

Technischer Vergleich von Schaufelrädern

Diplomarbeit

Durchgeführt bei der VOEST Alpine Materials Handling



Vorgelegt von

Thomas Fössl

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr. mont. Stefan Wirth

Begutachter:

Univ.Prof, Dipl.-Ing., Dr. mont. Franz Kessler

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, dass die vorliegende Diplomarbeit

Technischer Vergleich von Schaufelrädern

von mir selbst und nur unter Verwendung der angeführten Literatur verfasst wurde.

Leoben, im Mai 2007

Thomas Fössl

Widmung

Gewidmet

Meiner Familie,

für lange Jahre der großmütigen Unterstützung

Dank

Für die freundliche Unterstützung bei der Erstellung dieser Arbeit danke ich:

Herr Univ.Prof., Dipl.-Ing., Dr. mont. Kessler
Herr Dipl.-Ing., Dr. mont. Wirth
Institut für Fördertechnik, Montanuniversität Leoben
Herr Doetsch
Herr Ing. Pletz
VOEST Alpine Materials Handling

Weiters bedanke ich mich bei folgenden Personen:

Frau Verena Reihls
Familie Fössl
Familie Reihls

0	<u>ABSTRAKT.....</u>	8
1	<u>EINLEITUNG</u>	9
1.1	GLIEDERUNG	9
2	<u>GRUNDLAGEN DES GEWINNUNGSPROZESSES.....</u>	10
2.1	WIRKPRINZIPIEN.....	11
2.1.1	SPANEN.....	11
2.1.2	KERBEN	12
2.1.3	BRECHEN	12
2.1.4	SPALTEN	12
2.1.5	SCHLEIFEN.....	12
2.2	SNITTPROZESS	13
2.3	SPANBILDUNG AM VERSCHLEIBBEHAFTETEN KEIL.....	15
2.3.1	SPANBILDUNG AN DER OBERSEITE DES KEILS	16
2.3.2	VERDRÄNGUNGSWIRKUNG DER VERSCHLEIBFLÄCHE AN DER UNTERSEITE DES KEILS	17
2.4	SPEZIFISCHE KENNGRÖßEN	18
2.5	BERECHNUNGSANSÄTZE FÜR DIE BESTIMMUNG DER GRABKRÄFTE	22
3	<u>GRUNDLAGEN DER GEWINNUNG MIT SCHAUFELRADBAGGERN.....</u>	25
3.1	SCHAUFELRADBAGGER MIT VORSCHUB	26
3.1.1	ARBEITSWEISE	27
3.1.2	FÖRDERMENGE JE ZEITEINHEIT	29
3.2	VORSCHUBLOSE SCHAUFELRADBAGGER.....	29
3.2.1	ARBEITSWEISE	29
3.2.1.1	Terrassenschnitt	30
3.2.1.2	Fallschnitt	32
3.2.1.3	Tiefschnitt.....	32
3.2.2	FÖRDERMENGE JE ZEITEINHEIT	33
4	<u>GESTALTUNG UND ANTRIEBSKONZEPTE VON SCHAUFELRÄDERN.....</u>	35
4.1	DAS ZELLENRAD.....	35
4.2	DAS HALBZELLENRAD.....	36
4.3	DAS ZELLENLOSE RAD	37
4.4	AUFBAU DES SCHAUFELRADES MIT ANTRIEB	38
4.4.1	DIE SCHAUFEL	38
4.4.1.1	Form der Schaufel	38
4.4.1.2	Schneidmesser, Zähne	39
4.4.1.3	Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper	40
4.4.1.4	Schaufelinhalt und Befüllvorgang.....	42
4.4.1.5	Entleerung der Schaufel	42
4.4.1.6	Zwischenschneider	43
4.4.2	DER SCHAUFELRADKÖRPER	44
4.4.2.1	Doppelwandige Ausführung des Schaufelradkörpers	44
4.4.2.2	Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen.....	46

4.4.2.3	Einwandige kegelförmige Ausbildung.....	46
4.4.2.4	Transport des Schaufelradkörpers.....	48
4.4.2.5	Verbindung des Schaufelradkörpers mit der Schaufelradwelle.....	48
4.4.3	SCHAUFELRADWELLE.....	49
4.4.4	LAGERUNG DER SCHAUFELRADWELLE.....	50
4.4.4.1	Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern.....	51
4.4.4.2	Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb.....	51
4.4.4.3	Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager.....	52
4.4.5	VERBINDUNGSELEMENTE ZWISCHEN SCHAUFELRADWELLE UND GETRIEBE.....	53
4.4.5.1	Verbindungselement Hohlwellenstummel.....	54
4.4.5.2	Verbindung durch Aufpressen des Großrades auf die Schaufelradwelle.....	54
4.4.5.3	Nutverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad.....	55
4.4.5.4	Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Großrad des Getriebes.....	56
4.5	SCHAUFELRADGETRIEBE.....	58
4.5.1	KEGEL-STIRNRAD-PLANETENGETRIEBE BAUART.....	60
4.5.2	KEGEL-PLANETEN-STIRNRADGETRIEBE BAUART.....	61
4.6	ANTRIEBSMOTOREN.....	63
4.6.1	ELEKTROMOTOREN.....	63
4.6.1.1	Gleichstromantriebe.....	63
4.6.1.2	Drehstromantriebe.....	63
4.6.1.3	Drehzahländerung mittels Stromrichteraskaden.....	64
4.6.1.4	Stromrichtermotor.....	65
4.6.1.5	Umrichterantriebe mit selbstgeführtem Wechselrichter.....	66
4.6.2	HYDRAULIKMOTOREN.....	67
4.6.2.1	Hydrostatisches Antriebskonzept eines Schaufelrades.....	70
4.6.2.2	Hydraulisches Antriebskonzept eines Schaufelrades ohne Zwischengetriebe.....	71
4.7	ÜBERLASTUNGSSICHERUNG AM SCHAUFELRAD.....	73
4.7.1	RASTKUPPLUNG.....	75
4.7.2	DREHMOMENTENWAAGE.....	76
5	<u>LÖSEN DES FÖRDERGUTES AUS DER BÖSCHUNG.....</u>	78
5.1	STELLUNG DES SCHAUFELRADES ZUR BÖSCHUNG.....	78
5.2	FORM DER SCHAUFELN.....	81
5.2.1	ALLGEMEINES.....	81
5.2.2	FREIWINKEL AN DER SCHAUFELN.....	83
5.2.2.1	Schaufelrücken.....	85
5.2.2.2	Seitenteil mit Schneidkante.....	87
5.3	SCHNITTGESCHWINDIGKEIT.....	89
5.4	SCHNEIDFÄHIGKEIT DES FÖRDERGUTES.....	92
5.5	EINSCHLÜSSE IM FÖRDERGUT.....	95
5.6	ANORDNUNG DES SCHAUFELRADES IM SCHAUFELRADTRÄGER.....	96
6	<u>SCHAUFELRÄDER IN HALDENRÜCKGEWINNUNGSGERÄTEN.....</u>	98
6.1	SYSTEMATISCHE EINTEILUNG DER HALDENRÜCKLADEGERÄTE.....	99
6.2	FUNKTION UND FORM DES SCHAUFELRADES BEI HALDENRÜCKLADEGERÄTEN.....	102
6.2.1	GESTALTUNG DER SCHAUFEL.....	104
7	<u>AUSLEGUNG EINES SCHAUFELRADES.....</u>	106
7.1	BESTIMMUNG DER FÖRDERMENGE UND DES SCHAUFELRADDURCHMESSERS.....	106
7.1.1	FESTLEGUNG DES SCHAUFELRADDURCHMESSERS BEI HALDENRÜCKGEWINNUNGSGERÄTEN....	106

0 Abstrakt

Schaufelräder sind der zentrale Bauteil von Schaufelradbaggern und Haldenrückladegeräten, wie sie zur Gewinnung von Rohstoffen im Obertagebergbau oder zum Transport von Schüttgut eingesetzt werden. Aufgrund der wechselnden Betriebsparameter bei der Rohstoffgewinnung und dem Problem der wirtschaftlichen Ausnutzung von Großgeräten nimmt die Frage der Konstruktion der Abbauorgane eine zunehmende Bedeutung ein.

