^{(P)}$	Massenträgheitsmoment des Brecherrotors um die Rotordrehachse "P", bestehend aus den Anteilen für die Rotorscheiben, die Hämmer, die Hammerachsen, die Rotorwelle und die Meßscheibe;
$J_h^{(0)}$	Massenträgheitsmoment eines Hammers um die Hammerachse "0";
$J_h^{(S)}$	Massenträgheitsmoment eines Hammers um seinen Massenschwerpunkt;
$J_h^{(P)}$	Massenträgheitsmoment eines Hammers um die Rotordrehachse "P";
$J_{hA}^{(P)}$	Massenträgheitsmoment eines Hammers in der Position "A" um die Rotordrehachse "P";
$J_{hE}^{(P)}$	Massenträgheitsmoment eines Hammers in der Position "E" um die Rotordrehachse "P";
k	Stoßzahl;
k_h	Abmessung am Hammer des Modellhammerbrechers;

k_k	Kraftkonstante einer Schwingung;
$K_{11,12,2,3,4,5}$	Ähnlichkeitskennzahlen zur Auslegung des Modellhammerbrechers;
l	Hammerlänge;
l_e	lichte Bogenlänge am Brecherschlagkreis zwischen dem erstmaligen Berührungspunkt eines in den Brecherschlagkreis eindringenden (kugelförmigen) Brockens und der vorausseilenden Hammerkante des stoßenden Hammers;
Δl	Bogenlänge, die ein (kugelförmiger) Brocken während des Eindringvorganges in der Zeit t_e aus dem Brecherschlagkreis schneidet;
l_f	maximale Bogenlänge am Brecherschlagkreis, die ein festgelegter Punkt am stoßenden Hammer vom Eindringbeginn eines Brockens bis zum Stoß mit diesem Brocken in der Zeit t_e zurücklegt;
$l_{\text{stoß}}$	Stoßweglänge am Brecherschlagkreis;
l_W	Abmessung an der Rotorwelle des Modellhammerbrechers;
$l_{\text{Kante1.x}}$	Stoßweglängen am Brecherschlagkreis;
$l_{\text{Kante2.x}}$	Stoßweglängen am Brecherschlagkreis;
L	Rotorlänge;
L_R	Breite des Austragsrostes;
m	allgemeiner Proportionalitätsfaktor;
m_1	Proportionalitätsfaktor des gestoßenen Körpers (Aufgabegutbrocken);
m_2	Proportionalitätsfaktor des stoßenden Körpers (Hammer);
m_A	Aufgabegutmasse;
$m_{A\text{red}}$	auf den Stoßpunkt y am Hammer reduzierte Aufgabegutmasse m_A ;
m_E	Masse eines Ellipsoides;
m_h	Hammermasse;
$m_{h\text{red}}$	auf den Stoßpunkt y am Hammer reduzierte Hammermasse m_h ;
m_R	Rotormasse, bestehend aus dem Rotorgrundkörper, den Hammerachsen und den Hämmern;
\dot{m}, m'	Durchsatz (Aufgabegutmassenstrom);
M_{An}	Antriebsmoment des Brechermotors an der Rotorwelle;
M_r	Reibmoment an der Hammerachse während der Hammerausrückung;
M_R	Reibmoment an beiden Hammerseitenflächen während der Hammerausrückung;
M_{RL}	Reibmoment in den Wälzlagern der Rotorwelle bei Rotordrehung;

M_W	Reibmoment am Rotorscheibenumfang infolge des Strömungswiderstandes am umlaufenden Rotor;
n	Anzahl;
n	charakteristischer Parameter einer RRSB-Verteilung (Steigung einer approximierten Ausgleichsfunktion);
n_R	Rotordrehzahl;
n_{RA}	Rotordrehzahl unmittelbar zu Beginn eines Primärstoßes;
n_{RE}	Rotordrehzahl unmittelbar zum Ende eines Primärstoßes;
n_{Rji}	mittlere Rotordrehzahl für die i -te Periodendauer (d. h. Markierung an der Meßscheibe) der j -ten Rotorumdrehung;
n_{R2}	Rotordrehzahl zu Beginn der 2-ten Rotorumdrehung nach dem Beginn der Rotordrehzahlmessung;
n_{R43}	Rotordrehzahl zu Beginn der 43-ten Rotorumdrehung nach dem Beginn der Rotordrehzahlmessung;
$n_{R\delta 43}$	mit der Dämpfung δ berechnete Rotordrehzahl zu Beginn der 43-ten Rotorumdrehung nach dem Beginn der Rotordrehzahlmessung;
P	Erwartungswahrscheinlichkeit;
P_{An}	Antriebsleistung des Brechermotors;
P_F	Nennleistung des Frequenzumrichters;
$Q_3(d)$	massenbezogene Verteilungssummenfunktion;
r	Abstand zwischen einem Punkt am Hammer und der Rotordrehachse "P";
r_A	Aufgabegutradius;
r_s	Position des Massenschwerpunktes eines Hammers;
R	Teilkreisradius der Hammerachsen;
R_A	Rotorscheibenradius;
R_R	Schlagwand- bzw. Rostradius;
R_S	Schlagkreisradius;
$R_3(d)$	Rückstand;
s	elastische Durchbiegung;
s_e	Brockeneindringtiefe;
s_{en}	auf die freie Hammerhöhe y_f normierte (bezogene) Brockeneindringtiefe;
S	Spaltweite zwischen dem Schlagkreisdurchmesser D_S und dem Austragsrost;

S_B	Abstand zwischen dem Ende der Aufgabeschurre und dem Brecherschlagkreis D_S bei der horizontalen Aufgabegutzuführung;
S_p	Spaltweite zwischen der Schlagwand und dem Rotorgrundkörper;
\bar{S}^2	Standardabweichung;
t	Zeit;
t_e	Eindringzeit eines Brockens in den Brecherschlagkreis D_S ;
t_h	Hammerdicke;
t_{ji}	i-te Periodendauer der j-ten Rotorumdrehung;
t_S	Stoßzeit;
$t_{\text{Stoß}}$	Umlaufzeit des Hammerbrecherrotors für das Zurücklegen einer bestimmten bogenförmigen Stoßweglänge $l_{\text{Stoß}}$ am Schlagkreis des Brechers;
t_U	Zeit für eine Rotorumdrehung;
\bar{t}	Studentfaktor;
T_0	Startzeitpunkt der ersten Rotorumdrehung zu Beginn der Leerlaufphase;
T_1	Zeit für die erste Rotorumdrehung während der Leerlaufphase;
T_2	Zeit für die ersten beiden Rotorumdrehungen während der Leerlaufphase;
U_F	Spannung am Analogausgang des Frequenzumrichters;
U_A	maximaler Spannungsaussschlag am Analogausgang des Frequenzumrichters;
v_1	absolute Umfangsgeschwindigkeit eines Hammers am Brecherschlagkreis unmittelbar vor dem Stoßbeginn;
v_2	Geschwindigkeit eines Aufgabegutbrockens unmittelbar vor dem Stoßbeginn in Rotorumfangsrichtung im Stoßpunkt y ;
v_a	absolute Umfangsgeschwindigkeit eines Hammers unmittelbar vor dem Stoßbeginn im Schwerpunkt der Hammerwirkfläche;
v_e	radiale Komponente der vertikalen Brockeneindringgeschwindigkeit v_{es} ;
v_{es}	vertikale Geschwindigkeit eines Aufgabegutbrockens beim Eindringen in den Brecherschlagkreis;
v_F	Zuführgeschwindigkeit der Aufgabegutfördereinrichtung bei horizontaler Aufgabegutzuführung;
v_{hf}	Führungsgeschwindigkeit des Hammers am Stoßpunkt;
v_{hrel}	Relativgeschwindigkeit des Hammers am Stoßpunkt;
v_L	Umfangsgeschwindigkeit in den Wälzlagern der Rotorwelle;

v_r	Relativgeschwindigkeit zwischen einem Hammer und einem Brocken in Rotorumfangsrichtung (Stoßrichtung) unmittelbar vor dem Stoßbeginn;
v_R	Strömungsgeschwindigkeit der Luft am Rotorumfang;
v_s	absolute Umfangsgeschwindigkeit eines Hammers unmittelbar vor dem Stoßbeginn in seinem Massenschwerpunkt;
v_y	absolute Umfangsgeschwindigkeit eines Hammers unmittelbar vor dem Stoßbeginn im Stoßpunkt y ;
w	lichter Roststababstand;
W_{ein}	Wahrscheinlichkeit für das Eindringen eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis ohne Hammerberührung;
W_{einges}	Wahrscheinlichkeit für das Eindringen eines Aufgabegutbrockens in den Brecherschlagkreis mit Beanspruchung der vorauseilenden Hammerkante ρ_1 ;
W_{Fl}	Wahrscheinlichkeit für Flächenstöße;
W_{kopf}	Wahrscheinlichkeit für Kopfstöße;
W_{Kante1}	Wahrscheinlichkeit für einen Stoß mit der vorauseilenden Hammerkante ρ_1 ;
W_{Kante2}	Wahrscheinlichkeit für einen Stoß mit der nacheilenden Hammerkante ρ_2 ;
$W_{\text{Stoß}}$	Wahrscheinlichkeit einer bestimmten Primärstoßart;
$x(t)$	zeitliche Änderung der Schwingungsamplitude der Rotorwelle in radialer Richtung während der Stoßzeit t_s ;
$x_f(t)$	zeitliche Änderung der Schwingungsamplitude der Rotorwelle in radialer Richtung nach Beendigung der Stoßzeit t_s ;
x_i	i -ter Meßwert einer Meßreihe;
\bar{x}	geschätzter, arithmetischer Mittelwert einer normalverteilten Meßgröße X ;
y	Position des Stoßpunktes an der Hammerwirkfläche;
y_h	Abmessung am Hammer des Modellhammerbrechers;
y_f	freie Hammerhöhe;
z_h	Anzahl der Hämmer am Rotorumfang;
α	Neigungswinkel der Schlagwand;
β	Hilfswinkel am ausgelenkten Hammer;
γ	Hilfswinkel am ausgelenkten Hammer;
γ_0	Winkel am Hammer zur Berechnung der Hammerbreite b ;

Δ	relativer Anteil einer Meßgröße an der Grundgesamtheit;
δ	Dämpfung der Rotordrehzahl je Rotorumdrehung während der Leerlaufphase;
ε_e	Hilfswinkel;
ε_{e0}	Hilfswinkel;
ε_0	Hilfswinkel;
ε_E	Zerkleinerungsgrad im Eintrittsbereich des Modellhammerbrechers;
ε_{ES}	Zerkleinerungsgrad im Eintritts- und Schlagwandbereich des Modellhammerbrechers;
ε_{ESW}	Zerkleinerungsgrad im Eintritts- und Schlagwandbereich des Modellhammerbrechers mit Walzenbrechereffekt;
ε_G	Zerkleinerungsgrad bei der Gesamtzerkleinerung im Modellhammerbrecher;
ε_R	Zerkleinerungsgrad im Rostbereich des Modellhammerbrechers;
ε_S	Zerkleinerungsgrad im Schlagwandbereich des Modellhammerbrechers;
ε_W	Zerkleinerungsgrad beim Walzenbrechereffekt;
ϕ	Hilfswinkel;
λ	Hilfswinkel am ausgelenkten Hammer;
φ_1	relativer Hammeraushlenkungswinkel;
φ_{10}	relativer Hammeraushlenkungswinkel unmittelbar vor dem Primärstoß;
$\dot{\varphi}_1$	relative Hammerwinkelgeschwindigkeit;
$\dot{\varphi}_{10}$	relative Hammerwinkelgeschwindigkeit unmittelbar vor dem Primärstoß;
$\ddot{\varphi}_1$	relative Hammerwinkelbeschleunigung;
φ_2	Rotordrehwinkel bzw. Position eines Hammers am Rotor;
φ_{20}	Rotordrehwinkel zu Beginn der Leerlaufphase;
φ_{2ji}	i-ter Drehwinkel der Meßscheibe der j-ten Rotorumdrehung;
$\bar{\varphi}_{21}$	normierter Rotordrehwinkel;
$\dot{\varphi}_2$	Rotorwinkelgeschwindigkeit;
$\dot{\varphi}_{20}$	Rotorwinkelgeschwindigkeit zu Beginn der Leerlaufphase;
$\dot{\varphi}_{21}$	Rotorwinkelgeschwindigkeit am Ende der ersten Leerlaufumdrehung;
$\dot{\varphi}_{22}$	Rotorwinkelgeschwindigkeit am Ende der zweiten Leerlaufumdrehung;
$\bar{\dot{\varphi}}_{21}$	mittlere Rotorwinkelgeschwindigkeit der ersten Leerlaufumdrehung;

$\bar{\dot{\phi}}_{22}$	mittlere Rotorwinkelgeschwindigkeit der zweiten Leerlaufumdrehung;
$\ddot{\phi}_2$	Rotorwinkelbeschleunigung;
φ_e	Phasenverschiebung einer Schwingung;
$\dot{\phi}_e$	Frequenz einer Schwingung;
φ_G	Grenzwinkel, bei dem der Einfluß des Strömungswiderstandes am ausgelenkten Hammer verschwindet;
φ_k	Scharfkantigkeit eines Aufgabegutbrockens;
ω_0	Eigenfrequenz einer Schwingung;
ω_e	Erregerfrequenz einer Schwingung;
ω_h	relative, konstante Winkelgeschwindigkeit eines Hammers;
ω_{habs}	absolute, konstante Winkelgeschwindigkeit eines Hammers;
$\Delta\omega_{habs}$	Änderung der absoluten Hammerwinkelgeschwindigkeit während der Hammerausrückung;
ω_R	konstante Rotorwinkelgeschwindigkeit;
ω_{2ji}	mittlere Rotorwinkelgeschwindigkeit für die i-te Periodendauer (d. h. Markierung an der Meßscheibe) der j-ten Rotorumdrehung;
ρ_A	Gesteinsdichte;
ρ_L	Dichte von Luft;
ρ_1	Verschleißradius der vorauseilenden Hammerkante;
ρ_2	Verschleißradius der nacheilenden Hammerkante;
μ	Reibbeiwert;
μ_L	Koeffizient für geschwindigkeitsproportionale Reibung;
μ_W	Koeffizient für turbulente Strömungsreibung;
η_h	Massenkoeffizient;
$\sigma(t)$	Einheitssprungfunktion;
σ_B	spezifische Bruchfestigkeit von Gestein;
ξ	elastische Deformation von zwei Stoßpartnern am Kontaktpunkt in Stoßrichtung;
ψ	Hilfswinkel am ausgelenkten Hammer;

10 Literaturverzeichnis

- [1] Altmann, H. F.; Liebmann, R.: Wanderfeldmotor als Antrieb eines Schreitbrechers. Zement-Kalk-Gips (ZKG), Jg. 28 (1975).
- [2] Baer, H.: Konstruktionsüberlegungen bei Hammer- und Prallbrechern. Die Natursteinindustrie, (1974) Nr. 1,2.
- [3] Bandemer, H.; Bellmann, A.: Statistische Versuchsplanung. Reihe Mathematik für Ingenieure, Naturwissenschaftler, Ökonomen und Landwirte, Band 19 / 2. BSB B. G. Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig, 1976.
- [4] Barabaschkin, V. P.: Molotkovye i rotornye drobilki (Hammer- und Prallbrecher). Gosudarstvennoe nauchno-technicheskoe isdatelstvo literatury po gornomu delu. Moskva, 1963.
- [5] Baumann, W. A.: Rotornye drobilki (Prallbrecher). Moskva: Maschinostroenie, 1973.
- [6] Berger, F.: Das Gesetz des Kraftverlaufes beim Stoß. Untersuchungen über die gesetzmäßigen Beziehungen beim Stoß elastischer Körper. Druck und Verlag von Friedrich Vieweg & Sohn Akt.-Ges., Braunschweig, 1924.
- [7] Blumenauer, H.; Pusch, G.: Technische Bruchmechanik. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, Stuttgart, 1993.
- [8] Böhringer, P.: Steine und Erden. Aufbereiten und Verwerten. Schlüter' sche Verlagsanstalt und Druckerei GmbH & Co., 1987.
- [9] Callcott, T.G.: A Study of the size reduction mechanisms of swing hammer mills. Journal of the Institute of Fuel, November, 1960.
- [10] DIN 66 145. RRSB-Netz, Darstellung von Korngrößenverteilungen, 1976.
- [11] DIN 66 165, Teil 1 und 2. Siebanalyse, Grundlagen und Durchführung, 1987.
- [12] Duda, W. H.: Cement data book. Band 1, Internationale Verfahrenstechniken der Zementindustrie. Bauverlag GmbH, Wiesbaden, Berlin, 3. Auflage, 1985.
- [13] Eibs, M.; Claußen, H.-J.; Wunderling, K.-H.: Hammerbrecher mit Exzenterwalzen-Amboß. DE 40 39 745, B 02 C - 13/04, 1992.