Anhand von konkreten Einsatzbeispielen werden die konstruktiven Unterschiede zwischen der Verwendung von Schaufelrädern in Schaufelradbaggern und Haldenrückladegeräten gezeigt. Zusatzinstallationen zum Schutz der nachfolgenden Fördereinrichtungen sowie Elemente zur Reduzierung der Antriebsleistung bei schweren Betriebsbedingungen, werden ebenfalls in der vorliegenden Arbeit angeführt. Die Berechnung der Schaufelradantriebsleistung in Abhängigkeit von der Bodenkategorie ist für die praktische Auslegung eines Schaufelrades von großer Bedeutung. Die Zusammenstellung der Berechnungsgrundlagen, die Festlegung der Betriebsparameter und die Grenzen des Einsatzes von Schaufelradtypen erleichtern dem Ingenieur die technische Auswahl der Schaufelräder.

Bucket wheels are the central component of bucket-wheel excavators and bucket wheel reclaimers, which are used for the mining of resources in surface mining. Due to changing operating parameters in the range of raw materials production and the problem of efficient utilisation of large units, an adequate construction of mining-units is getting more and more important.

On the basis of real live operation-examples the constructive distinctions between the use of bucket wheels in bucket-wheel excavators and bucket wheel reclaimers are pointed out. Supplementary installations for the protection of the subsequent haulage plant, as well as elements for the reduction of the input power in case of extreme operating conditions, are also mentioned in the presented thesis. The calculation of the bucket wheel input power against the formation types is of vital importance for the practical design of a bucket wheel. The compilation of the basic principles for the calculation, the provision of the operating parameters and the limits of the insert of different bucket wheel types will help the engineer to make an adequate decision concerning the technical choice of bucket wheels.

1 Einleitung

Der Inhalt dieser Arbeit ist der technische Vergleich von unterschiedlichen Schaufelradkonzepten und deren Einsatz an Schaufelradbaggern und Haldenrückgewinnungssystemen. Das Ziel dieser Arbeit ist eine Übersicht über die Schaufelradtypen hinsichtlich des Aufbaus, der Einsatzgebiete und der Antriebsmöglichkeiten zur Förderung von Schüttgut zu erhalten.

1.1 Gliederung

Die vorliegende Arbeit besteht aus zwei Teilen. Im ersten Teil werden die theoretischen Grundlagen für die Gewinnung von Locker- und Festgestein erarbeitet. Der zweite Teil beschäftigt sich mit der technischen Ausführung von Schaufelrädern und der Datenerfassung bezüglich der Antriebsleistungen, Einsatzbedingungen und der Abmessungen. Angestrebt wird eine möglichst vollständige Zusammenfassung bestehender Schaufelradkonzepte, um eine einfache Systemauswahl für zukünftige Projekte treffen zu können.

Die VOEST Alpine Materials Handling hat folgende Erwartungen:

- Definition des Energieverbrauches in Abhängigkeit von Schaufelrad, Antrieb, Förderleistung und Schüttgut
- Darstellung der relevanten Unterschiede verschiedener Schaufelradtypen für den Abbaueinsatz und den Rückgewinnungseinsatz
- Gestaltung von Zusatzelementen zur Beeinflussung der Fördermenge

2 Grundlagen des Gewinnungsprozesses

Der Arbeitsprozess von Gewinnungsmaschinen umfasst das Herauslösen bzw. den Abbau von Erdstoffen aus dem natürlichen Gebirgsverband und das Aufnehmen der gelösten Teile für den Transport. Der Begriff Erdstoffe wird als Sammelbezeichnung für die sich überschneidenden Begriffe wie Lockergestein, Festgestein, Mineralien, Rohstoffe u. a. benutzt. Die Gewinnungsmaschine stützt sich dabei auf dem Erdstoff des Planums ab und befährt ihn. Um den Erdstoff herauszulösen, muss er durch geeignete Mittel örtlich so stark beansprucht werden, dass die Festigkeitsgrenze überschritten wird. Weil die Druckfestigkeit, insbesondere von Festgesteinen deutlich größer ist, als die Zug- und Scherfestigkeit, ist es Ziel, direkt oder indirekt ausreichend große Zug- bzw. Scherspannungen zu erzeugen. Für die Aufgabe, einen Erdstoff aus dem natürlichen Verband zu lösen, werden im Allgemeinen zwei grundsätzliche Vorgehensweisen unterschieden:

- Verfahren mit Einsatz mechanischer Werkzeuge
- Verfahren ohne Einsatz mechanischer Werkzeuge (Sprengung)

Beim Abbau von Erdstoffen mittels Schaufelradbaggern, werden ausschließlich physikalische Verfahren angewendet, also der Einsatz von mechanischen Werkzeugen, wofür die Grundlagen nachfolgend dargestellt werden.

2.1 Wirkprinzipien

Alle Gewinnungsverfahren, bei denen mechanische Werkzeuge verwendet werden, leiten mit deren Hilfe primär Druckkräfte in den Gebirgsverband ein. Nach der Art und Angriffsrichtung des Werkzeuges unterscheidet man die in Abb. 1 dargestellten fünf Wirkprinzipien für die Gesteinszerstörung.

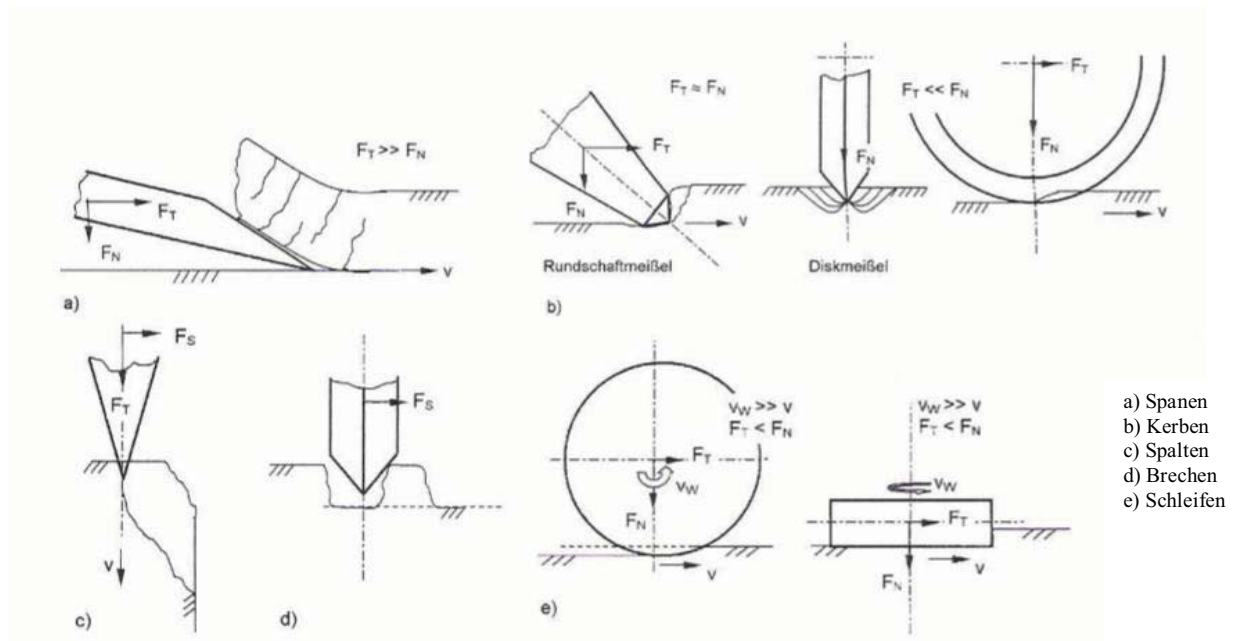


Abb. 1: Wirkprinzipien der mechanischen Gewinnung

2.1.1 Spanen

Beim Spanen hebt ein keilförmiges, translatorisch oder rotatorisch geführtes Werkzeug einen Erdstoffspan ab. Nach Erzeugen einer örtlichen Spannung vor der Schneidkante kommt es zu Mikroanrissen des Erdstoffs und mit dem weiteren Anstieg der erzeugten Spannung zu einem Rissfortschritt. Dabei werden die Grenzspannungen überschritten und es kommt zur Ausbildung von Bruchflächen. Je nach Erdstoff sowie Werkzeug- und Spanform kann die Überschreitung der ertragbaren Schubspannungen oder der durch Biegung erzeugten Zug- oder Druckspannungen für die Spanbildung maßgebend sein. Der Zerstörungsvorgang ist ein ständiger, meist nicht periodischer Wechsel zwischen dem stetigen Eindringen der Schneide, verbunden mit einem Spannungsanstieg bis zur

Grenzspannung, und dem Lösen eines Spans mit dem daraus resultierenden steilen Abfall der Spannungen.

2.1.2 Kerben

Beim Kerben wird durch örtliche Druckbeanspruchung mit hoher Energiedichte im Gestein ein Spannungsfeld erzeugt, das zu Rissbildung und Herausplatzen von Gesteinssplittern führt. Die Eindringtiefe des Werkzeuges und die gelöste Gesteinsmenge hängen von der Energie und der Beanspruchungsgeschwindigkeit sowie der durch die Schärfe des Werkzeuges bedingten Größe der Kontaktfläche ab.

2.1.3 Brechen

Das Brechen ist ein von manchen Gewinnungsverfahren genutzter Sekundärvorgang, um nach dem Spanen, Kerben usw. stehen gebliebene Rippen des Gesteins abzutragen. Das Werkzeug wird parallel zur Schnittspur geführt, drückt seitlich an die Rippe, sodass die Biegebeanspruchung im Rippengrund zum Bruch führt.

2.1.4 Spalten

Beim Spalten wird ein keilförmiges Werkzeug in bereits vorhandene Risse oder Klüfte des Gesteins eingedrückt bzw. eingeschlagen, um im Inneren des Gesteins Zugspannungen zu erzeugen und Gesteinsbrocken abzuspalten. Eine derartige Spaltwirkung ist auch als Nebeneffekt bei anderen Wirkprinzipien wie Spanen und Kerben zu beobachten.

2.1.5 Schleifen

Unter Schleifen versteht man das Abtragen kleinvolumiger Gesteinspartikel durch den Angriff zahlreicher, sehr harter Einzelkörner, meist Diamanten. Diese Schleifkörner dringen in die Oberfläche des Erdstoffes ein und ritzen sie an. Sie sind entweder in das Schleifwerkzeug eingebettet oder werden als Schleifmittel lose zugegeben.

2.2 Schnittprozess

Die meisten Arbeitswerkzeuge von Bau- und Gewinnungsmaschinen arbeiten wegen des größeren erzielbaren Durchsatzes spanabhebend, wobei die anderen aufgeführten Wirkprinzipien parallel dazu auftreten können. Je nach Arbeitsregime und Werkzeuggestaltung können verschiedene Schnittformen unterschieden werden:

- Vollblockierter Schnitt
- Halbblockierter Schnitt
- Freier Schnitt

An den Zahnschaufeln eines Schaufelrades können sowohl der halbblockierte, als auch der Vollblockierte Schnitt gemeinsam auftreten (Abb. 2).

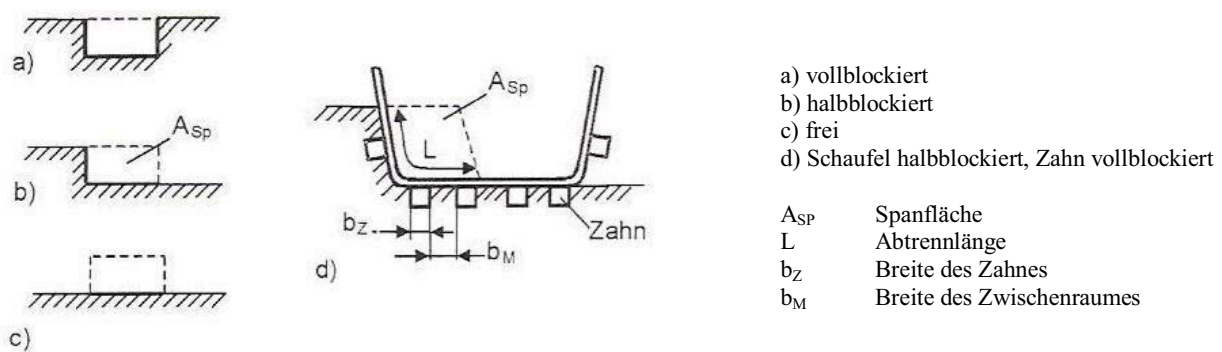


Abb. 2: Schnittformen

Der Erdstoff wird lokal als inhomogenes Medium mit zufällig verteilten Eigenschaften betrachtet. Die beim Spanen sich ständig ändernden örtlichen Eigenschaften des Erdstoffes und freie Oberflächenformen durch die vorhergehende Spanbrockenbildung führen zu räumlichen Zeitfunktionen der Belastung am Arbeitswerkzeug mit typischen Erscheinungsbildern für verschiedene Erdstoffgruppen (Abb. 3).

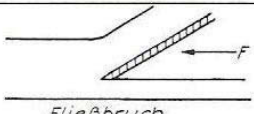
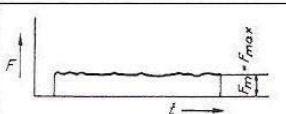
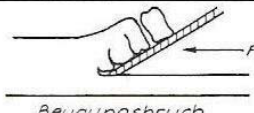
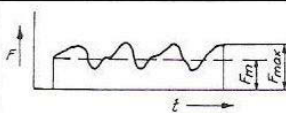
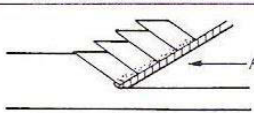
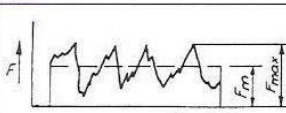

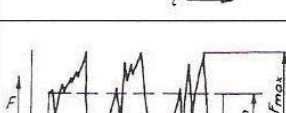
Erdstoffe		Spanbildung	Kraftverlauf
Eigenschaften	Beispiele		
rollig – lose bindig – stark plastisch	Sand, Kiessand, Torf, weicher Ton, geschütteter feinkörniger Erdstoff	 Fließbruch	
bindig – plastisch bindig – spröd	sandiger Lehm, sandiger Ton, leichter Mergel	 Beugungsbruch	
rollig – verdichtet rollig – leicht bindig	verdichteter Sand, verdichteter Kies, mittelfester Lehm, Ton, Mergel	 Scherflächenbruch	
spröd stark bindig – spröd	fester Lehm, Ton und weicher Sandstein, Kalkstein, Steinsalz, harte Kohle, Tonschiefer	 Schollenbruch	

Abb. 3: Formen der Spanbildung

Die Raumkomponenten der Belastung bei konstanter Spantiefe (translatorischer Schnitt) sind stationäre (Abb. 3), und bei veränderlicher Schnitttiefe (rotatorischer Schnitt) instationäre Zufallsprozesse (Abb. 4). Der Aufwand der Beschreibung und Analyse dieser Prozesse ist erheblich und deshalb gehen ihre Ergebnisgrößen in die derzeitigen Dimensionierungsverfahren nur teilweise ein. Umfassendere Ausführungen zur Bestimmung der auftretenden Belastungen sind in [1] enthalten.