- [14] Friedel, H.-G.: Fertigung und Auswahl verschleißbeständiger Hämmer für Hammermühlen. Freiburger Forschungsheft A 539 - Maschinen- und Energietechnik, Instandhaltung. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig, 1975.
- [15] Geiger, H.; Scheel, K.: Handbuch der Physik IV. Springer-Verlag, Berlin, 1928.
- [16] Güldenpfennig, M.; Pfitscher, J.: Verfahrensoptimierte Hammermühle. DE 195 07 958, B 02 C - 13/04, 1996.
- [17] Haesebrouck, F.; Bertho, R.: Hammer-Crusher Rotor. US 4 973 005, 1990.
- [18] Hellmich, U.: Hammermill. US 5 598 981, 1997.
- [19] Hering, E.; Martin, R.; Stohrer, M.: Physikalisch-Technisches Taschenbuch. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1994.
- [20] Höfl, K.: Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1985.
- [21] Höfl, K.; Reifert, L.; Neumann, S.: Maschinen für Aufbereitungs- und Verarbeitungsprozesse. Studienmaterial, Heft 4. Bergakademie Freiberg, 1977.
- [22] Höfl, K.; Stemme, H.: Rechnergestützte Gestaltung von Schlagelementen für Hammerbrecher und Shredder. Neue Bergbautechnik, Jg. 22 (1992) Heft 3/4.
- [23] Holzmann, G.; Meyer, H.; Schumpich, G.: Technische Mechanik, Teil 2 - Kinematik und Kinetik. B. G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1986.
- [24] Hrsg. Bandemer, H.: Theorie und Anwendung der optimalen Versuchsplanung I. Akademie-Verlag, Berlin, 1977.
- [25] Hrsg.: Beitz, W.; Küttner, K.-H.: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1999.
- [26] Hrsg.: Czichos, H.: Hütte, Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1991.
- [27] Hrsg.: DIN Deutsches Institut für Normung e. V. DIN-Taschenbuch 133, Partikelmeßtechnik, Normen. Beuth Verlag GmbH, Berlin, Köln, 1990.
- [28] Hrsg.: Pahl, M. H.: Zerkleinerungstechnik. Praxiswissen Verfahrenstechnik, Mechanische Verfahrenstechnik. Verlag TÜV Rheinland, 1991.

- [29] Hrsg.: Schrüfer, E.: Lexikon Meß- und Automatisierungstechnik. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1992.
- [30] Hunger, H.-J.: Ausgewählte Untersuchungsverfahren in der Metallkunde. VEB Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1983.
- [31] Kellerwessel, H.: Aufbereitung disperser Feststoffe. Mineralische Rohstoffe - Sekundärrohstoffe - Abfälle. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991.
- [32] König, R.; Bergen, K.: Rotor mit Schutzschilden für eine Zerkleinerungsmaschine. DE 38 25 151, B 02 C - 13/28, 1990.
- [33] Krupp Fördertechnik GmbH.: Bedarfsgerechte Aufbereitungstechnik. Flexible Konzepte für den Weltmarkt. Aufbereitungstechnik Jg. 36 (1995) Nr. 3.
- [34] Lenz, H.: Hammermühle mit durch Schutzmittel gegen Verschleiß geschützten Rotorbauteilen. DE 85 20 032, B 02 C - 13/26, 1990.
- [35] Lewinsky, J.; Mazela, A.: Analyse des Stoßes eines Einzelpartikels gegen den Hammer von Hammerbrechern. Aufbereitungstechnik, Jg. 26 (1985) Nr. 10.
- [36] Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.: Roloff/Matek Maschinenelemente, Tabellen. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, Wiesbaden, 1994.
- [37] Mittag, C.: Die Hartzzerkleinerung. Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1953.
- [38] Mittag, G.: Fortschritte bei der Prallzerkleinerung in den Vereinigten Staaten von Amerika. VDI-Zeitschrift, Band 94, 13 (1952) 1. Mai.
- [39] N. N.: Die Schlagzerkleinerung. Steine und Erden, (1997) Nr. 3.
- [40] Neles, O.; Liedl, G.; Nöth, H.: Hammerbrecher. OS 34 14 543, B 02 C - 13/04, 1984.
- [41] Niemann, G.: Maschinenelemente, Band I. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1981.
- [42] Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Band 3. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, 1994.
- [43] Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Band 2. Friedrich Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, 1988.

- [44] Petersen, H.: Grundlagen der statistischen Versuchsplanung. Ecomed Verlagsgesellschaft, Landsberg/Lech, 1991.
- [45] Raaz, V.: Übung zur Berechnung von Prallbrechern. Institut für Aufbereitungsmaschinen, TU Bergakademie Freiberg, 1998.
- [46] Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Band II, Konstruktionskataloge. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1994.
- [47] Rumpf, H.: Beanspruchungstheorie der Prallzerkleinerung. Chemie-Ing.-Technik, Jg. 31 (1959) Nr. 5.
- [48] Rumpf, H.: Die Einzelkornzerkleinerung als Grundlage einer technischen Zerkleinerungswirtschaft. Chemie-Ing.-Technik, Jg. 37 (1965) Nr. 3.
- [49] Rumpf, H.: Prinzipien der Prallzerkleinerung und ihre Anwendung bei der Strahmahlung. Chemie-Ing.-Technik, Jg. 32 (1960) Nr. 3.
- [50] Saltykov.: Stereometrie für Kristallographie. Punktanalyse zur Bestimmung des Phasenanteiles in einem Bereich. VEB Verlag, Leipzig, 1974.
- [51] Schäfer, S.: Beitrag zur Gestaltung der Arbeitsorgane und Berechnung von Shreddern. Dissertation TU Bergakademie Freiberg, 1986.
- [52] Scheffler, E.: Statistische Versuchsplanung. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1984.
- [53] Schmidt, H.: Brechen von Naturgestein - Möglichkeiten und Grenzen. Die Naturstein-Industrie, (1988) Nr. 6.
- [54] Schmidt, H.: Optimierung der Zerkleinerungswerkzeuge in Prallhammermühlen. Sonderdruck aus Zement-Kalk-Gips (ZKG), (1977) Nr. 11.
- [55] Schmidt, R.; Brauer, H.: Untersuchungen an einer Zerkleinerungsmaschine mit deterministischer Prallbeanspruchung. Fortschrittberichte VDI, Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 263. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991.
- [56] Schubert, H.: Aufbereitung fester mineralischer Rohstoffe, Band I. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1989.
- [57] Schubert, H.: Zu den Mikroprozessen des Zerkleinerns. Aufbereitungstechnik, (1987) Nr. 5.

- [58] Schüler, U.: Untersuchung des Zerkleinerungsvorganges in Prallmühlen und Hammermühlen. Dissertation Technische Hochschule Aachen, 1964.
- [59] Sillem, H.: Zerkleinerungstechnik. Zement-Kalk-Gips (ZKG), (1977) Nr. 11.
- [60] Sobolewski, S.: Crushers, Design and Applications. Katowice, 1957.
- [61] Sokolowski, M.: Ein neuer Ansatz zum allgemeinen Zerkleinerungsgesetz und zur Erarbeitung von Energieindizes. Aufbereitungstechnik, Jg. 36 (1995) Nr. 3.
- [62] Stein, E.: Analyse des Zerkleinerungsvorgangs in der Hammermühle mit Hilfe filmtechnischer Aufnahmen und konstruktive Folgerungen. Aufbereitungstechnik, Jg. 8 (1966) Nr. 7.
- [63] Stemme, H.: Beitrag zur rechnergestützten Gestaltung von Schlagelementen für Zerkleinerungsmaschinen. Dissertation TU Bergakademie Freiberg, 1991.
- [64] Stieß, M.: Mechanische Verfahrenstechnik, Band 1. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1994.
- [65] Stieß, M.: Mechanische Verfahrenstechnik, Band 2. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1994.
- [66] Storm, R.: Wahrscheinlichkeitsrechnung, mathematische Statistik und statistische Qualitätskontrolle. Fachbuchverlag Leipzig / Köln GmbH, 1995.
- [67] Stumpf, K.: Vergleichende Betrachtung der in einem großen Kalksteinbruch angewandten Sprengverfahren. Nobel-Hefte, Jg. 19 (1953).
- [68] Svedala Lindemann GmbH, Düsseldorf: Gehäuse für eine Zerkleinerungsmaschine. DE 197 12 587 A1, B 02 C - 13/282, 1998.
- [69] Szabó, I.: Einführung in die Technische Mechanik. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1984.
- [70] Szabó, I.: Höhere Technische Mechanik. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1984.
- [71] Thum, W.: Der Energiebedarf bei der Gewinnung und Zerkleinerung von Gestein durch Sprengen. Drittes Europäisches Symposium "Zerkleinern" in Cannes, 5. bis 8. Oktober 1971. Dechema-Monographien Nr. 1292 -1326. Verlag Chemie GmbH Weinheim/Bergstraße, 1972. Hrsg.: Rumpf, H.; Schönert, K.

- [72] Tigges, K. D.; Bischoff, W; Steinhage, T.: Walzenschüsselmühlen als Komponenten moderner Feuerungstechnik. VGB Kraftwerkstechnik, (1998) Nr.11.
- [73] Unland, G.; Besser, D.; Folgner, Th.; Meltke, K.: Forschungsbericht zur Innovationsleistung Prallzerkleinerung. Institut für Aufbereitungsmaschinen, TU Bergakademie Freiberg, 1996.
- [74] Unland, G.; Raaz, V.; Holländer, J.: Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung von zeitlichen Zustandsänderungen. OS 197 47 073 A1, G 01 P - 3/48, 1999.
- [75] VDI Richtlinie 2222, Blatt 2 (Entwurf): Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977.

Verzeichnis der Anhänge

A.	Brecherbetriebspunkt	Anhang 1
B.	Programm zur Berechnung von Hammerbewegungen	Anhang 4
C.	Aufgabeguteigenschaften	Anhang 13
D.	Ähnlichkeitskennzahlen	Anhang 15
1.	Das Massenverhältnis	Anhang 15
2.	Hammerkinematik nach dem Stoß	Anhang 15
3.	Geschwindigkeiten und Beschleunigungen am Hammer zum Stoßbeginn	Anhang 16
4.	Bedingung für das Umschlagen eines beanspruchten Hammers	Anhang 17
Abbildung D.1:	Umschlagbedingung für einen Hammer	Anhang 18
5.	Verhältnis zwischen Brockeneindringtiefe und Aufgabegutgröße	Anhang 19
E.	Modellhammerbrecher	Anhang 20
1.	Skizze	Anhang 20
2.	Abbildung des Versuchsstandes	Anhang 21
3.	Einrichtung zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl	Anhang 22
F.	Versuchsvorbereitung	Anhang 23
1.	Einzelkornaufgabe	Anhang 23
Abbildung F.1:	Aufgabegutabmessungen bei der Einzelkornaufgabe	Anhang 23
Abbildung F.2:	Beschreibung der Aufgabegutbrocken bei der Einzelkornaufgabe	Anhang 23
Abbildung F.3:	Mittelwerte von Formfaktoren bei der Einzelkornaufgabe für Kalkstein	Anhang 24

- Anhang II -

Abbildung F.4:	Mittelwerte von Formfaktoren bei der Einzelkornaufgabe für Mergel	Anhang 24
2.	Mehrkornaufgabe	Anhang 25
Abbildung F.5:	Charakteristische Korngrößenverteilung für Großbohrloch-Sprengung	Anhang 25
Abbildung F.6:	Korngrößenverteilung des Modellkornbandes für Mehrkornaufgabe	Anhang 25
G.	Versuchs- und Berechnungsergebnisse.....	Anhang 26
1.	Eintrittsbereich - Typische Primärstoßarten	Anhang 26
Abbildung G.1:	Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 1 kg.....	Anhang 26
Abbildung G.2:	Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 5 kg.....	Anhang 27
Abbildung G.3:	Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 10 kg.....	Anhang 27
Abbildung G.4:	Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 15 kg.....	Anhang 28
Abbildung G.5:	Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 20 kg.....	Anhang 28
Abbildung G.6:	Beobachtete Primärstoßarten für Mergel mit der Masse 1 kg.....	Anhang 29
Abbildung G.7:	Beobachtete Primärstoßarten für Mergel mit der Masse 5 kg.....	Anhang 29
2.	Eintrittsbereich - Hammerkinematik.....	Anhang 30
Abbildung G.8:	Berechnete Hammerkinematik für die Masse 1 kg.....	Anhang 30
Abbildung G.9:	Berechnete Hammerkinematik für die Masse 5 kg.....	Anhang 30
Abbildung G.10:	Berechnete Hammerkinematik für die Masse 10 kg.....	Anhang 31
Abbildung G.11:	Berechnete Hammerkinematik für die Masse 15 kg.....	Anhang 31
Abbildung G.12:	Berechnete Hammerkinematik für die Masse 20 kg.....	Anhang 32

- Anhang III -

3.	Eintrittsbereich - Zerkleinerungsergebnis.....	Anhang 32
	Abbildung G.13: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 1 kg.....	Anhang 32
	Abbildung G.14: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 5 kg.....	Anhang 33
	Abbildung G.15: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 10 kg.....	Anhang 33
	Abbildung G.16: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 15 kg.....	Anhang 34
	Abbildung G.17: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 20 kg.....	Anhang 34
	Abbildung G.18: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Mergel der Masse 1 kg.....	Anhang 35
	Abbildung G.19: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Mergel der Masse 5 kg.....	Anhang 35

A. Brecherbetriebspunkt

Merkmal	Modellhammerbrecher	Originalhammerbrecher
Maschinenmerkmale - Konstruktion		
Fallhöhe des Aufgabegutes H.	4.775 mm (begrenzt durch die Hallenhöhe).	5000 mm.
Aufgabegutzuführung.	Zentrische Zuführung aus der Höhe H im freien Fall.	
Rotorbauart.	Scheibenrotor mit schlagfreien Bereichen.	
Schlagkreisdurchmesser D_s .	500 mm.	3000 mm.
Anzahl der Hammerreihen z.	1 bis 3 (veränderbar).	16.
Anzahl der Hämmer z_h je Hammerreihe.	2, 3, 4, 6 und 8 (veränderbar).	6.
Maximale Anzahl der Hämmer.	18.	96.
Anordnung der Hämmer.	Schlagfreie Bereiche, entsprechend der Rotorscheibendicke.	Schlagfreie Bereiche.
Hammerbewegung.	Die Hämmer können frei umschlagen.	
Hammermasse m_h .	0,635 kg.	135 kg.
Hammerform.	(vgl. Anhang E, Modellhammerbrecher)	
Austragsrost.	Umschlingungswinkel 180° , angeordnet unterhalb des Rotors, geteilt entlang der vertikalen Rotormittelachse.	
Gehäuse.	Sichtfenster in Gehäusevorderseite zur Beobachtung - der Primärstoßarten, - der Hammerbewegungen sowie - der Eindringtiefe von Brocken in den Brecherschlagkreis.	Geschlossenes Brechergehäuse.
Lagerung der Rotorwelle.	Die Anordnung des Rotors am freien Wellenende ermöglicht störungsfreie Kameraaufnahmen von der Gehäusevorderseite.	Die Rotorwelle wird von zwei außerhalb des Gehäuses angeordneten Pendelrollenlagern gestützt und geführt.
Kupplung.	Schaltbare Elektromagnetkupplung zur restmomentfreien Trennung der Motorwelle von der Rotorwelle.	Eine Keilriemenscheibe dient als Sicherungselement sowie zur Drehmomentübertragung vom Antriebsmotor auf die Rotorwelle.