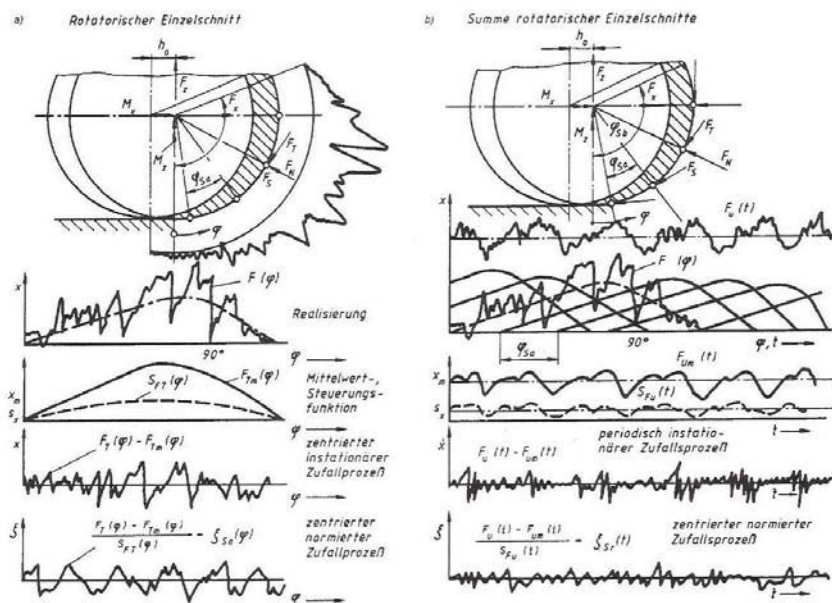


Abb. 4: Prozessbestandteile des instationären Schnittprozesses am Beispiel Schaufelrad

Für die Dimensionierung von Maschinen und Arbeitsausrüstungen ist es notwendig, einen Zusammenhang zwischen Erdstoffparametern, Konstruktions-, Betriebs- und Systemparametern der Maschine sowie ihrer Werkzeuge herzustellen. In Abb. 5 sind die Einflussgrößen für den Grabprozess systematisch zusammengefasst.

Erdstoffparameter	Konstruktionsparameter	Betriebsparameter	Systemparameter
<i>Morphologische</i> Korngröße Kornform Korngrößenverteilung Gefügestand Schichtung, Klüftung	<i>Gewinnungswerkzeug</i> (z.B. Baggerschaufel) Breite Höhe Tiefe Gefäßform Volumen Durchmesser	<i>Arbeitsgeschwindigkeit</i> Schnittgeschwindigkeit Reißgeschwindigkeit <i>Vorschubgeschwindigkeit</i> Schwenk- bzw. Senkgeschwindigkeit	<i>Gewinnungsmaschine</i> Schwingende Massen Federsteifigkeit Dämpfung Eigenfrequenz Schwingform
<i>Physikalische</i> Wassergehalt Dichte Konsolidierungs- Geschwindigkeit	<i>Schneidwerkzeug</i> Freiwinkel Keilwinkel Spanwinkel Schnittwinkel Verschleißwinkel Verschleißbreite	<i>Erdstoffspan</i> Breite Höhe Auflockerungsfaktoren Spanform Spanvolumen	
<i>Mechanische</i> Druck-, Zugfestigkeit Scherfestigkeit Elastizitätsmodul Winkel der inneren Reibung Kohäsion	<i>Schneidwerkzeuganordnung</i> Werkzeugabstand Anstellwinkel Werkzeuganzahl	<i>Schneidwerkzeug</i> Betriebs - Freiwinkel - Spanwinkel - Anstellwinkel - Schnittwinkel - Verschleißwinkel - Verschleißbreite Bewegungsrichtung	

Abb. 5: Einflussgrößen für den Gewinnungsprozess

2.3 Spanbildung am verschleißbehafteten Keil

Zur Erläuterung grundsätzlicher Zusammenhänge der Spanbildung keilförmiger Werkzeuge im statistischen Sinn ist das Modell nach Abb. 6 geeignet. Dieses Kräftemodell am verschleißbehafteten Keil wird als Normalschnitt durch ein beliebig gestaltetes Grabwerkzeug am betrachteten Ort aufgefasst, wobei zu berücksichtigen ist, dass Bewegungsrichtung und Keilebene nicht zusammenfallen müssen.

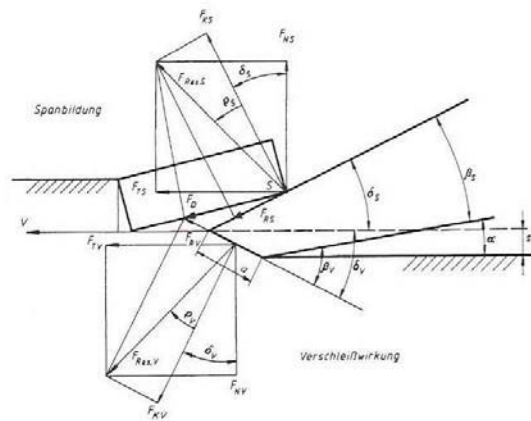


Abb. 6: Kräfte und Geometrie der Elementarprozesse am verschleißbehafteten keilförmigen Werkzeug

Für die Spanbildung an verschleißbehafteten keilförmigen Werkzeugen sind zwei Elementarprozesse zu beachten:

- Spanbildung an der Oberseite des Keils
- Verdrängungswirkung der Verschleißfläche an der Unterseite des Keils

2.3.1 Spanbildung an der Oberseite des Keils

Aufgrund eines bei festen, spröden Erdstoffen typischen vorausseilenden Risses bei geringer Verformung des Bruchkörpers kann als mechanisches Ersatzsystem ein asymmetrisch schräg belasteter, eingespannter Balken angenommen werden (Abb. 7). Die Brockenlänge l_B ist dabei eine sich verändernde, unbekannte Größe.

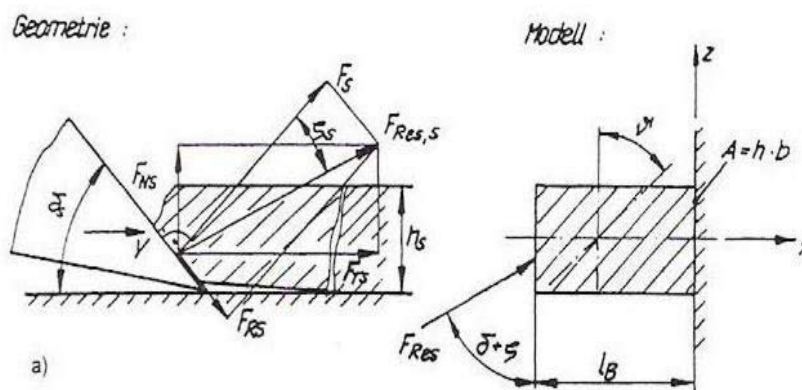


Abb. 7: Modellierung der Erdstoffbeanspruchung (Spanbildung)

Die Proportionalität der notwendigen Spanbildungskraft F_{ResS} zum Spanquerschnitt A kann in folgender Beziehung festgelegt werden:

$$F_{\text{ResS}} = k_{\text{AR}} A \quad (\text{G 2.1})$$

Der Proportionalitätsfaktor k_{AR} wird als spezifische Spanbildungskraft bezeichnet. Diese ist neben der Erdstoffeigenschaft auch noch vom Schnittwinkel δ_{S} abhängig.

2.3.2 Verdrängungswirkung der Verschleißfläche an der Unterseite des Keils

Aufgrund der allseitigen Einspannung und der Druckbelastung kann als bodenmechanisches Ersatzsystem ein asymmetrisch schräg belastetes Streifenfundament angenommen werden (Abb. 8). Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass die Theorie der Fundamenttragfähigkeit nicht problemlos auf die mikroskopischen Vorgänge in der Verschleißfläche übertragen werden kann.