Tabelle A.1: Betriebsdaten und Merkmale des Modell- und Originalhammerbrechers / 1

- Anhang 2 -

Merkmal	Modellhammerbrecher	Originalhammerbrecher
Maschinenmerkmale - Betrieb		
Umfangsgeschwindigkeit v_1 der Hämmer am Schlagkreis.	20 bis 40 m/s, stufenlos regelbar.	30 m/s.
Rotordrehzahl n_R .	Bis 1600 1/min, stufenlos regelbar.	190 1/min.
Fördergeschwindigkeit v_F des Zuführbandes.	0,05 bis 1,0 m/s, stufenlos regelbar.	Keine Angabe.
Schlagwand.	Schwenkbar, verschieblich und demontierbar.	
Neigungswinkel der Schlagwand.	20° (veränderbar).	20°.
Rostspaltweite S.	Konstant.	
Roststababstand w.	In Rotordrehrichtung progressiv zunehmend.	
Maschinenmerkmale - Werkstoff		
Austragsrostwerkstoff.	Mangan-Hartstahl.	Mangan-Hartstahl.
Hammerwerkstoff.	St 60 - 3, gehärtet auf HV 35..	Mangan-Hartstahl.
Systemmerkmale		
Maximaler Durchsatz m' .	36,6 kg/min.	1200 to/h.
Antriebsmotorleistung P_{An} .	22 kW.	2400 kW.
Aufgabegutmerkmale		
Material.	Einzelne Brocken mit festgelegter Masse und Form für die Einzelkornaufgabe. Korngemisch mit festgelegter Masse- und Korngrößenverteilung für die Mehrkornaufgabe.	Das Aufgabegut wird durch Sprengen gewonnen und dem Brecher ohne Vorklassierung über ein Plattenband zugeführt.
Maximale Aufgabegutgröße.	$d_{Amax} = 245$ mm, entspricht einer Masse von etwa 20 kg bei einer Dichte von $\rho_A = 2,72$ kg/dm ³ .	$d_{Amax} = 1420$ mm, entspricht einer Masse von etwa 4000 kg bei einer Dichte von $\rho_A = 2,72$ kg/dm ³ .

Tabelle A.2: Betriebsdaten und Merkmale des Modell- und Originalhammerbrechers / 2

- Anhang 3 -

Auf der Grundlage der Betriebsdaten und Merkmale des Originalhammerbrechers gemäß der Tabellen A.1 und A.2 wird der Betriebspunkt des Modellhammerbrechers festgelegt (Tabelle A.3).

Merkmal	Betriebspunkt
Maschinenmerkmale - Konstruktion	
Fallhöhe des Aufgabegutes H.	4,775 m (begrenzt durch die Hallenhöhe).
Aufgabegutzuführung.	Zentrische Zuführung aus der Fallhöhe H.
Anzahl der Hammerreihen z.	z = 1 für die Einzelkornaufgabe, und z = 3 für die Mehrkornaufgabe.
Anzahl der Hämmer z_h am Rotorumfang.	6 Hämmer je Hammerreihe.
Maschinenmerkmale - Betrieb	
Umfangsgeschwindigkeit v_1 der Hämmer am Brecherschlagkreis.	30 m/s.
Systemmerkmale	
Maximaler Aufgabegutmassenstrom \dot{m}' .	36,6 kg/min.
Antriebsmotorleistung P_{An} .	22 kW.
Aufgabegutmerkmale	
Gestein.	Kalkstein und Mergel.
Minimale Aufgabegutgröße.	$d_{Amin} = 90$ mm.
Maximale Aufgabegutgröße.	$d_{Amax} = 245$ mm.

Tabelle A.3: Betriebsdaten des Modellhammerbrechers

B. Programm zur Berechnung von Hammerbewegungen

Die Berechnungsdatei "hammer0.m":

```
function wd = hammer0(t,w)
```

%Zeilen, die ausschließlich der Information dienen, beginnen mit einem (%).

%Eingabe der Objektbezeichnung: Modellhammerbrecher Betriebspunktuntersuchung;

%Eingabe von Berechnungsdaten:

%Die Eingabe der Parameter v1, Rs, h, b, Exn, sen, phi10 und phih0 ist auch in der Datei
%"hamstar.m" erforderlich.

%Eingabe von Geometriedaten:

M = 1.0; %Maßstabsfaktor zur Änderung von Hammerabmessungen.

b = 0.063*M; %Hammerbreite, m.

h = 0.0622*M; %Hammerhöhe, m.

ht = 0.019*M; %Hammerdicke, m.

d = 0.024*M; %Hammerachsendurchmesser, m.

Dh = 0.052*M; %Durchmesser der Rundung am Hammerfuß, m.

yh = 0.0182*M; %Vertikale Hammerhöhe, m.

kh = 0.0*M; %Höhe Kreisabschnitt am Hammerkopf, m.

Rs = 0.250; %Schlagkreisradius, m.

R = 0.180; %Teilkreisradius der Hammerachsen, m.

RA = 0.2075; %Rotorscheibenradius, m.

dL = 0.125; %Wälzlager - Lagerbohrungsdurchmesser, m.

hz = 5; %Anzahl der unbeanspruchten Hämmer am Rotorumfang.

%Abgeleitete Geometriedaten:

hd = h - yh; %Hammerabmessung, m.

l = h + kh + Dh/2; %Hammerlänge, m.

a = h - l/2; %Abstand des Flächenschwerpunktes der Hammerwirkfläche
%von der Hammerachse "0", m.

hs = (RA-R)/2; %Angriffspunkt der Reibkraft an der Hammerseitenfläche, m.

yf = (R + h - RA); %Freie Hammerhöhe, m.

- Anhang 6 -

%Abgeleitete Betriebsdaten:

```
Ex =(R+h-yf*sen)*Exn;    %Die Exzentrizität beschreibt die Aufgabegutzuführungsart.
                          %Ein positives Vorzeichen entspricht der
                          %Aufgabegutzuführung auf der aufsteigenden Rotorseite, m.
y = h - sen*yf;          %Kraftangriffspunkt am Hammer in Umfangsrichtung, m.
phi10grad = 0.0;         %Die Hammerausrückung unmittelbar vor dem Stoß, Grad.
                          %!!!Dieser Parameter muß hier den Wert Null haben!!!
phi10=phi10grad*pi/180;  %Hammerausrückung unmittelbar vor dem Stoß, Rad.
omR = v1/(R+h);          %Rotorwinkelgeschwindigkeit unmittelbar vor dem Stoß, 1/s.
vyf = omR*sqrt(R*R+y*y+2*y*R*cos(phi10));
                          %Führungsgeschwindigkeit, m/s.
vhrel = phi10*y*((y+R*cos(phi10))/sqrt(R*R+y*y+2*y*R*cos(phi10)));
                          %Relativgeschwindigkeit, m/s.
vy = vyf - vhrel;        %Absolute Geschwindigkeit des Hammers am Stoßpunkt
                          %unmittelbar vor dem Stoß in Rotorumfangsrichtung, m/s.
    if Ex/(R+h-sen*yf)>1;
        phi20 = pi/2;      %Positionswinkel vom Hammer vor dem Stoß, Rad.
    else phi20 = asin(Ex/(R+h-sen*yf));
    end;
HE = H + Rs - (R+h-sen*yf)*cos(phi20); %Fallhöhe für Ex ungleich Null, m.
    if Exn >=0;            %Vorzeichendefinition für die Geschwindigkeit v2 des
        vf = -1;          %Aufgabegutes vor dem Stoß in Stoßrichtung.
    else vf = 1;
    end;
v2 = vf*sqrt(2*g*HE)*(Ex/(R+h-sen*yf));
                          %Aufgabegutgeschwindigkeit in Rotorumfangsrichtung, m/s
                          %unmittelbar vor dem Stoß.
vr = vy-v2;              %Relativgeschwindigkeit zwischen den Stoßpartnern, m/s
                          %unmittelbar vor dem Stoß.
    if vr <= 0
        vk = 0.0;
    else vk = 1;
    end;
```

- Anhang 7 -

%Abgeleitete Gesteinsdaten:

$\%rA = (1/2) * (mA * 6 / (\pi * rohA))^{(1/3)}$; %Gesteinsradius, m.
 $\%ei = (rA - sen * yf)$; %Hilfsmaß, m.
 $\%JA = 2 * mA * rA * rA / 5$; %Massenträgheitsmoment des
%Brockens, kgm^2 .
 $\%iA = \sqrt{JA / mA}$; %Trägheitsradius, m.
 $\%mAred = mA * iA * iA / (ei * ei + iA * iA)$; %Reduzierte Brockenmasse, kg.

%Berechnung von Masse, Massenträgheitsmoment und Schwerpunkt eines Hammers:

$mh1 = rohs * yh * b * ht$; %Hammer-Teilmasse 1, kg.
 $mh2 = rohs * hd * Dh * ht$; %Hammer-Teilmasse 2, kg.
 $mh3 = rohs * hd * ht * ((b - Dh) / 2)$; %Hammer-Teilmasse 3, kg.
 $mh4 = rohs * \pi * Dh * Dh * ht / 8$; %Hammer-Teilmasse 4, kg.
 $mh5 = rohs * \pi * d * d * ht / 4$; %Hammer-Teilmasse 5, kg.
 $mh6 = rohs * b * kh * ht$; %Hammer-Teilmasse 6, kg.
 $mh = mh1 + mh2 + mh3 + mh4 - mh5 + mh6$; %Hammermasse, kg.

$Jh1 = (1/12) * mh1 * (yh * yh + b * b) + mh1 * (hd + yh / 2) * (hd + yh / 2)$;
%Trägheitsmoment 1, kgm^2 .

$Jh2 = (1/12) * mh2 * (hd * hd + Dh * Dh) + mh2 * hd * hd / 4$;
%Trägheitsmoment 2, kgm^2 .

$Jh3 = (1/12) * mh3 * (hd * hd + ((b - Dh) / 2) * ((b - Dh) / 2)) + mh3 * hd * hd / 4$;
%Trägheitsmoment 3, kgm^2 .

$Jh4 = mh4 * Dh * Dh / 8$; %Trägheitsmoment 4, kgm^2 .

$Jh5 = mh5 * d * d / 8$; %Trägheitsmoment 5, kgm^2 .

$Jh6 = (1/12) * mh6 * (b * b / 4 + kh * kh) + mh6 * (h + kh / 2) * (h + kh / 2)$;
%Trägheitsmoment 6, kgm^2 .

$Jh = Jh1 + Jh2 + Jh3 + Jh4 - Jh5 + Jh6$; %Trägheitsmoment eines
%Hammers um Achse 0, kgm^2 .

$mhred = Jh / (y * y)$; %Reduzierte Hammermasse, kg.

$rs = (mh1 * (hd + yh / 2) + mh2 * hd / 2 + mh3 * hd / 2 - mh4 * 2 * Dh / (3 * \pi) + mh6 * (h + kh / 2)) / mh$;
%Schwerpunktlage, m.

- Anhang 8 -

%Stoßkraft in radialer Richtung:

FZr = 0.0;

%Mittlere Stoßkraft über der Stoßzeit in
%radialer Richtung, N.

%Die Reibung zwischen dem Brocken und der
%Hammerwirkfläche wird nicht berücksichtigt
%und FZr verursacht kein Auslenkmoment um
%die Hammerachse.

%Berechnung der Stoßzeit und -kraft an der Hammerwirkfläche in

%Rotorumfangsrichtung.

%Eingabe von Hilfsparametern:

mm = 0.4;

%Beiwert, mm = 1 für Hook'sches Gesetz, -.

c1 = 500000;

%Proportionalitätsfaktor, N/m.

%Berechnung der Stoßzeit für Stoßpartner mit unterschiedlich großen Massen und

%gleichen Elastizitätseigenschaften bei Gültigkeit des allgemeinen Elastizitätsgesetzes

%(Berger, F.: Das Gesetz des Kraftverlaufes beim Stoß. Vieweg-Verlag, Braunschweig

%1924).

TT = 2*mA*mhred*(mm+1)/(8*c1*(mA+mhred));

%Berechnungsfaktor für ts, s².

ts = 4*TT^(1/(mm+1))*(1+1/(2*(mm+2))+3/(8*(2*mm+3))+15/(48*(3*mm+4)))*...

...*(vk*vr)^((1-mm)/(1+mm));

%Stoßzeit, s.

FZu = mhred*(vy-((mhred*vy+mA*v2)/(mhred+mA))*(1+k)-k*vy)/ts;

%Stoßkraft in Rotorumfangsrichtung, N.

if t > ts

%Gültigkeit der Stoßkraft.

FZu = 0.0;

end;

%Berechnung der Kräfte und Ableitungen:

[rows,cols] = size(w); wd = zeros(rows,cols);

%Berechnung von Hilfsgrößen:

r = sqrt(R*R+rs*rs+2*rs*R*cos(w(2)));

%Wirkradius der Fliehkraft, m.

Ra = sqrt(R*R+a*a+2*a*R*cos(w(2)));

%Wirkradius vom Windwiderstand, m.

- Anhang 9 -

```
sinbeta = R*sin(w(2))/Ra; %Hilfsfunktion, Rad.
cosbeta = (a+R*cos(w(2)))/Ra; %Hilfsfunktion, Rad.
beta = acos((a+R*cos(w(2)))/Ra); %Hilfswinkel, Rad.
sinpsi = rs/r*sin(w(2)); %Hilfsfunktion, Rad.
cospsi = (R + rs*cos(w(2)))/r; %Hilfsfunktion, Rad.
va = w(3)*Ra - w(1)*a*cosbeta; %Absolutgeschwindigkeit des Hammers im
%Flächenschwerpunkt in
%Rotorumfangsrichtung, m/s.

    if w(2)/(2*pi) <= 0.5 %Berechnung des Hilfswinkels ka, Rad für
ka = w(2)-beta; %unterschiedliche Hammerpositionen.
    elseif w(2)/(2*pi) <= 1
ka = -(w(2)-beta-2*(w(2)-pi));
    elseif w(2)/(2*pi) <= 1.5
ka = w(2)-beta-2*pi;
    elseif w(2)/(2*pi) <= 2
ka = -(w(2)-beta-2*(w(2)-2*pi));
    elseif w(2)/(2*pi) <= 2.5
ka = w(2)-beta-4*pi;
    elseif w(2)/(2*pi) <= 3
ka = -(w(2)-beta-2*(w(2)+4*pi));
    elseif w(2)/(2*pi) <= 3.5
ka = w(2)-beta+2*pi;
    elseif w(2)/(2*pi) <= 4
ka = -(w(2)-beta-2*(w(2)+4*pi));
end;

%Berechnung von Einzelkräften am Hammer:
FF = mh*w(3)*w(3)*r; %Fliehkraft, N.
FW = (cw*rohL/2)*l*ht*abs(cosbeta)*va*va;
%Windwiderstand an Hammerwirkfläche, N.
FC = mh*2*rs*w(1)*w(3); %Corioliskraft, N.
G = mh*g; %Gewichtskraft des Hammers, N.
```

- Anhang 10 -

```
Fnn = mh*rs*w(1)*w(1);           %Normale Komponente der
                                  %Hammerträgheitskraft, N.

%Komponenten der Einzelkräfte:
FZux = FZu*cos(w(2));           %x-Komponente der Stoßkraft, N.
FFx = FF*sinpsi;                %x-Komponente der Hammerfliehkraft, N.
FWx = FW*cos(ka);               %x-Komponente des Windwiderstandes, N.
Gx = G*sin(w(2));               %x-Komponente der Hammergewichtskraft, N.
FCx = FC*sin(w(2));             %x-Komponente der Corioliskraft, N.
Fnnx = Fnn*sin(w(2));           %x-Komponente der Hammernormalkraft, N.

FZuy = FZu*sin(w(2));           %y-Komponente der Stoßkraft, N.
FFy = FF*cospsi;                %y-Komponente der Hammerfliehkraft, N.
FWy = FW*sin(ka);               %y-Komponente des Windwiderstandes, N.
Gy = G*cos(w(2));               %y-Komponente der Hammergewichtskraft, N.
FCy = FC*cos(w(2));             %y-Komponente der Corioliskraft, N.
Fnny = Fnn*cos(w(2));           %y-Komponente der Hammernormalkraft, N.

%Berechnung von Reibmomenten an den Hammerseiten, den Wälzlagern der Rotorwelle
%und dem Umfang der Rotorscheiben:
MRR = msFNS*(RA-R)/2;           %Reibmoment zwischen einer Hammerseite und einer
                                  %Rotorscheibe, Nm.
MRL = mL*abs(w(3))*dL*dL/2;     %Reibmoment an den Wälzlagern und den
                                  %Dichtungen, Nm.
MW = mW*w(3)*w(3)*RA*RA*RA;    %Reibmoment am Rotorumfang durch die
                                  %Luftströmung, Nm.

%Berechnung der Achskräfte am beanspruchten Hammer:
    if (w(1) + 1) == 1,          %Vorzeichenfaktor für Reibmomente.
        V = 0;
    else V = w(1)/abs(w(1));
    end
```



```
Ft = 1*(1/rs)*...
...*(-FF*R*sinpsi + FW*a*cosbeta + FZu*y + G*rs*sin(w(2)+w(4)) - V*MRR);
                                %Tangentiale Kopponente der
                                %Hammerträgheitskraft, N; Ft = wd(1)*Jh/rs.
Ftx = Ft*cos(w(2));                %x-Komponente der Hammerträgheitskraft, N.
Fty = Ft*sin(w(2));                %y-Komponente der Hammerträgheitskraft, N.
FAx = 1*(- FZux - FWx - FFX - G*sin(w(4)) + FCx - Fnnx + Ftx);
                                %Achskraftkomponente in Umfangsrichtung, N.
FAy = - FZuy - FWy + FFy - G*cos(w(4)) - FCy + Fnnx + Fty;
                                %Achskraftkomponente in Umfangsrichtung, N.
FN = sqrt(FAx*FAx+FAy*FAy);      %Resultierende Achskraft, N.
```

%Berechnung des Reibmomentes an der Hammerachse:

```
Mr = m*sqrt(FAx*FAx + FAy*FAy)*d/2;
                                %Reibmoment an der Hammerachse, Nm.
```

%Lösung des Differential-Gleichungssystems:

```
wd(1) = (1/Jh)*(-FF*R*(rs/r)*sin(w(2))+FW*a*cosbeta+G*rs*sin(w(2)+w(4))- ...
...-V*(Mr+MRR)+FZu*y);
wd(2) = w(1);
wd(3) = (1/JR)*(-MRL-MW-V*(Mr+MRR)+FAx*R-hz*(FW*(R+a)));
wd(4) = w(3);
end.
```

Die Datei "hamstar.m" zur Steuerung von "hammer0.m":

%Die Berechnung wird mit dem Befehl "hamstar" gestartet.

%Programmzeilen, die ausschließlich der Information dienen, beginnen mit einem (%).

%Eingabe der Objektbezeichnung: Modellhammerbrecher Betriebspunktuntersuchung;

%Eingabe von Berechnungsdaten:

%Die Eingabe der Parameter v1, Rs, h, b, Exn, sen, phi10 und phi0 ist auch in der Datei

%"hammer0.m" erforderlich.

- Anhang 12 -

```
M = 1.0; %Maßstabsfaktor zur Änderung von Hammerabmessungen.
Rs = 0.250; %Schlagkreisradius, m.
h = 0.0622*M; %Hammerhöhe, m.
b = 0.063*M; %Hammerbreite, m.
v1 = 30.0; %Umfangs- bzw. Beanspruchungsgeschwindigkeit, m/s.
sen = 0.74; %Auf die freie Hammerhöhe yf normierte Eindringtiefe.
R = 0.180; %Teilkreisradius der Hammerachsen, m.
RA = 0.2075; %Rotorscheibenradius, m.
yf = (R + h - RA); %Freie Hammerhöhe, m.
Exn = 0.0; %Auf den Schlagkreisradius normierte Exzentrizität;
Ex = (R+h-sen*yf)*Exn; %Die Exzentrizität beschreibt die Aufgabegutzführungsart.
%Ein positives Vorzeichen bezeichnet die
%Aufgabegutzführung auf der aufsteigenden Rotorseite, m.
omR = v1/(R+h); %Konstante Rotorwinkelgeschwindigkeit vor dem Stoß, 1/s.
if Ex/(R+h-sen*yf)>1;
    %Positionswinkel der Hammerachse am Rotor
    %vor dem Stoß, Rad.

    phi20 = pi/2;
else phi20 = asin(Ex/(R+h-sen*yf));
end;

%Eingangsgrößen:
t0 = 0.0; w0 = [0.0; 0.0; omR; phi20];
%[Hammerwinkelgeschwindigkeit w(1);
%Hammerauslenkung w(2);
%Rotorwinkelgeschwindigkeit w(3); Rotorwinkel w(4)].
tf = 0.08; %Berechnungszeit, s.
tol = 1.e-6; %Berechnungstoleranz.
trace = 0.0;
[t,w] = ode23('hammer0', t0, tf, w0, tol, trace);
```

```
%Datenausgabe:
figure(1);
subplot(2,1,1),plot(t, w(:,1)),grid;
xlabel('t [s]');
ylabel('phi'1 [rad/s]');
subplot(2,1,2),plot(t, w(:,2)),grid;
xlabel('t [s]');
ylabel('phi1 [rad]');
save ham.dat -ascii;
```

C. Aufgabeguteigenschaften

Die abgebildeten mineralspezifischen Gefügecharakteristiken stammen aus einer optischen Analyse repräsentativer Dünnschliffproben. Das Ermittlungsverfahren wurde vom Institut für Aufbereitungsmaschinen an der TU Bergakademie Freiberg entwickelt.

Gestein		Typ: Kalkstein			Phasenbezogene Merkmale				Gesteinsmerkmale	
		Lagerstätte: Bernburg	Land: Sachsen / Anhalt		Qu.,Mg.	Calcit	Gas	NDP*		
Modus		Phasen		Art	Einheit	Qu.,Mg.	Calcit	Gas	NDP*	S Mikrokörper
		Phasenanteil	Volumenanteil	e _v	%	1	29	0	70	30
Gefüge	Struktur	Korngröße	Medianwert	d _{50,3}	mm	0,036	0,042	-	-	0,042
			Streuungsparameter	s	-	0,248	0,218	-	-	0,216
		Kornoberfläche	Spezifische Oberfläche	S _v	mm ² /mm ³	101,434	91,794	-	-	92,154
		Kornform	Elongation	E	-	1,242	1,419	-	-	1,416
			Flachheit	F	-	1,293	1,000	-	-	1,000
		Verwachsung	Verwachsungsgrad	K _{VW}	%	0	0	-	-	0,0
	Textur	Richtung	Linearer Orientierungsgrad	K _{lin}	%	14	25	-	-	25
			Flächiger Orientierungsgrad	K _{fla}	%	13	0	-	-	0
			Isotroper Orientierungsgrad	K _{iso}	%	73	75	-	-	75
		Verteilung	Clusterbildungsgrad	C	%	2	11	-	-	10
Raumerfüllung		Raumerfüllungsgrad	e _{vF}	%	-	-	-	-	100	

NDP* - Nicht Differenzierbare Phase (Karbonat)

Tabelle C.1: Gefügeanalyse für Kalkstein

- Anhang 14 -

Gestein		Typ: Mergel (Gault)			Phasenbezogene Merkmale					Gesteinsmerkmale	
		Lagerstätte: Brunnen	Land: Schweiz								
Modus		Phasen		Art	Einheit	Qu.,Mg	Glaukon.	Calcit	Gas	NDP*	S Mikrokörper
		Phasenanteil	Volumenanteil	e_v	%	8	5	32	0	55	45
Gefüge	Struktur	Korngröße	Medianwert	$d_{50,3}$	mm	0,077	0,083	0,140	-	-	0,091
			Streuungsparameter	s	-	0,324	0,252	0,402	-	-	0,310
		Kornoberfläche	Spezifische Oberfläche	S_v	mm^2/mm^3	75,025	61,046	36,595	-	-	46,090
		Kornform	Elongation	E	-	1,554	1,355	1,251	-	-	1,352
			Flachheit	F	-	1,000	1,046	1,126	-	-	1,040
	Verwachsung	Verwachsungsgrad	K_{vw}	%	5	2	8	-	-	5,0	
	Textur	Richtung	Linearer Orientierungsgrad	K_{lin}	%	30	21	15	-	-	21
			Flächiger Orientierungsgrad	K_{fla}	%	0	2	6	-	-	2
			Isotroper Orientierungsgrad	K_{iso}	%	70	76	78	-	-	77
		Verteilung	Clusterbildungsgrad	C	%	0	0	11	-	-	6
Raumerfüllung		Raumerfüllungsgrad	e_{vf}	%	-	-		-	-	100	

NDP* - Nicht Differenzierbare Phase (Karbonat)

Tabelle C.2: Gefügeanalyse für Mergel (Blauer Gault)

Durch Vickerstests an repräsentativen Gesteinsanschliffen werden nach einem vom Institut für Aufbereitungsmaschinen an der TU Bergakademie Freiberg entwickelten Verfahren die Werte für die Bruchzähigkeit K_{CI} und die Härte ermittelt. Der absolute Fehler bei der Ermittlung dieser Werte beträgt etwa 15 bis 20 %.

Merkmal	Kalkstein	Mergel (Blauer Gault)
Bruchzähigkeit K_{CI} -Wert [$MN^{-3/2}$]	0,33	Karbonat Matrix: 0,51 SiO ₂ : 1,63
Härte HV	138,2	Karbonat Matrix: 159,2 SiO ₂ : 1.265,3
Mineralbestand	Mindestanteil Quarz: 0,1 bis 0,2 % Anteil Calcit: 99,3 % Anteil Erz: 0,5 bis 0,6 %	Mindestanteil Quarz: 8 % Mindestanteil Calcit 32 % Karbonat und nicht differenzierbare Phase: 60 %
Einachsige Druckfestigkeit [MPa]	60 ... 80 ... 110	105 ... 162
PLT-Index I_{50} [MN/m^2]	4,3	5,8
Dichte [kg/m^3]	2,72	2,73

Tabelle C.3: Ausgewählte Eigenschaften der untersuchten Aufgabegutmaterialien

D. Ähnlichkeitskennzahlen

1. Das Massenverhältnis

Die Kennzahl K_{11} beschreibt das Verhältnis zwischen den Massen der am Stoß beteiligten Körper. Sie ist von wesentlicher Bedeutung für die Beurteilung der Effektivität der Zerkleinerungs- und Transportwirkung eines Hammers. Durch die Reduzierung der Hammermasse m_h auf den Stoßpunkt y am Hammer wird der gerade und dezentrale Stoß zwischen einem Hammer und einem Aufgabegutbrocken in den geraden und zentralen Stoß umgerechnet. Die Gleichung für die Kennzahl K_{11} gilt unter der Voraussetzung, daß der Massenschwerpunkt des Aufgabegutes in den Brecherschlagkreis eindringt:

$$K_{11} = \frac{m_A}{m_{hred}} \quad (D.1)$$

Die Kennzahl K_{12} bezeichnet den relativen Energieverlust eines beanspruchten Hammers. Ihre Herleitung ist im Kapitel 3.2.3.2 beschrieben:

$$K_{12} = \frac{E_G - E'_G}{E_G} = \frac{m_A}{m_A + m_{hred}} = \frac{1}{\frac{m_{hred}}{m_A} + 1} \quad (D.2)$$

Mit einer Zunahme des Quotienten $\frac{m_{hred}}{m_A}$ verringert sich der relative Energieverlust K_{12} eines Hammers beim Stoß mit einem Brocken der Masse m_A .

2. Hammerkinematik nach dem Stoß

Bei einer Vernachlässigung des Strömungswiderstandes F_W an der luftangeströmten Hammerwirkfläche, der Gewichtskraft G des Hammers sowie der Festkörperreibung M_T und M_R an der Hammerachse und an den beiden Hammerseitenflächen lautet die Bewegungsgleichung für einen Hammer nach dem Stoß bei einer konstanten Rotorwinkelgeschwindigkeit von $\dot{\varphi}_2 = \omega_R$ (vgl. Kapitel 5.3):

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{m_h \cdot \omega_R^2 \cdot r_s \cdot R}{J_h^{(0)}} \cdot \sin \varphi_1 = 0 \quad (D.3)$$

Der Multiplikator vor der Funktion $\sin \varphi_1$ muß bei der Modellauslegung konstant bleiben, um eine dem Originalbrecher ähnliche Hammerbewegung zu gewährleisten. Er wird als Quadrat der Hammereigenfrequenz bezeichnet:

$$\omega_0^2 = \frac{m_h \cdot \omega_R^2 \cdot r_s \cdot R}{J_h^{(0)}} \quad (D.4)$$

Der Quotient aus der Hammereigenfrequenz nach der Gleichung (D.4) und der konstanten Rotorwinkelgeschwindigkeit ω_R bildet die Kennzahl K_2 . Sie sagt aus, wieviel Schwingungen ein Hammer nach dem Stoß bei einer Rotorumdrehung ausführt.

$$\frac{\omega_0}{\omega_R} = \sqrt{\frac{m_h \cdot r_s \cdot R}{J_h^{(0)}}} = K_2 \quad (D.5)$$

3. Geschwindigkeiten und Beschleunigungen am Hammer zum Stoßbeginn

Die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Stoßpartner zum Stoßbeginn sollen bei der Modellauslegung konstant bleiben. Der verwendete Ansatz zur Ableitung einer entsprechenden Modellkennzahl basiert auf den Beziehungen der mechanischen Stoßtheorie und beschreibt den geraden und dezentralen Stoß eines Körpers gegen einen drehbar gelagerten zweiten Körper. Das Grundgesetz der Drehbewegung lautet unmittelbar zum Stoßbeginn:

$$\frac{\ddot{\varphi}_1}{\ddot{x}_2} = \frac{m_A \cdot h}{J_h^{(0)}} \quad (D.6)$$

Hierin sind \ddot{x}_2 die Beschleunigung des Aufgabegutes in Stoßrichtung und $\ddot{\varphi}_1$ die relative Winkelbeschleunigung des beanspruchten Hammers unmittelbar zum Stoßbeginn.

Das Beschleunigungsverhältnis aus der Gleichung (D.6) wird um die Geschwindigkeiten der Stoßpartner erweitert:

$$\frac{m_A \cdot h}{J_h^{(0)}} \cdot \frac{\dot{x}_2}{\dot{\varphi}_1} \quad (D.7)$$

Unmittelbar zu Beginn eines Primärstoßes gilt für die Berechnung der relativen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ des Hammers die Gleichung:

$$\dot{\varphi}_1(t=0) = \omega_R = \frac{v_1}{R+h} \quad (\text{D.8})$$

Durch Einsetzen der Gleichung (D.8) in die Gleichung (D.7) ergibt sich mit gleichen Geschwindigkeiten der Stoßpartner $\dot{x}_2 = \dot{x}_1 = v_1$ die Kennzahl K_3 :

$$K_3 = \frac{m_A \cdot h \cdot v_1}{J_h^{(0)} \cdot \frac{v_1}{R+h}} \quad (\text{D.9})$$

$$\boxed{K_3 = \frac{m_A \cdot h \cdot (R+h)}{J_h^{(0)}}} \quad (\text{D.10})$$

Diese Kennzahl beschreibt den Bewegungszustand eines Hammers unmittelbar zu Beginn des Stoßes für kleine Hammerauslenkungswinkel φ_1 .

4. Bedingung für das Umschlagen eines beanspruchten Hammers

Gesucht wird eine Kennzahl zur Beantwortung der Frage, ob ein Hammer beim Stoß mit dem Aufgabegut umschlägt oder lediglich um einen Winkel von $\varphi_1 < 180^\circ$ auslenkt und um seine radiale Strecklage pendelt. Die Lösung der Aufgabe erfolgt durch die Anwendung des Energiesatzes auf einen beanspruchten Hammer. Dieser Ansatz basiert auf der mechanischen Stoßtheorie und beschreibt den geraden und dezentralen Stoß eines Körpers gegen einen drehbar gelagerten zweiten Körper. Die potentielle Energie eines Hammers ist im Vergleich mit seiner kinetischen Energie gering und wird hier deshalb nicht berücksichtigt. Die Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω_R sei konstant.

Die Abbildung D.1 zeigt einen Hammer unmittelbar zum Stoßbeginn in seiner radial gestreckten Ruheposition "A" und bei einer Auslenkung von $\varphi_1 = 180^\circ$ in der Position "E".