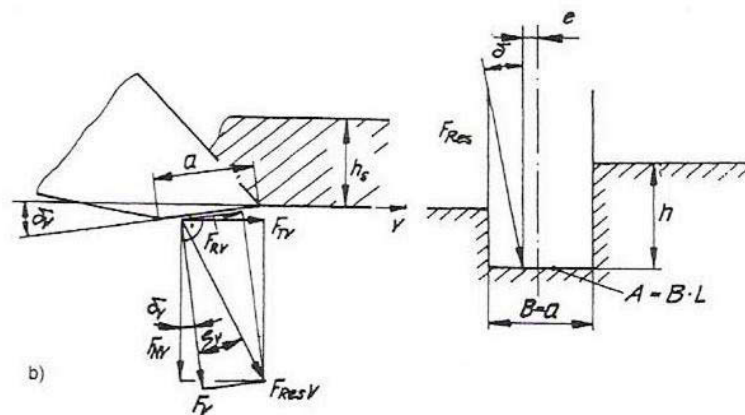


Abb. 8: Modellierung der Erdstoffbeanspruchung (Verschleißflächenwirkung)

Die notwendige Verdrängungskraft F_{ResV} ist proportional der Kontaktlänge a des Werkzeuges mit dem Erdstoff:

$$F_{\text{ResV}} = k_{\text{LV}} a \quad (\text{G 2.2})$$

Der Proportionalitätsfaktor k_{LV} wird als spezifische Verschleißflächenkraft bezeichnet. Sie ist abhängig von den Erdstoffeigenschaften, dem Neigungswinkel der Verschleißfläche zur Bewegungsbahn und dem Lastneigungswinkel.

Die Betrachtung der Kraftkomponenten der beiden Prozesse (Abb. 6) zeigt, dass die in Bewegungsrichtung liegenden, tangentialen Komponenten F_T gleichgerichtet sind, während die Normalkomponenten F_N gegeneinander wirken.

Die resultierende Summe der Kraftkomponenten am Werkzeug ergibt sich entweder als Summe oder als Differenz der Kraftkomponenten beider ursächlichen Prozesse.

$$F_T = F_{TS} + F_{TV} \quad (G 2.3)$$

$$F_N = F_{NS} - F_{NV} \quad (G 2.4)$$

Bei experimentellen Untersuchungen sind die Kräfte aus den beiden Prozessen nicht direkt entkoppelt messbar und daher die in den Gleichungen (G 2.1) und (G 2.2) definierten Proportionalitätsfaktoren als spezifische Größen nicht quantifizierbar.

Weiters gehören zum Schnittprozess noch Prozessbestandteile, wie Gutbeschleunigung, Widerstand gegen die Gutbewegung und Hubarbeit, deren Größen nicht exakt bestimmt werden können.

2.4 Spezifische Kenngrößen

Um für ein Gewinnungsverfahren charakteristische Kenngrößen unabhängig von der Größe der Maschine sowie der Arbeitsparameter zu erhalten, werden Arbeitskräfte oder Antriebsleistungen auf den maßgebenden Arbeitsparameter bezogen, wenn Proportionalität besteht.

Das ökonomische Maß des gesamten Gewinnungsprozesses ist die spezifische Energie.

Für spezifische Kräfte allgemein gilt:

$$k_B = \frac{F_i}{B} \quad (G 2.5)$$

Die spezifische Kraft k_B entspricht der Kraftkomponente F_i durch eine gewählte Bezugsgröße B .

Für spezifische Gewinnungskräfte gilt:

$$k_B = \frac{F_T}{B} \quad (\text{G 2.6})$$

Der Parameter F_T in (G 2.6) bezeichnet die Kraftkomponente am Werkzeug in Bewegungsrichtung (Tangentialkomponente). Für den Faktor B kann z.B. die theoretische Spanfläche A_{Sp} oder die Kontaktfläche L eingesetzt werden.

Wird in der obigen Gleichung die Komponente F_T durch die benötigte Arbeitskraft für einen Erdstoff bei einem Gewinnungsvorgang (F_A) ersetzt, so erhält man den spezifischen Widerstand des Erdstoffes:

$$k'_B = \frac{F_A}{B} \quad (\text{G 2.7})$$

Zum Lösen eines Spanes muss $k_B > k'_B$ sein.

Rotierende Gewinnungswerkzeuge erzeugen instationäre Schnittprozesse, da sich die Spanabmessungen längs des Schnittweges ändern. Die Integration der in Bewegungsrichtung liegenden Kraftkomponente über den Schnittweg führt zu Schnittarbeit:

Für die spezifische Gewinnungsarbeit gilt:

$$w = \frac{\int F_T ds}{V_{Sp}} \quad (\text{G 2.8})$$

V_{Sp} bezeichnet das gelöste theoretische Spanvolumen bei einem Eingriff.

Für die spezifische Energie gilt:

$$e_A = \frac{P_A}{Q} \quad (\text{G 2.9})$$

Die spezifische Energie am Antrieb e_A entspricht der Antriebsleistung P_A am Werkzeug durch den Durchsatz Q (auf Zeiteinheit bezogenes Volumen).

Die Ergebnisse einer großen Menge von speziellen Untersuchungen für eine Vielzahl von Verfahren, Werkzeugen und Erdstoffen führen im Wesentlichen zu drei grundsätzlichen Zuordnungszielen:

- der Zusammenhang zwischen dem Erdstoff und seinen Eigenschaften mit dafür definierten Erdstoffklassen und den spezifischen Kräften der Gewinnung
- die typischen Werte der spezifische Energie für die verschiedensten Gewinnungsverfahren
- der Einfluss der Werkzeuggestaltung auf die spezifischen Kräfte bzw. Energien

Der spezifische Schneidwiderstand k_S und der spezifische Grabwiderstand k_A für verschiedene Maschinentypen und Erdstoffarten können aus Abb. 9 entnommen werden.

2.5 Berechnungsansätze für die Bestimmung der Grabkräfte

Im Grabvorgang werden das Lösen des Erdstoffes und das Füllen eines Grabgefäßes überlagert. Als bestimmende Einflussgrößen sind bekannt:

- Erdstoffparameter (Druckfestigkeit u.a.)
- Konstruktion des Grabgefäßes
- Betriebsparameter des Grabvorganges
- Systemparameter der Gewinnungsmaschine

Graben besteht aus mehreren, zeitlich parallel oder hintereinander ablaufenden Teilvorgängen. Neben den primär bezweckten Vorgängen des Lösens und Füllens entstehen begleitend energetische Nebeneffekte infolge Reibens, Umwälzens, Verschiebens und Hebens von Erdstoff.

Die wirkenden Teilkräfte während des Grabens sind somit

- Schnittkräfte bei der Spannbildung
- Reibungskräfte zwischen dem Grabgefäß und dem Erdstoff an Schneide und Gefäßwand
- Innere Reibungskräfte des Erdstoffes beim Umwälzen und Verschieben
- Gewichtskräfte des Grabgefäßes, der Füllung und des Erdstoffprismas
- Beschleunigungskräfte

Diese einzelnen Anteile bestimmen den Betrag und die Wirkungslinie der aufzubringenden Grabkraft am Werkzeug. Da sich die zeitlichen Einwirkungen der einzelnen Kraftanteile weder analytisch noch messtechnisch erfassen lassen, wird auf eine Modellvereinfachung übergegangen. Abb. 11 zeigt den Grabvorgang als Momentanzustand kurz vor Beendigung des Füllens.