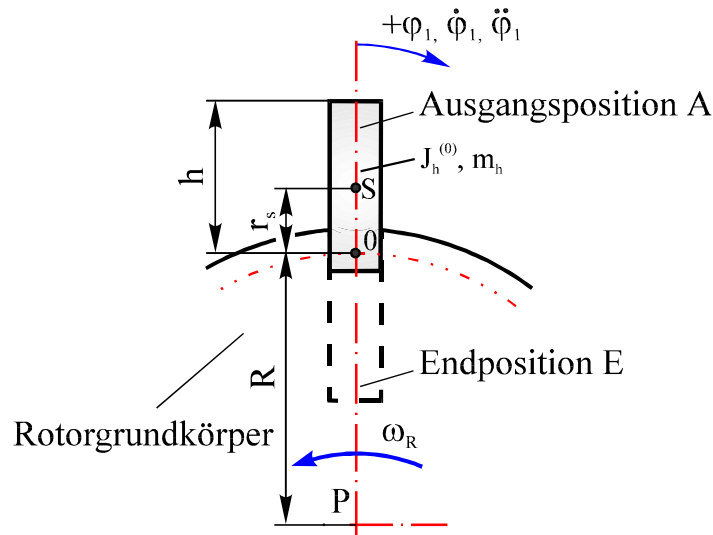


Abbildung D.1: Umschlagbedingung für einen Hammer

Für den dargestellten Hammer wird ein Energieverhältnis aufgestellt. Den Zähler bildet die Energie E_{ges} , welche ein Hammer beim Stoßvorgang maximal abgeben kann. Dieser Betrag setzt sich hier aus der Formänderungsenergie und der kinetischen Energie des Brockens nach dem Stoß zusammen. Im Nenner des Energieverhältnisses befindet sich die Summe aus der Energiedifferenz ΔE des Hammers zwischen den Positionen “A” und “E” sowie der durch Festkörperreibung an der Hammerachse umgewandelten Reibenergie E_r . Formeln zur Berechnung von E_{ges} und ΔE lauten:

$$E_{\text{ges}} = (1 - k^2) \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{\text{hred}} \cdot m_A}{m_{\text{hred}} + m_A} \cdot (v_y - v_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_A \cdot v_2'^2 \quad (\text{D.11})$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \cdot J_{h(\text{PositionA})}^{(P)} \cdot \omega_R^2 - \frac{1}{2} \cdot J_{h(\text{PositionE})}^{(P)} \cdot \omega_R^2 \quad (\text{D.12})$$

$$\Delta E = 2 \cdot \omega_R^2 \cdot m_h \cdot r_s \cdot R \quad (\text{D.13})$$

Bei der Berechnung der Energie E_r wird angenommen, daß die wirksame Normalkraft F_N an der Hammerachse der Fliehkraft F_F des Hammers in der radial gestreckten Ruheposition vor dem Stoß entspricht:

$$dE_r = \mu \cdot F_N \cdot \frac{d}{2} \cdot d\phi_1 \quad (\text{D.14})$$

$$dE_r = \mu \cdot m_h \cdot \omega_R^2 \cdot (R + r_s) \cdot \frac{d}{2} \cdot d\varphi_1 \quad \left| \int_0^{\varphi_1} d\varphi_1 \right.$$

$$E_r = \mu \cdot m_h \cdot \omega_R^2 \cdot (R + r_s) \cdot \frac{d}{2} \cdot \pi \quad \left| \text{mit } \varphi_1 = \pi = 180^\circ \right. \quad (\text{D.15})$$

Mit den Gleichungen (D.11), (D.13) und (D.15) ergibt sich die Umschlagbedingung K_4 . Bei $K_4 = 1$ lenkt ein Hammer um genau $\varphi_1 = 180^\circ$ aus, für $K_4 > 1$ schlägt er vollständig um.

$$\boxed{\frac{E_{ges}}{\Delta E + E_r} = K_4} \quad (\text{D.16})$$

5. Verhältnis zwischen Brockeneindringtiefe und Aufgabegutgröße

Das Verhältnis zwischen der Eindringtiefe s_e des Aufgabegutes in den Brecherschlagkreis und der Aufgabegutgröße d_A ist die Kennzahl K_5 :

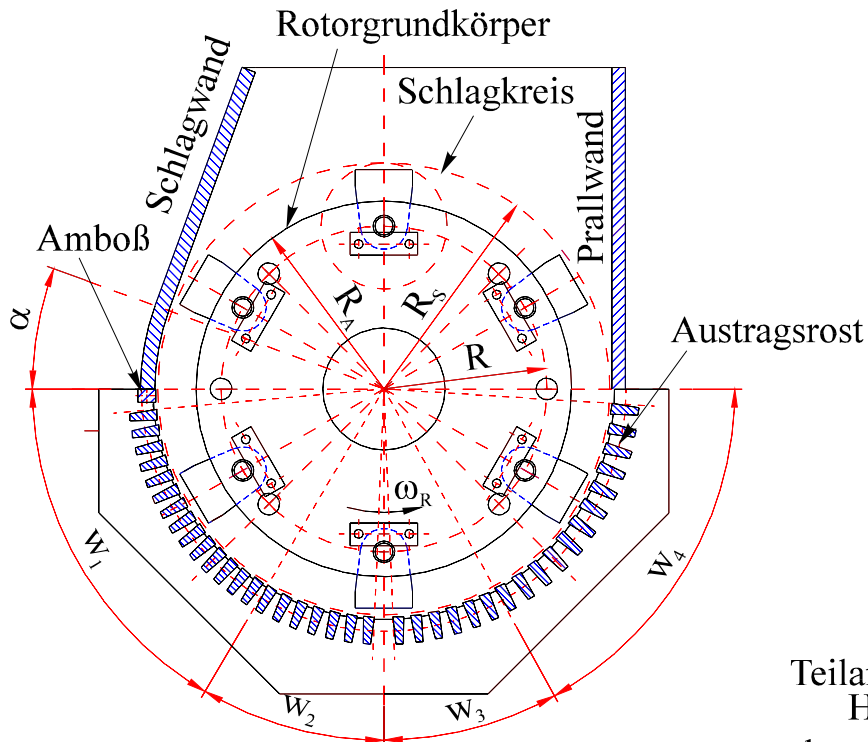
$$\boxed{K_5 = \frac{s_e}{0,5 \cdot d_A}} \quad (\text{D.17})$$

Die Kennzahl K_5 dient der Beurteilung der Eindringverhältnisse für verschiedene Aufgabegutgrößen. Bei $K_5 = 0$ wird das Aufgabegut nicht in den Schlagkreis des Brechers einge-zogen. Für den Fall, daß $K_5 \geq 1$ wird, fällt das Aufgabegut auf den Rotorgrundkörper.

E. Modellhammerbrecher

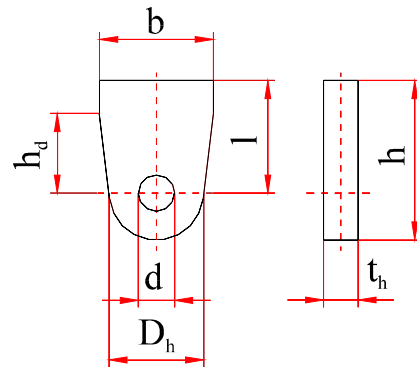
1. Skizze

Seitenansicht des Rotors
und des Brecherarbeitsraumes:



In Rotordrehrichtung zunehmender
Roststababstand w_i

Teilansicht des
Hammers:



Rotordraufsicht:

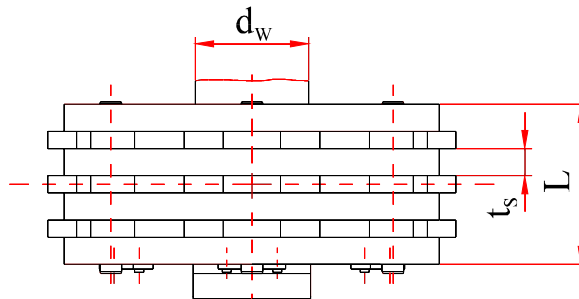


Abbildung E.1: Ansicht des Modellhammerbrechers

2. Abbildung des Versuchsstandes



Abbildung E.2: Abbildung des Hammerbrecherversuchsstandes

3. Einrichtung zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl

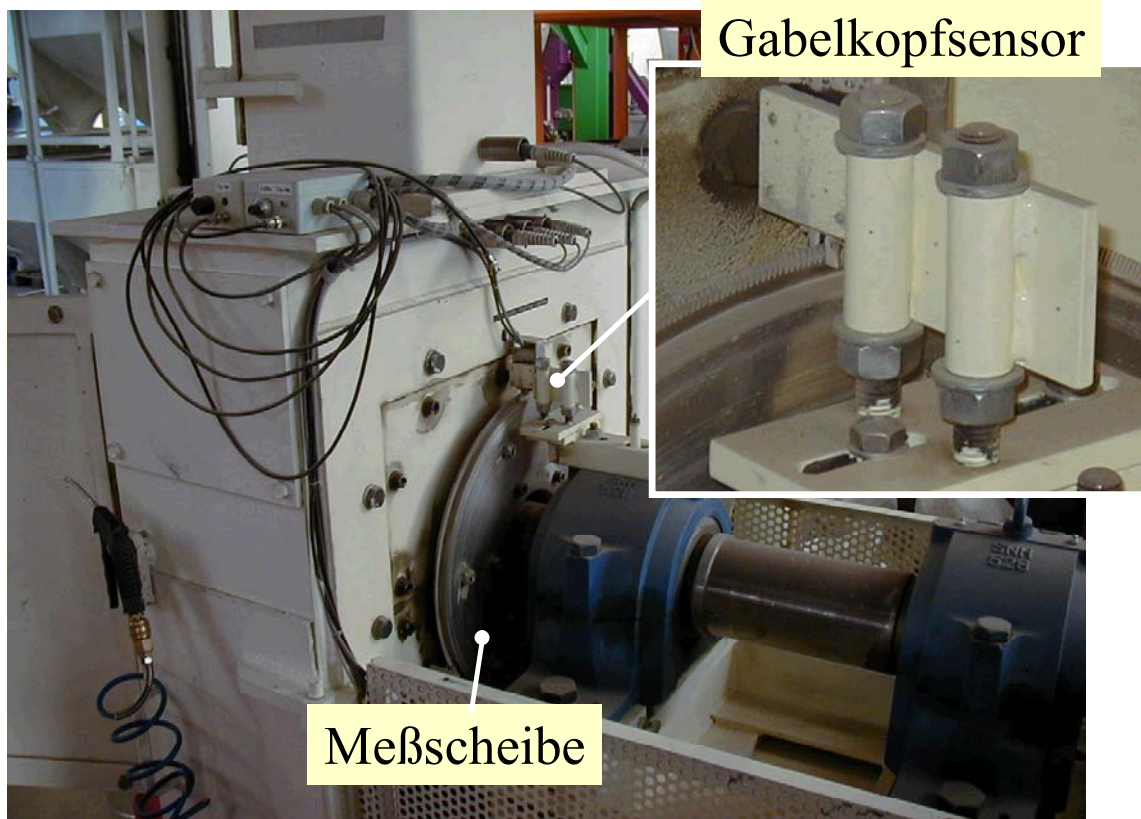


Abbildung E.3: Einrichtung zur Ermittlung des zeitlichen Verlaufes der Rotordrehzahl

F. Versuchsvorbereitung

1. Einzelkornaufgabe

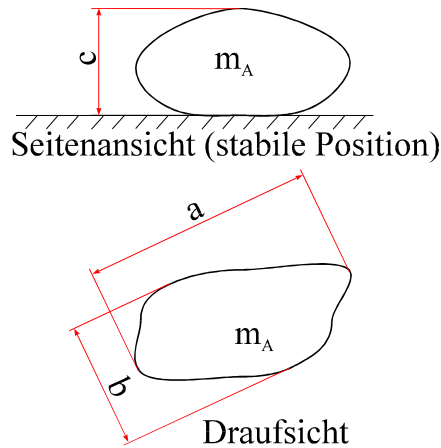


Abbildung F.1: Aufgabegutabmessungen bei der Einzelkornaufgabe

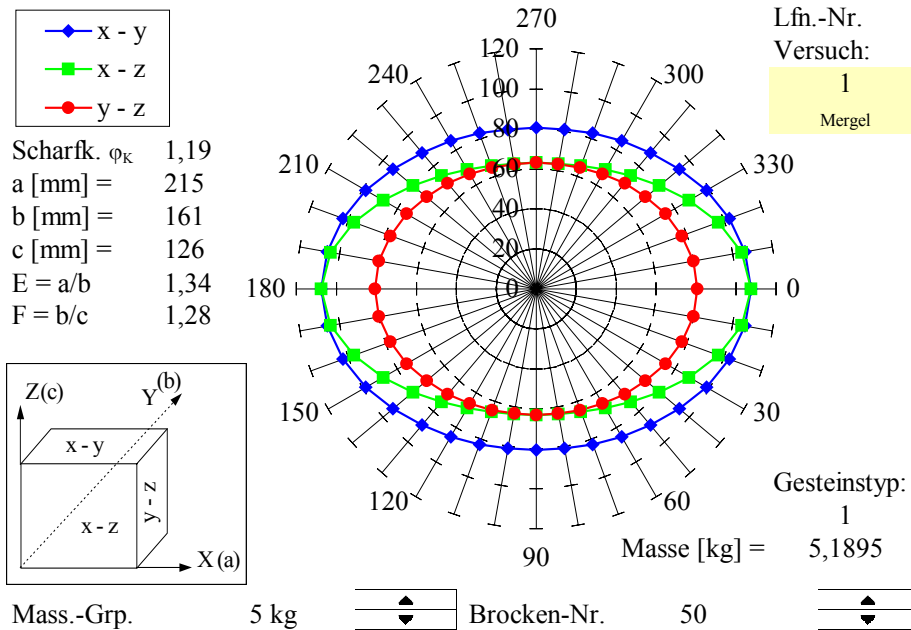
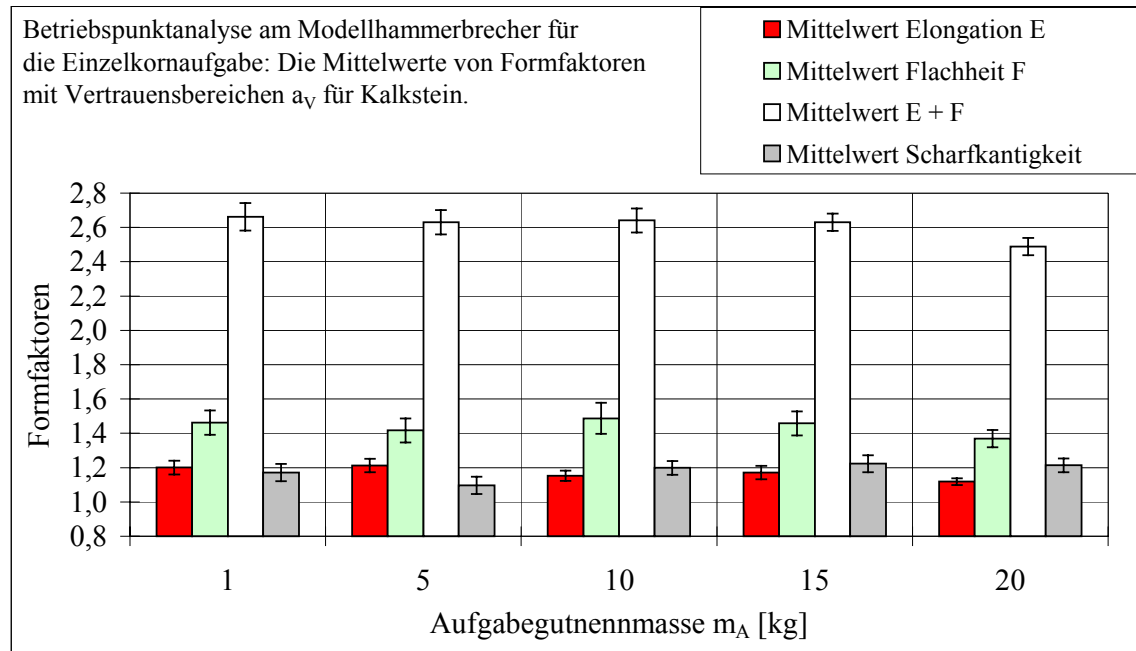


Abbildung F.2: Beschreibung der Aufgabegutbrocken bei der Einzelkornaufgabe

Dabei ist die Scharfkantigkeit φ_K das Verhältnis der Ellipsoidmasse zur Brockenmasse:

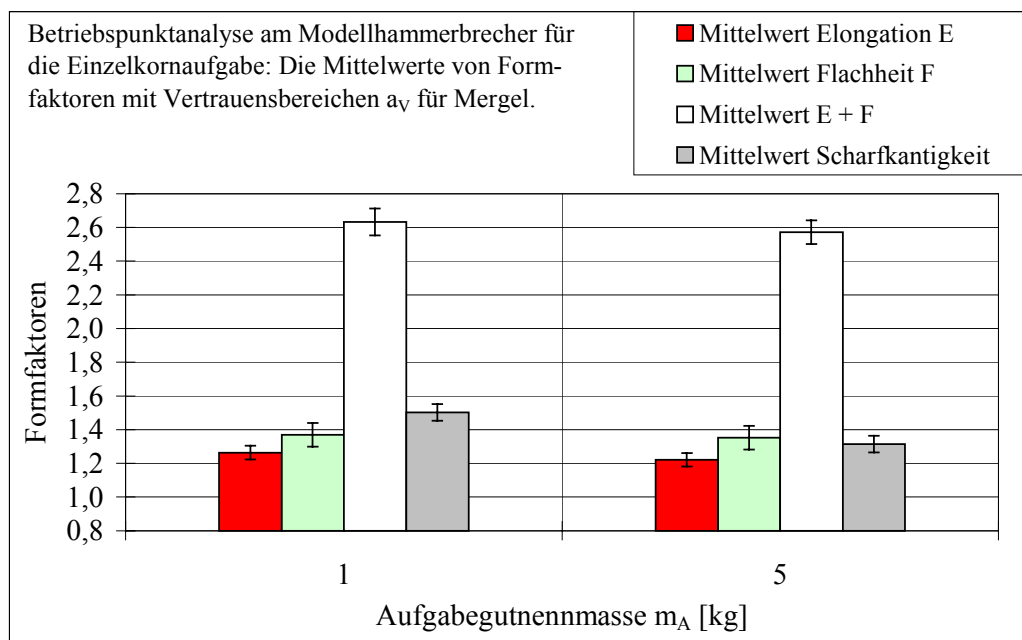
$$\varphi_K = \frac{m_E}{m_A} = \frac{\rho_A \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{b}{2} \cdot \frac{c}{2}}{m_A} \quad (\text{F.1})$$

In den Abbildungen F.3 und F.4 sind die Mittelwerte der Formfaktoren für jede untersuchte Aufgabegutmassengruppe mit den berechneten Vertrauensbereichen a_v dargestellt.