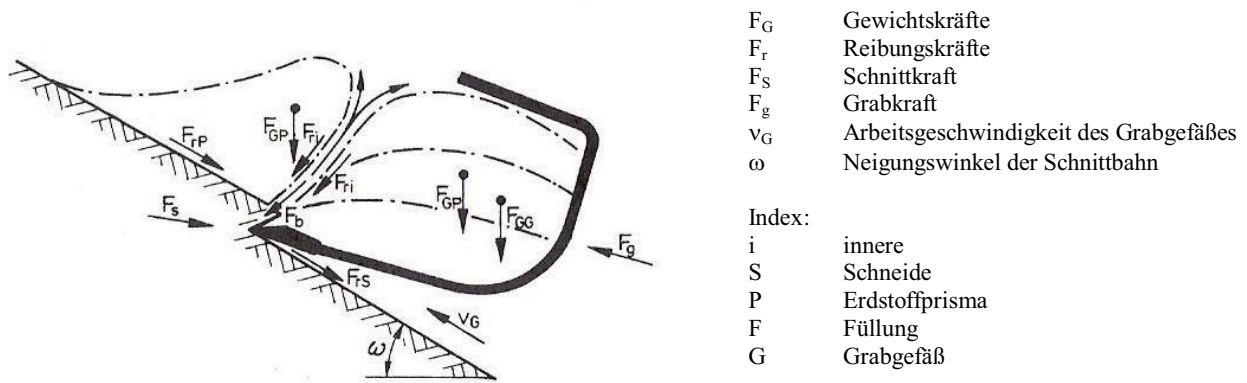


Abb. 11: Ebenes Modell für den Grabvorgang

Für die Grabkraft F_g gilt vereinfacht die Gleichung:

$$F_g = F_S + F_{rS} + F_{fü} \quad (\text{G 2.10})$$

Die Füllkraft $F_{fü}$ fasst alle Reibungs-, Verschiebe-, Hub- und Beschleunigungskräfte des gelösten Erdstoffes zusammen. Das sind die Kraftkomponenten die der Bewegungsrichtung entgegen wirken und als Widerstände bezeichnet werden. Die relativen Anteile der Grabkraft hängen von sehr vielen Faktoren ab. Eine große Rolle spielt die Erdstofffestigkeit.

Abb. 12 gibt für einen bestimmten Grabvorgang die Abhängigkeit der Grabkraftaufteilung vom Neigungswinkel ω der Schnittbahn zur Waagerechten an. Es ist zu erkennen, dass die relativen Anteile von Schnittkraft F_S und Reibungskraft F_{rS} an der Schneide wegen der starken Verringerung der Füllkraft $F_{fü}$ mit wachsendem ω zunehmen.

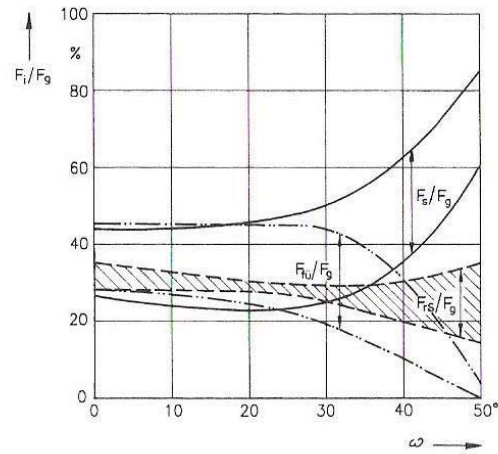


Abb. 12: Relative Grabkraftanteile in Abhängigkeit vom Neigungswinkel ω

Ausführliche rechnerische Ansätze für die analytische Bestimmung der Grab- bzw. Schnittkräfte können aus [1] entnommen werden.

3 Grundlagen der Gewinnung mit Schaufelradbaggern

Das Arbeitsorgan eines Schaufelradbaggers verfügt über eine bestimmte Anzahl von Grabgefäßen, wobei jedes einzelne Gefäß spezielle Schneidkonturen besitzt. Während des Arbeitsvorganges werden die Grabgefäße kontinuierlich aufgefüllt. Das Lösen des Fördergutes aus dem Festgesteinverbund wird über Schneiden bewerkstelligt, die direkt an den Grabgefäßen angebracht sind.

Der grundsätzliche Aufbau eines Schaufelradbaggers kann aus Abb. 13 entnommen werden.

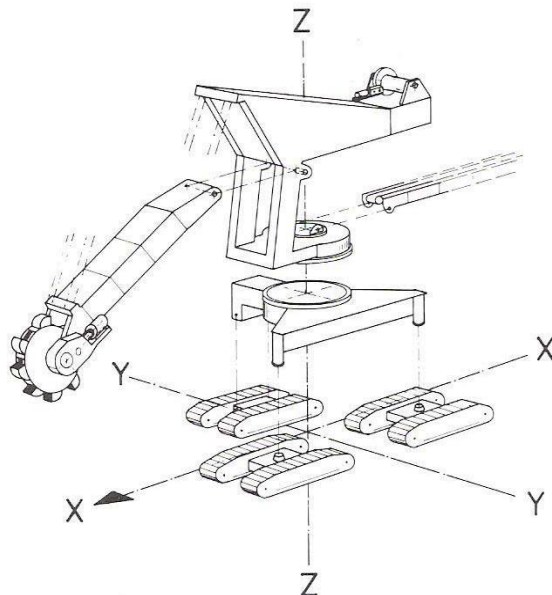


Abb. 13: Hauptkomponenten eines Schaufelradbaggers

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt bei den Ausführungsformen der Schaufelräder und den damit verbundenen Einrichtungen. Deshalb wird auf die Betrachtung anderer Hauptkomponenten verzichtet.

3.1 Schaufelradbagger mit Vorschub

Bei den Schaufelradbaggern mit Vorschub kann bei feststehendem Gerät der Abstand des Schaufelrades von der Schwenkachse des drehbaren Oberbaues in einem gewissen Bereich verändert werden. Um eine Längenänderung des Schaufelradauslegers zu erreichen, ist dieser entweder verschiebbar oder teleskopierbar im Gerüst angeordnet.

Abb. 14 zeigt einen Schaufelradbagger mit verschiebbarem Ausleger.

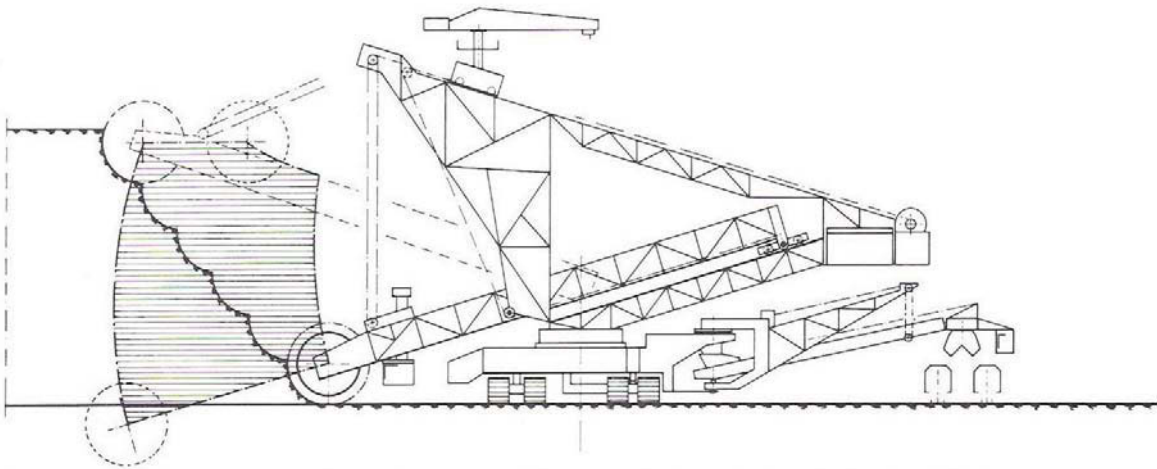
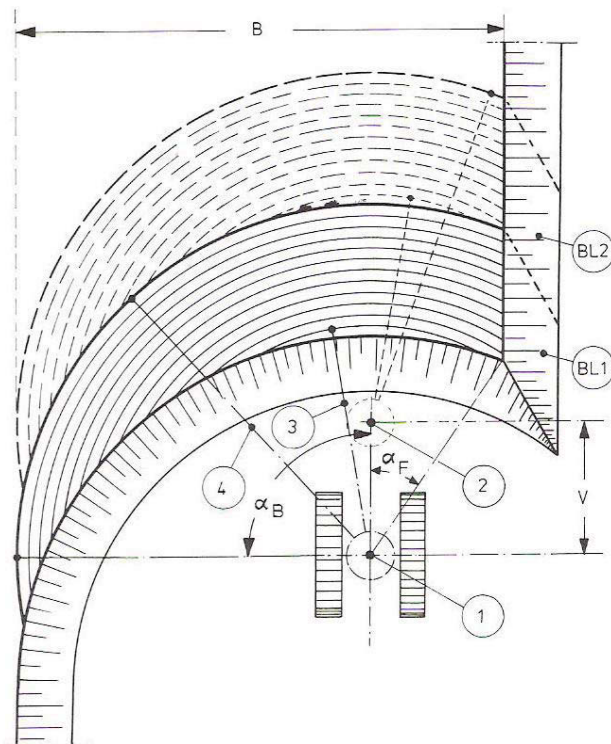


Abb. 14: Schaufelradbagger mit verschiebbarem Ausleger

Die Tiefstellung des Schaufelrades muss auch in der eingezogenen Stellung des Schaufelradträgers erreicht werden. Dies erfordert einen verhältnismäßig langen Schaufelradträger. Um die Lage des Schwerpunktes der Eigenmassen bei verschiedenen Ausladungen relativ konstant zu halten, ist ein verfahrbarer Ballast erforderlich.

Auch beim teleskopierbaren Schaufelradträger muss die Tiefstellung des Schaufelrades bei kürzester Schaufelradträgerstellung erreicht werden können. (Abb. 15) Dies führt wiederum zu einem verhältnismäßig langen Schaufelradträger bei eingefahrenem Teleskop mit entsprechender Auswirkung auf die Gesamtmasse.

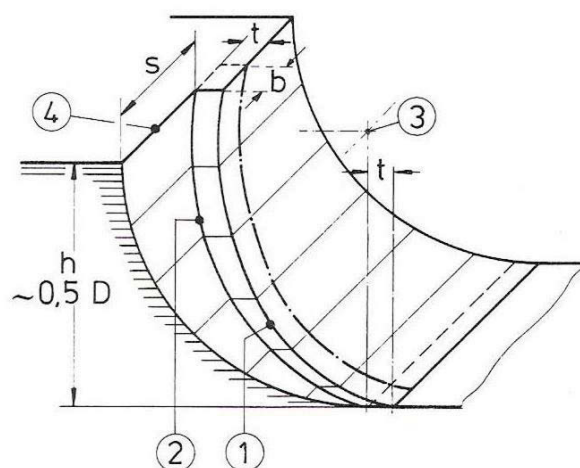


- (1) Stellung des Gerätes für das Abtragen des Blockes BL1
- (2) Stellung des Gerätes für das Abtragen des Blockes BL2
- (3) Beginn des Abbaus, Schaufelrad eingezogen
- (4) Endes des Abbaus, Schaufelrad ausgefahren

B Blockbreite
V Vorschub des Schaufelrades

Abb. 16: Schnitte des Schaufelradbaggers mit Vorschub

Die Querschnittsfläche folgt aus dem Maß t und der Schnitthöhe h des Schaufelrades. Sie ist beim Schaufelradbagger mit Vorschub über den gesamten Schwenkbereich konstant. Die Schnittfigur, Vorschubstrecke und Zustellung einer Schaufel sind in Abb. 17 dargestellt.



t Schnitttiefe
 h Schnitthöhe
 s Seitliche Bewegung
 D Schaufelraddurchmesser
 b Schnittbreite

- (1) Alte Schnittlinie
- (2) Neue Schnittlinie
- (3) Mittelpunkt des Schaufelrades

Abb. 17: Schnittfigur einer Schaufel

3.1.2 Fördermenge je Zeiteinheit

Die Fördermenge je Zeiteinheit folgt aus dem Querschnitt des Sichelschnittes und der Geschwindigkeit, mit der das Rad gegen die abzubauenende Böschung bewegt wird.

Für den Querschnitt A der Schnittsichel gilt:

$$A = h \cdot t \quad (\text{G 3.1})$$

Daraus folgt die Fördermenge Q_1 je Zeiteinheit:

$$Q_1 = A \cdot v_{SCH} \quad (\text{G 3.2})$$

Schnitthöhe und Schnitttiefe sind im Allgemeinen konstruktiv festgelegt. Daher übt die Schwenkgeschwindigkeit v_{SCH} den größten Einfluss auf die Fördermenge aus.

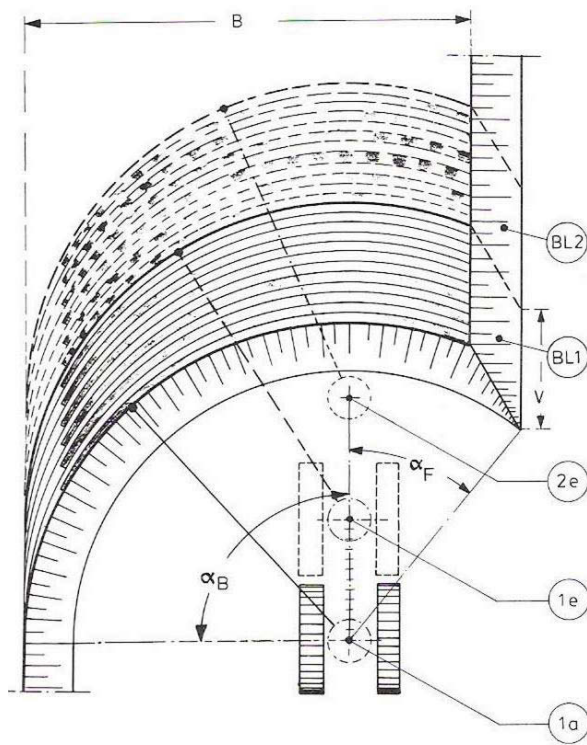
Eine gleich bleibende Fördermenge wird erreicht, wenn der gesamte Schwenkbereich mit konstanter Schwenkgeschwindigkeit durchfahren wird. Das bedeutet, dass die Winkelgeschwindigkeit der Oberbauschwenkung entsprechend den verschiedenen Schwenkradien des Schaufelrades verändert werden muss.

3.2 Vorschublose Schaufelradbagger

Beim vorschublosen Schaufelradbagger kann der Abstand des Schaufelrades zur Drehachse des Oberbaues nicht verändert werden. Die horizontale Zustellbewegung des Schaufelrades kann nur über die Fahrwerke vollzogen werden.