Anzahl der Versuche je Aufgabegutnenntmasse n :	41
---	----

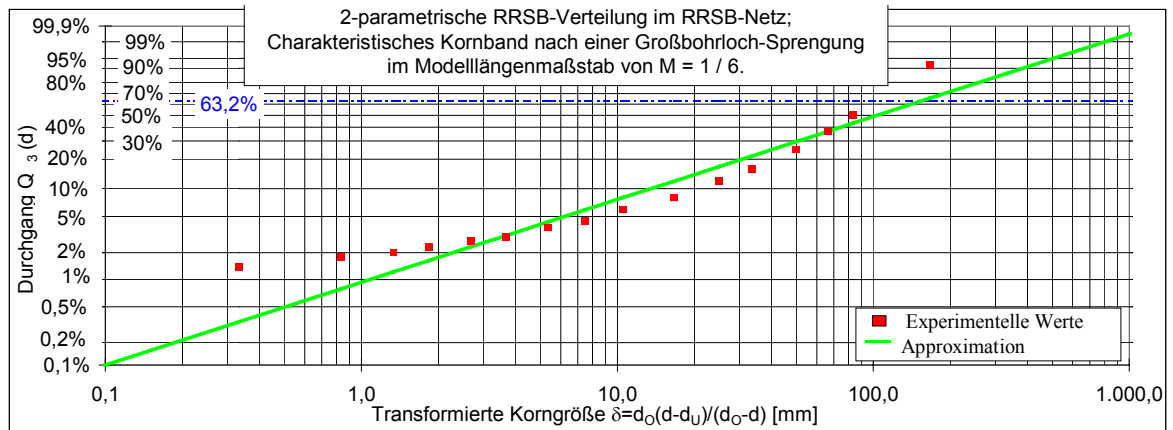
Abbildung F.3: Mittelwerte von Formfaktoren bei der Einzelkornaufgabe für Kalkstein



Anzahl der Versuche je Aufgabegutnenntmasse n :	41
---	----

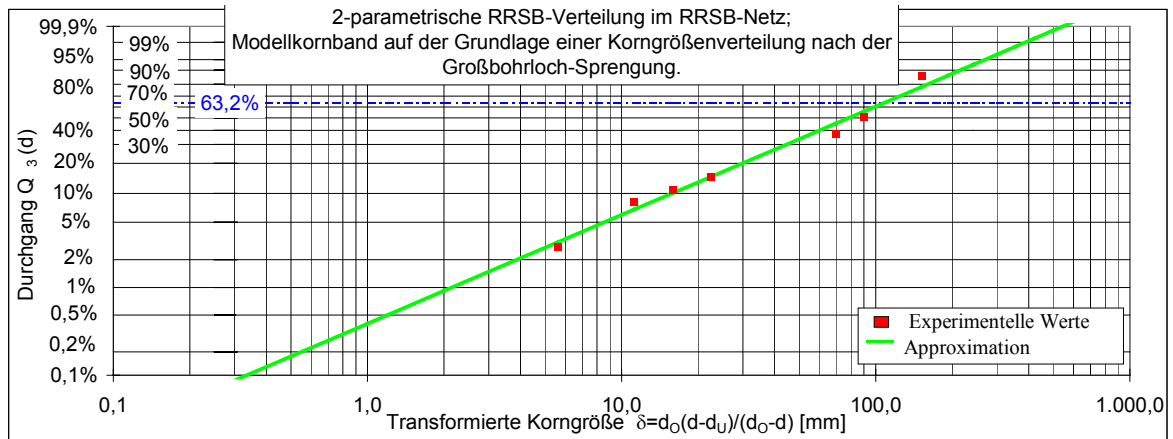
Abbildung F.4: Mittelwerte von Formfaktoren bei der Einzelkornaufgabe für Mergel

2. Mehrkornaufgabe



Abweichung zwischen Gewinnungsdaten und der Approximation:	7,50%													Verteilungsparameter:	d' [mm]	154,9	
Q ₃ [%]	1,4	1,8	2,0	2,3	2,7	3,0	3,8	4,5	6,0	8,0	12,0	16,0	25,0	37,0	50,0	92,0	100,0
d [mm]	0,33	0,83	1,33	1,83	2,67	3,67	5,33	7,50	10,50	16,67	25,00	33,33	50,00	66,67	83,33	166,7	333,3

Abbildung F.5: Charakteristische Korngrößenverteilung für Großbohrloch-Sprengung

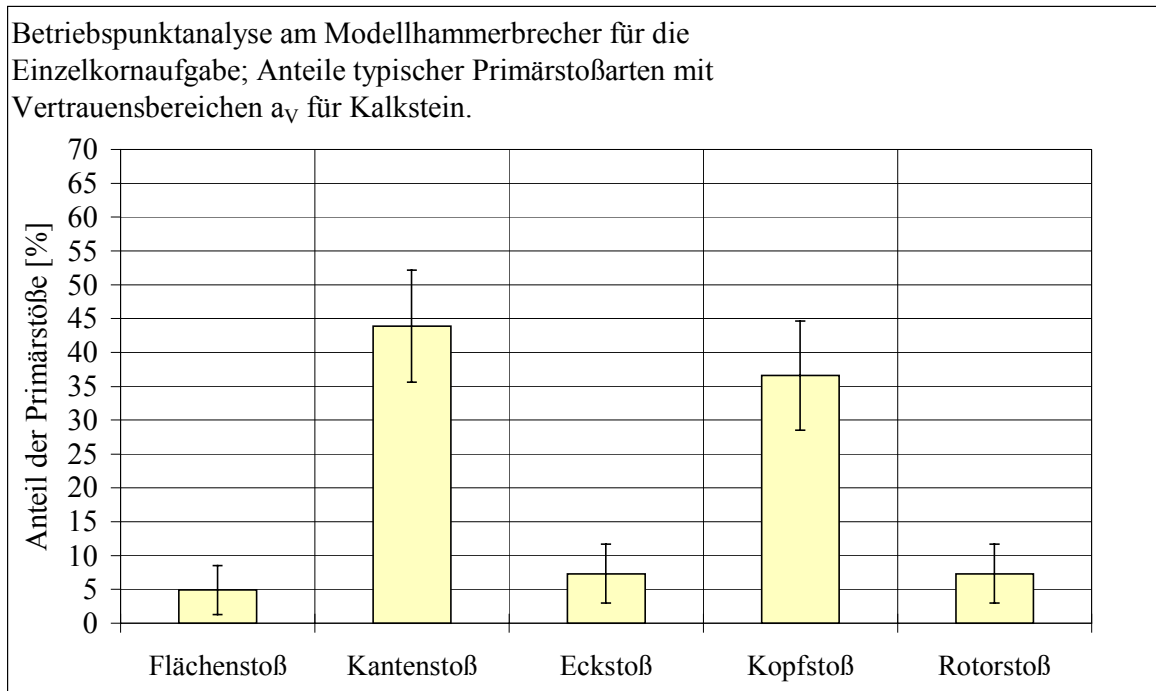


Abweichung zwischen Gewinnungsdaten und der Approximation:	5,46%													Aufgabemenge [kg]	73,2	Verteilungsparameter:	d' [mm]	106,4
														Aufgabedauer T [min]	2,0	n	1,18	
Q ₃ [kg]	0,0	0,0	0,0	0,0	2,0	4,0	2,0	2,7	16,5	10,0	26,0	10,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
Q ₃ [%]	0,0	0,0	0,0	0,0	2,7	8,2	10,9	14,6	37,2	50,8	86,3	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	
d [mm]	0,25	0,50	1,00	2,00	5,60	11,20	16,00	22,40	70,00	90,00	152,0	192,0	220,0	242,0	300,0	355,0		

Abbildung F.6: Korngrößenverteilung des Modellkornbandes für Mehrkornaufgabe

G. Versuchs- und Berechnungsergebnisse

1. Eintrittsbereich - Typische Primärstoßarten

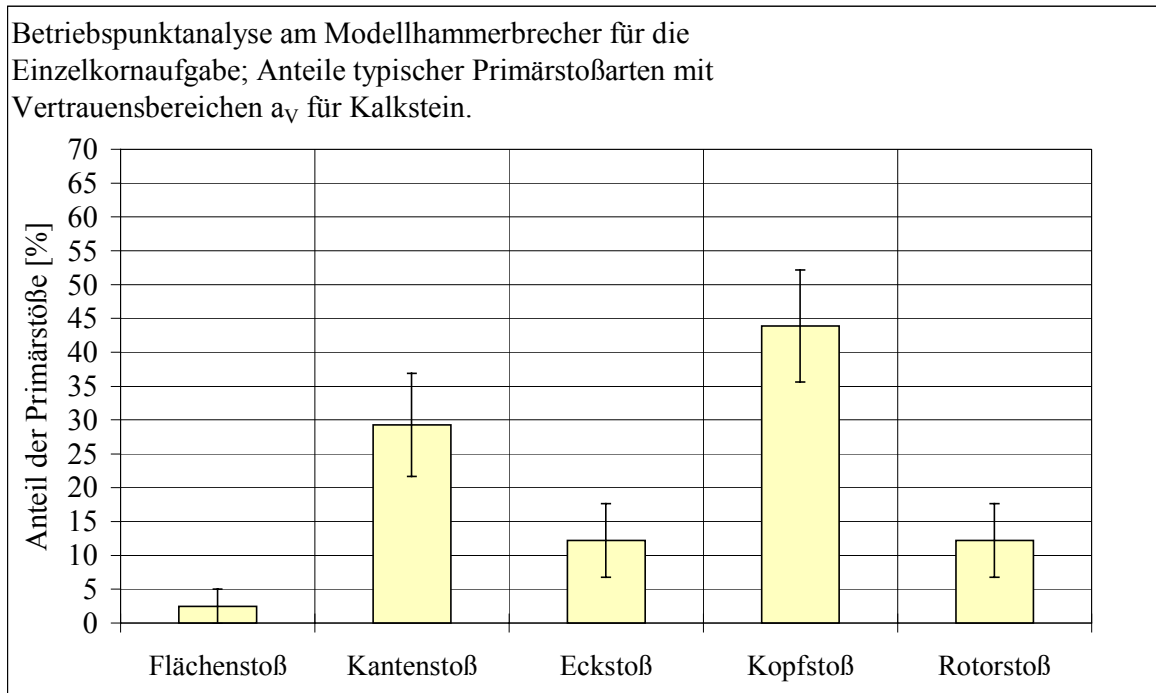


Aufgabegutnennmenge m_A [kg]: 1

Versuchszahl n : 41

Primärstoßart	Flächenstoß	Kantenstoß	Eckstoß	Kopfstoß	Rotorstoß
Primärstoßanzahl	2	18	3	15	3

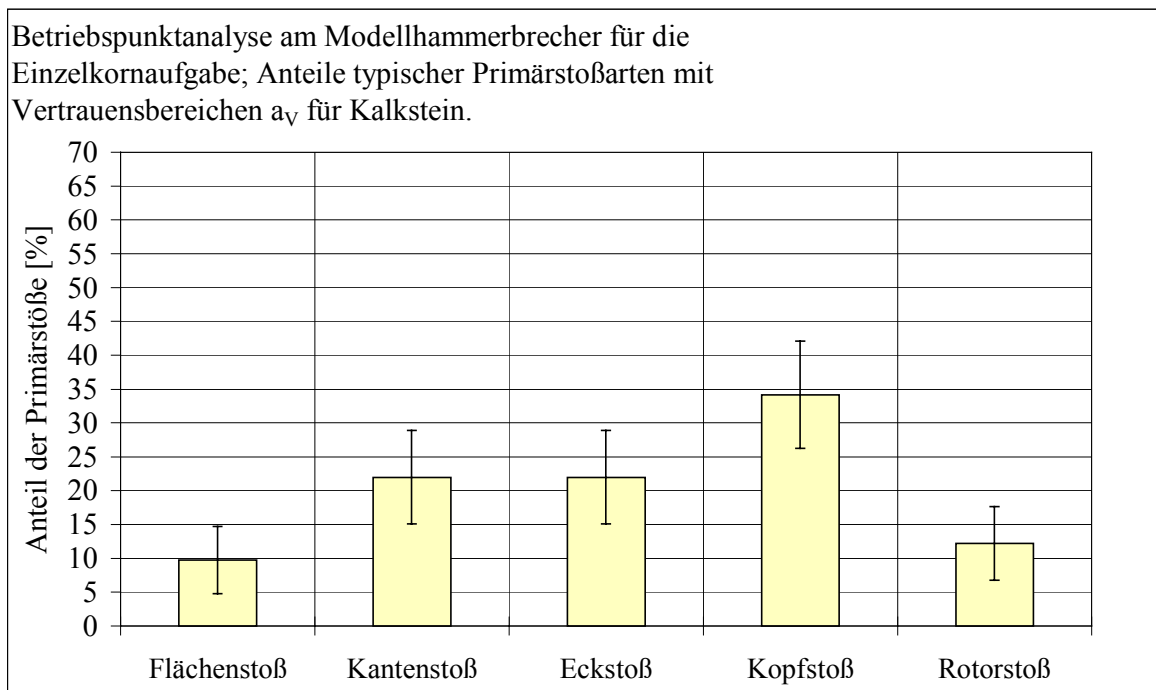
Abbildung G.1: Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 1 kg



Aufgabegutnennmasse m_A [kg]: 5 Versuchsanzahl n : 41

Primärstoßart	Flächenstoß	Kantenstoß	Eckstoß	Kopfstoß	Rotorstoß
Primärstoßanzahl	1	12	5	18	5

Abbildung G.2: Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 5 kg



Aufgabegutnennmasse m_A [kg]: 10 Versuchsanzahl n : 41

Primärstoßart	Flächenstoß	Kantenstoß	Eckstoß	Kopfstoß	Rotorstoß
Primärstoßanzahl	4	9	9	14	5

Abbildung G.3: Beobachtete Primärstoßarten für Kalkstein mit der Masse 10 kg

2. Eintrittsbereich - Hammerkinematik

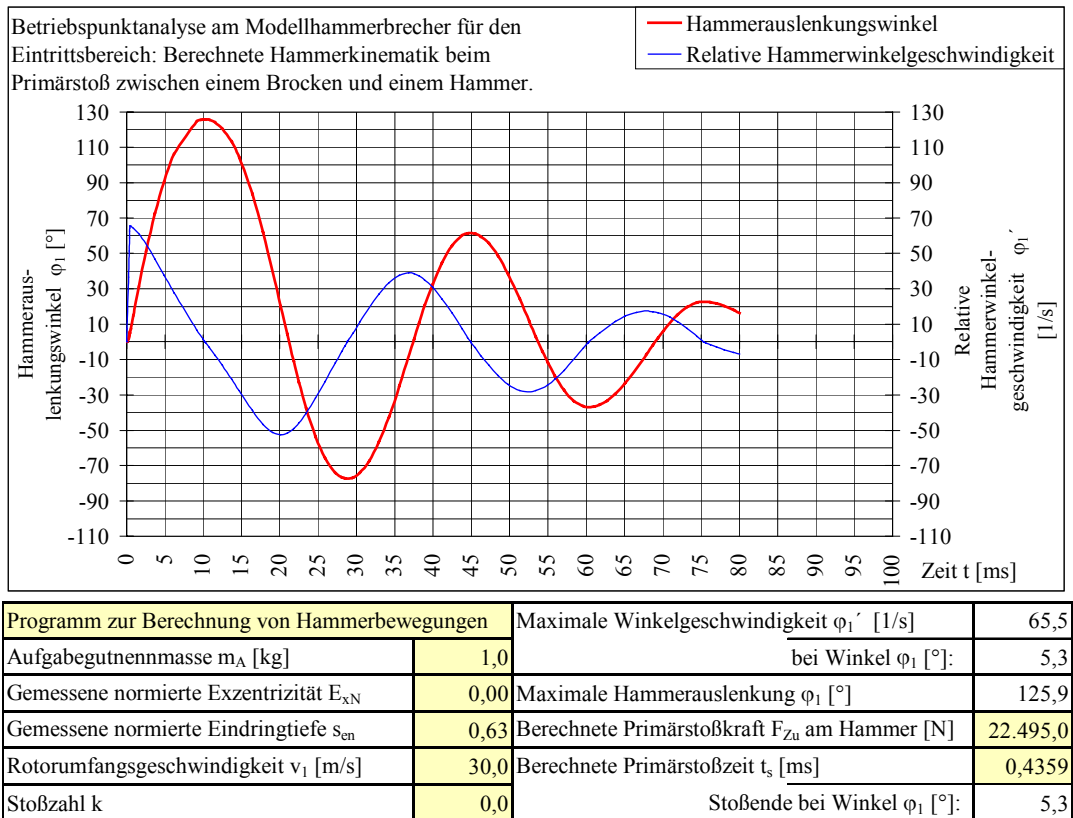


Abbildung G.8: Berechnete Hammerkinematik für die Masse 1 kg

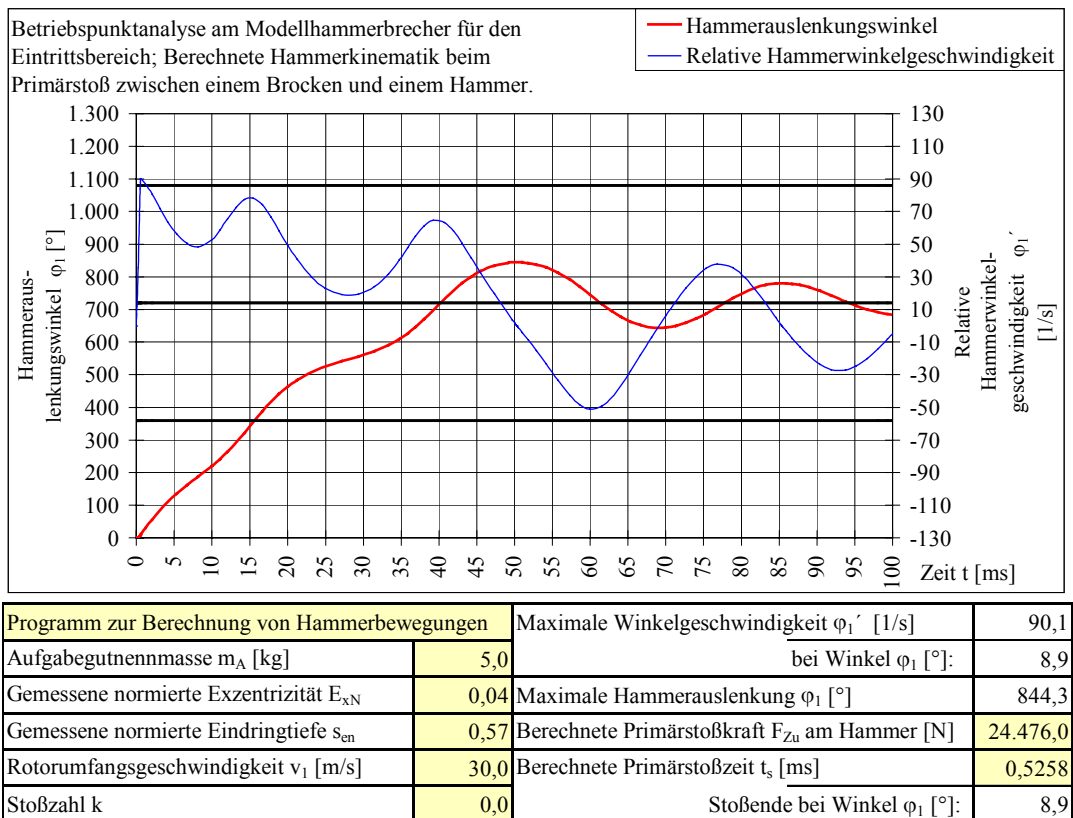


Abbildung G.9: Berechnete Hammerkinematik für die Masse 5 kg

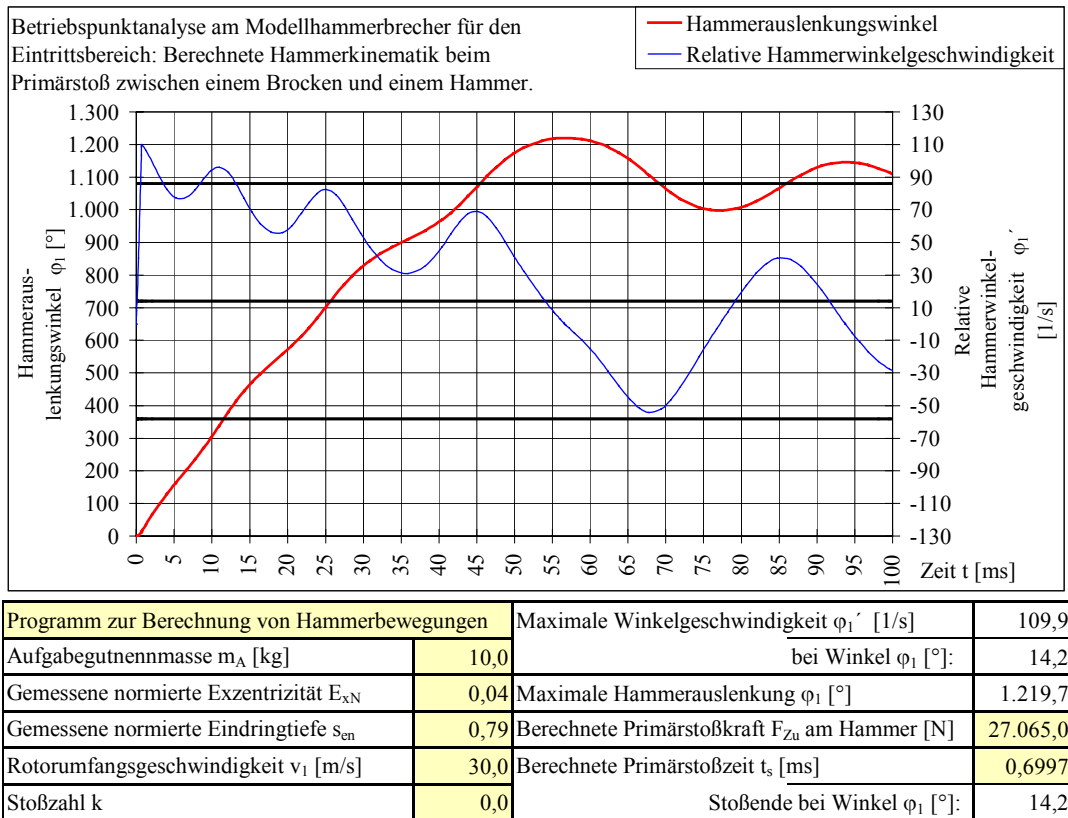


Abbildung G.10: Berechnete Hammerkinematik für die Masse 10 kg

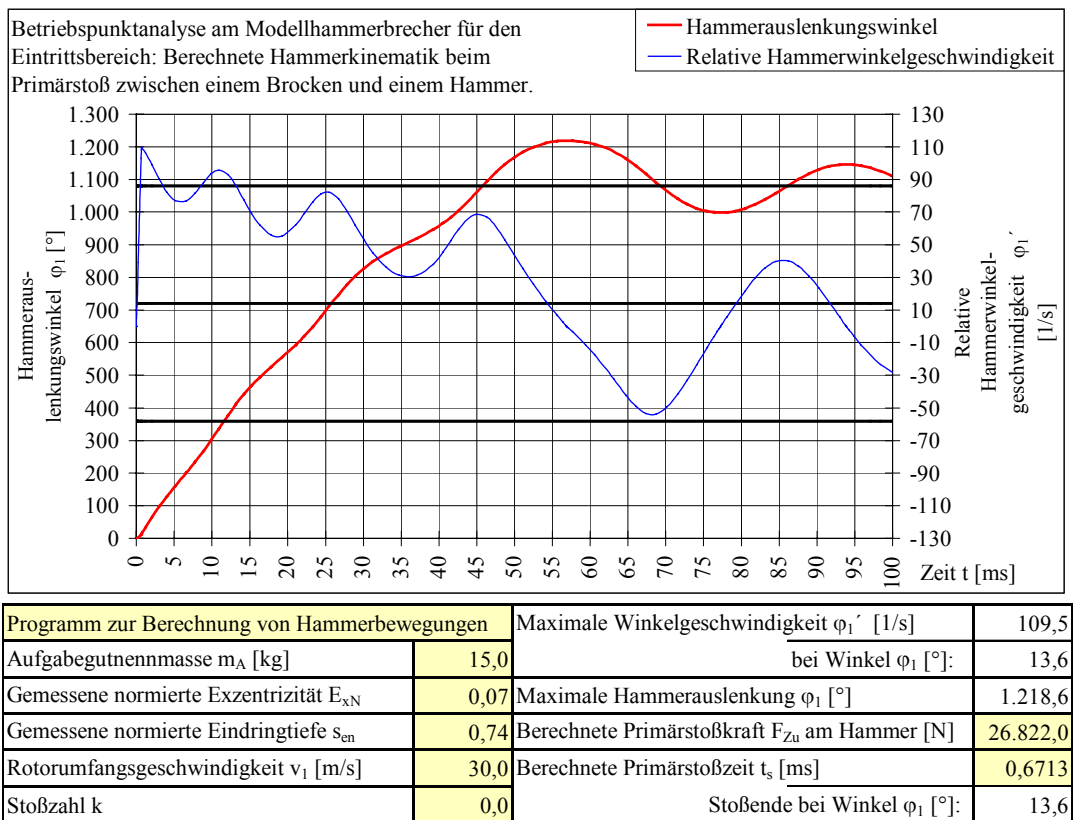


Abbildung G.11: Berechnete Hammerkinematik für die Masse 15 kg

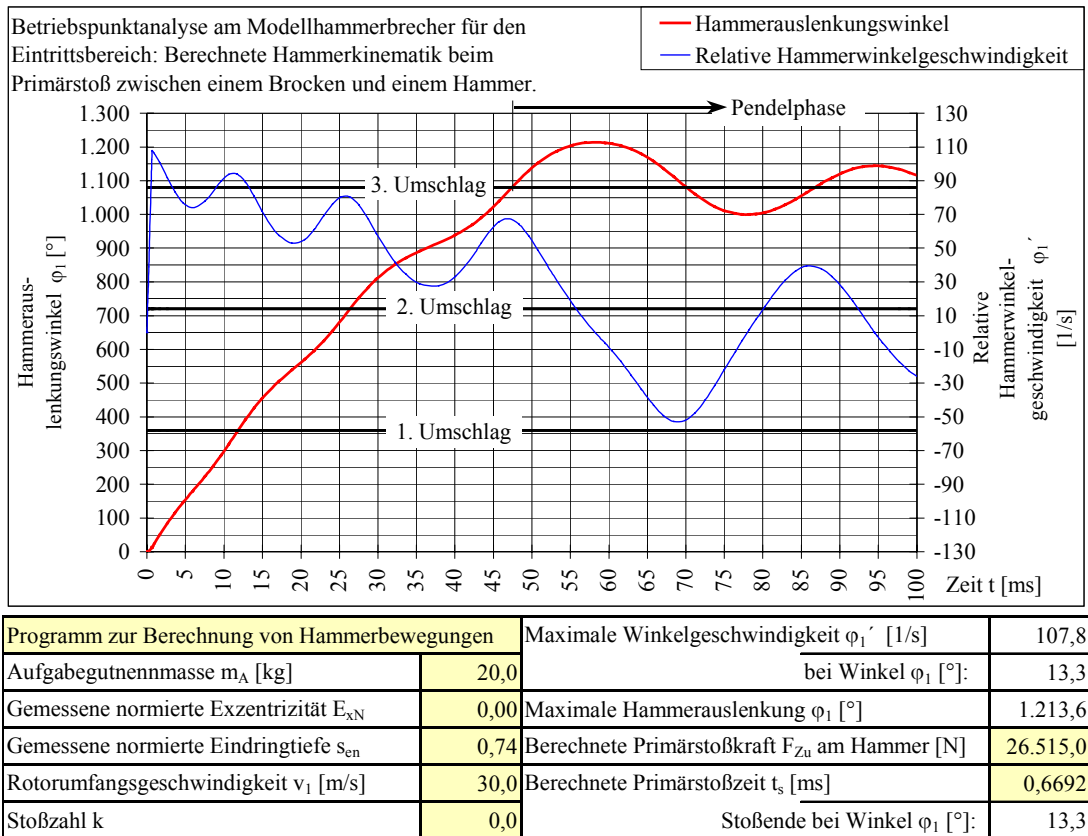


Abbildung G.12: Berechnete Hammerkinematik für die Masse 20 kg

3. Eintrittsbereich - Zerkleinerungsergebnis

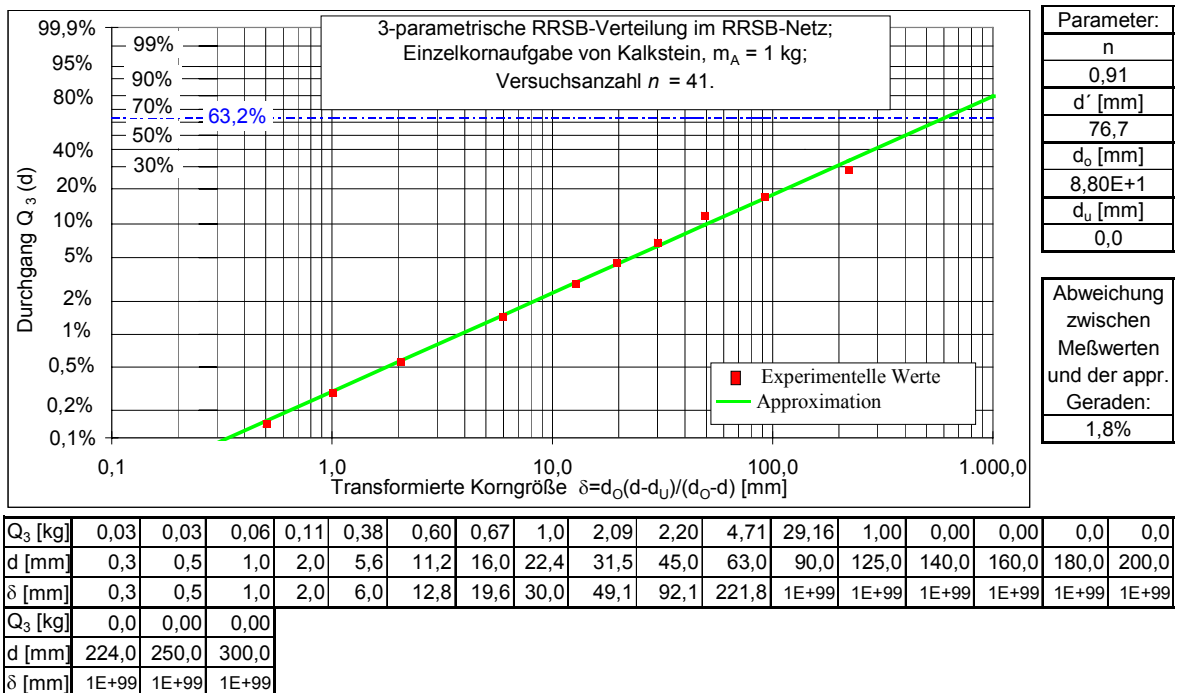


Abbildung G.13: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 1 kg

- Anhang 33 -

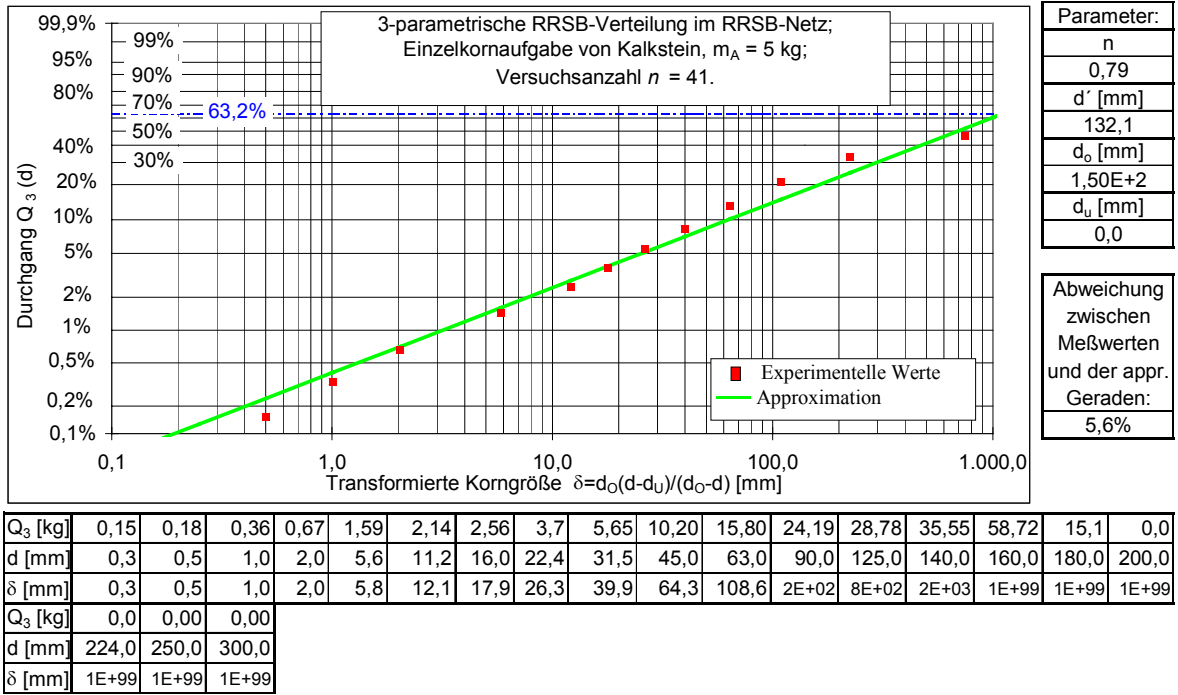


Abbildung G.14: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 5 kg

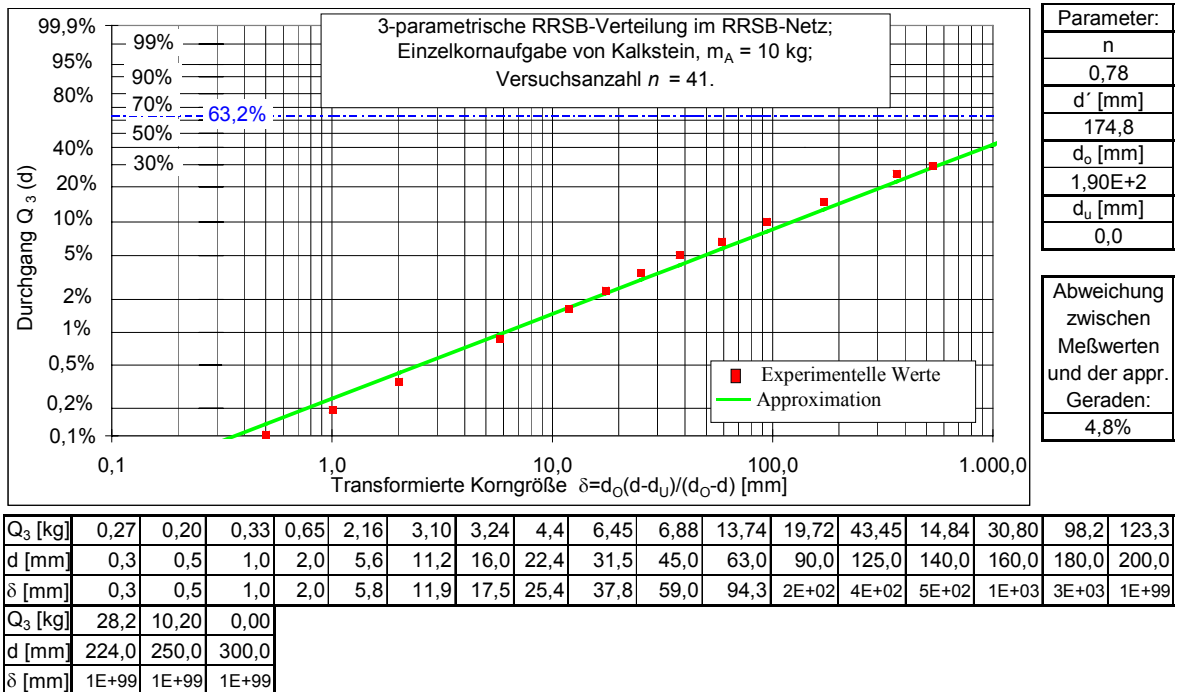


Abbildung G.15: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 10 kg

- Anhang 34 -

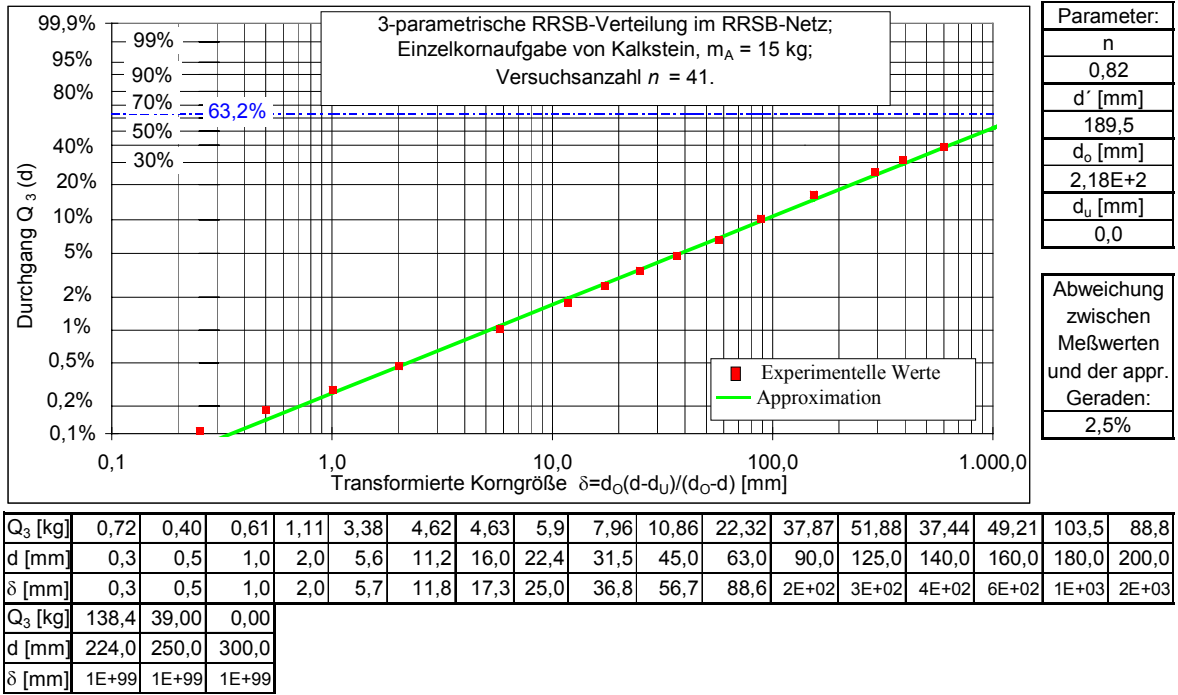


Abbildung G.16: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 15 kg

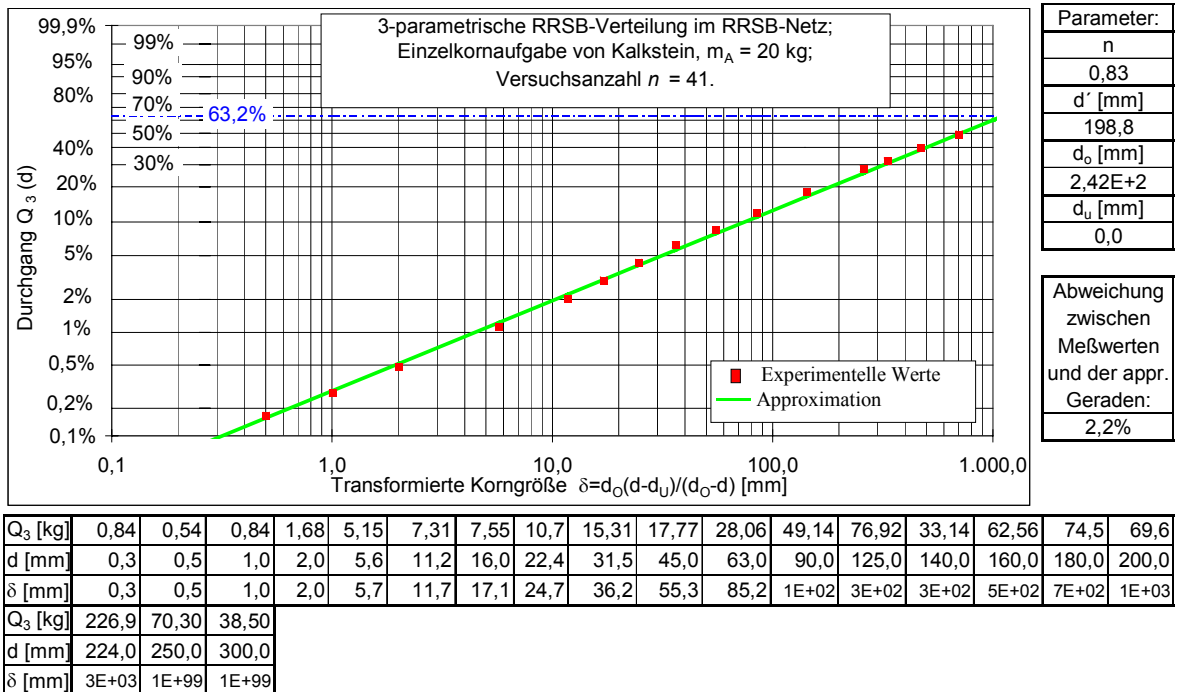


Abbildung G.17: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Kalkstein der Masse 20 kg

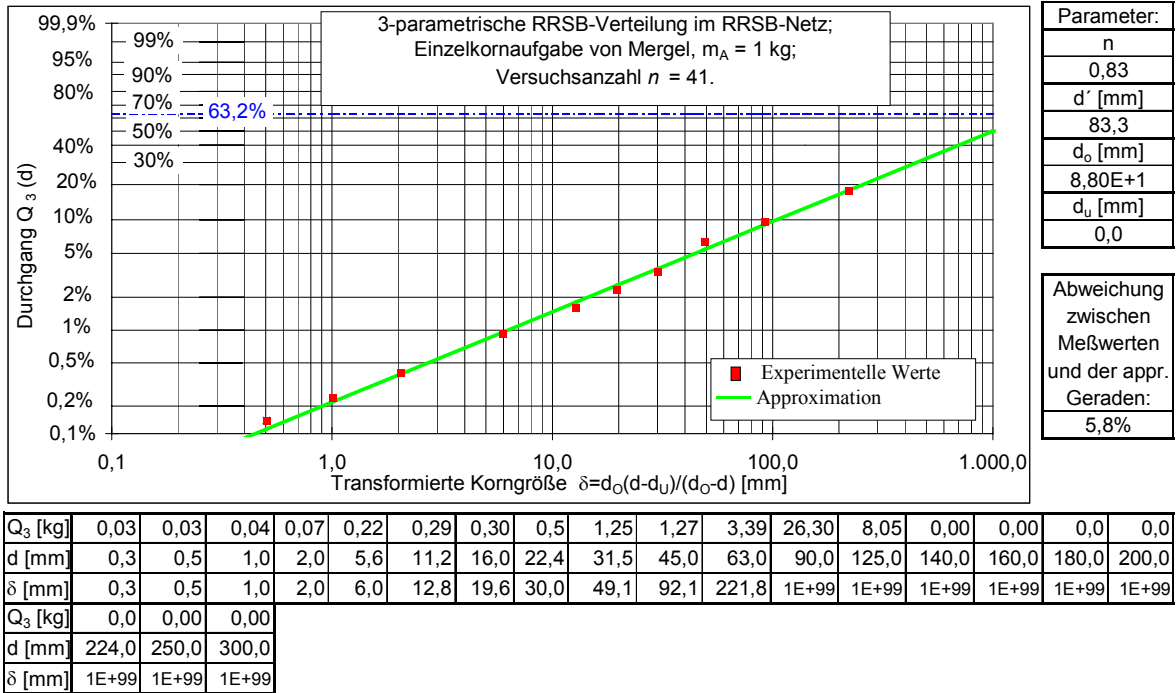


Abbildung G.18: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Mergel der Masse 1 kg

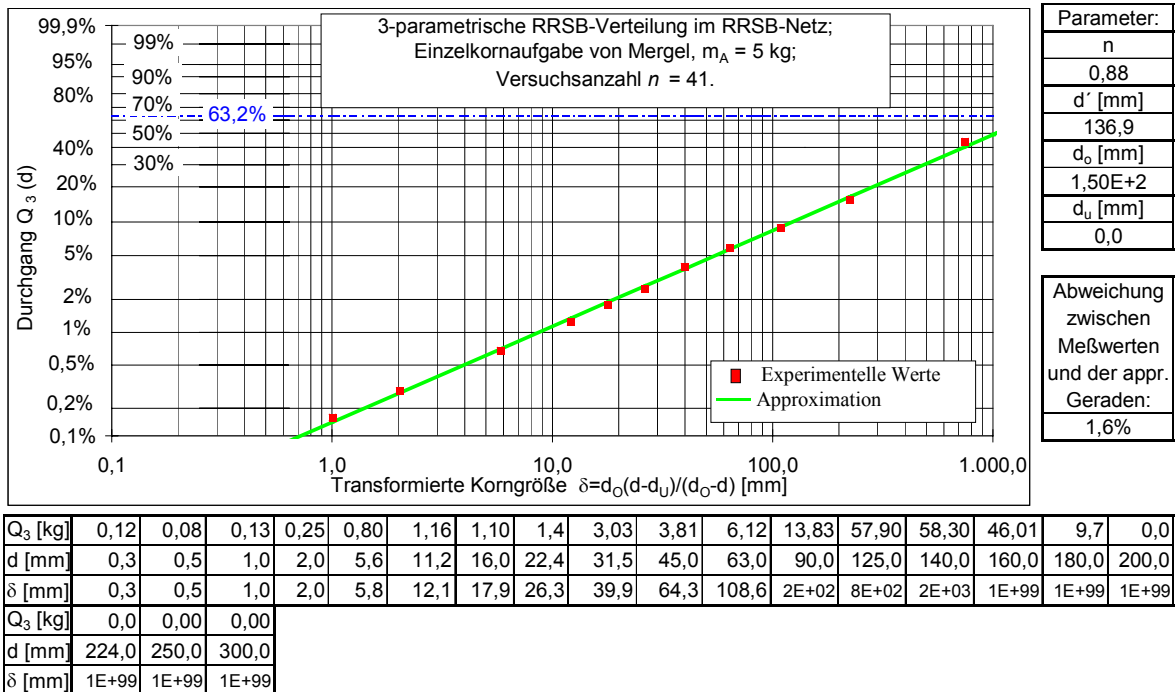


Abbildung G.19: Zerkleinerungsergebnis der Stoßfolgen für Mergel der Masse 5 kg