3.2.1 Arbeitsweise

Zum Lösen des Fördergutes aus seinem Verband in der Böschung wird das drehende Schaufelrad in den einzelnen Höhenlagen um einen bestimmten Schwenkwinkel geschwenkt. Der Abbau des Fördergutes erfolgt immer von der höchsten Lage nach unten. Durch unterschiedliche Auslenkwinkel wird eine Seitenböschung mit einem bestimmten Neigungswinkel φ geschnitten. (Abb. 18)



(1a) Stellung des Gerätes bei Beginn des Terrassenschnittes in Block BL1

(1e) Stellung des Gerätes nach Beendigung des Terrassenschnittes in Block BL1

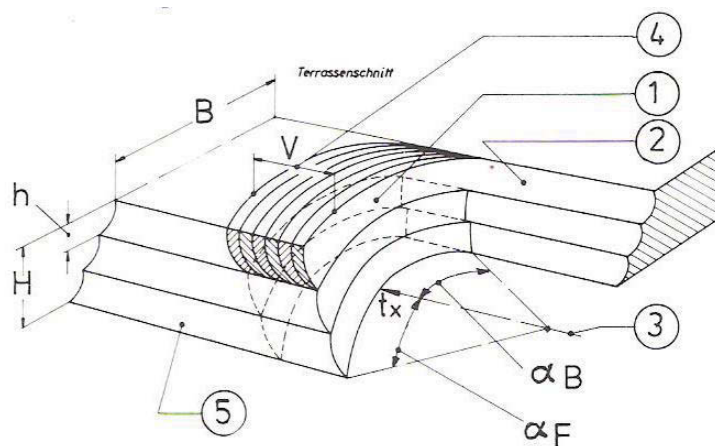
(2e) Stellung des Gerätes nach Beendigung des Terrassenschnittes in Block BL2

B Blockbreite

Abb. 18: Schnitte des Schaufelrades ohne Vorschub

3.2.1.1 Terrassenschnitt

Wird das Schaufelrad nach einem Schwenkvorgang zwischen den beiden Grenzwinkeln mehrere Male hintereinander nur in waagerechter Richtung verschoben und dabei die Höhenlage nicht verändert, so spricht man vom Terrassenschnitt. (Abb. 19)



- (1) Frontböschung
- (2) Seitenböschung, neu
- (3) Fahrachse +x
- (4) Terrassenvorschnitt V
- (5) Seitenböschung, alt

Abb. 19: Terrassenschnitt – Abnahme der Schnitttiefe bei zunehmendem Schwenkwinkel

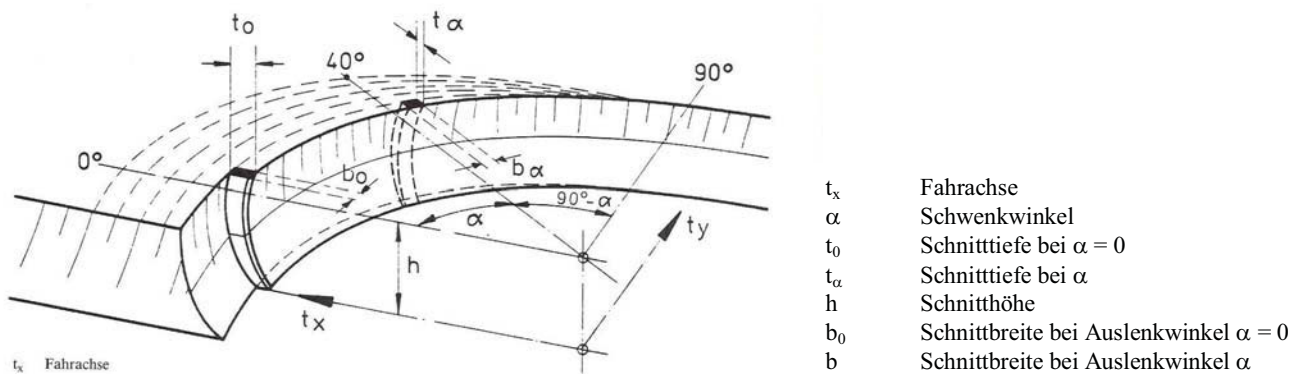


Abb. 20: Bezeichnungszuordnung für den Terrassenschnitt

Die Schnitthöhe h ist so groß wie möglich zu wählen und zwar im Verhältnis zum Schaufelraddurchmesser D :

$$0,33 D \leq h \leq 0,67 D$$

Die Schnitttiefe der einzelnen Schnitte des Schaufelrades innerhalb einer Terrasse darf nicht größer sein, als die größte Schnitttiefe der Schaufeln (t_s).

Beim Terrassenschnitt ist die Schnittfläche eine Sichel, die von den Außenkonturen des alten und neuen Schnittes begrenzt ist. Es sind dies zwei Kreise, die in waagrechter Richtung um das Maß t_α beim Ausschwenkwinkel des Schaufelrades aus der Fahrtrichtung gegeneinander versetzt sind. Die beiden Begrenzungskreise des Sichelschnittes nähern sich beim Ausschwenken des Schaufelrades aus der Fahrtrichtung immer näher an. Beim Ausschwenkwinkel $\alpha = 90^\circ$ fallen diese näherungsweise zusammen. (Abb. 19)

Die Schnittstärke t_α über den Auslenkwinkel α kann durch folgende Beziehung beschrieben werden:

$$t_\alpha = t_0 \cdot \cos \alpha \quad (\text{G 3.3})$$

Die größte Schnittstärke bei einem Auslenkwinkel von $\alpha = 0^\circ$ wird mit t_0 bezeichnet.

3.2.1.2 Fallschnitt

Bei dieser Arbeitsweise wird das Schaufelrad nach dem Durchfahren eines Schnittes zwischen den Winkel α_B und α_F um das Maß der gewünschten Schnitttiefe abgesenkt und soweit zurückgefahren, dass eine neue Frontböschung mit dem gewünschten Neigungswinkel entsteht. Die Abnahme im Fallschnitt kann in Abb. 21 betrachtet werden.

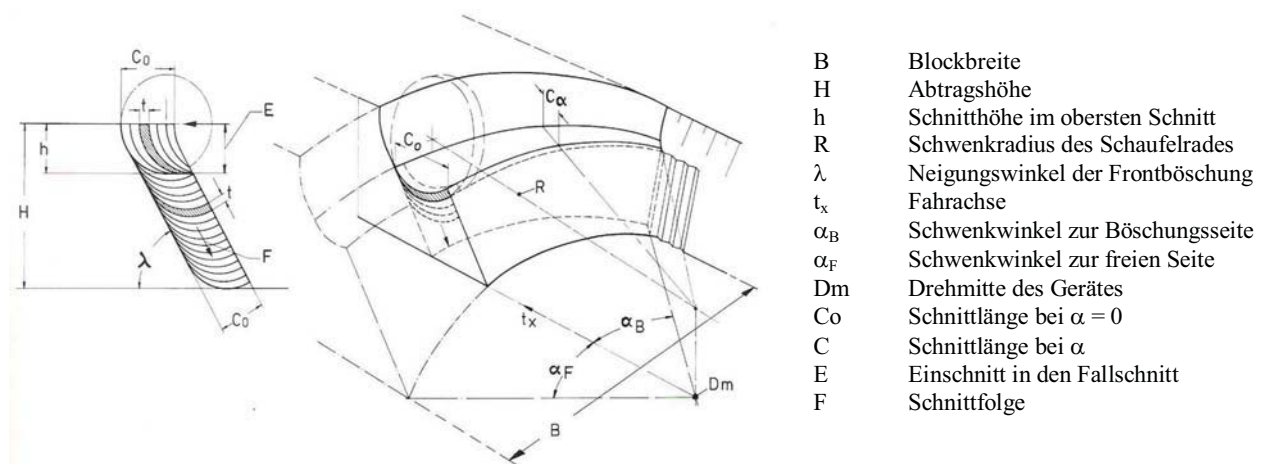


Abb. 21: Fallschnitt - Abnahme der Schnittlänge bei zunehmendem Schwenkwinkel

Das Schaufelrad muss von der höchsten Stellung durch mehrere Schnitte die erste volle Schnittsichel entwickeln. Da in den ersten Schnitten die Schnittsichel einen geringeren Querschnitt aufweist, wird die volle Fördermenge nicht erreicht.

Beim Fallschnitt läuft die Schnittsichel nach oben hin aus, weshalb er sich besonders gut für die Aufnahme von geschichtetem Baggergut eignet.

3.2.1.3 Tiefschnitt

Der Tiefschnitt eines Schaufelradbaggers ist der Bereich unter der Ebene des Fahrplanums. Der Grabvorgang des Tiefschnittes kann mit derselben Drehrichtung des Schaufelrades durchgeführt werden wie im Hochschnitt, oder mit Entgegengesetzter Drehrichtung. Abb. 22 zeigt einen Schaufelradbagger im Tiefschnitt.

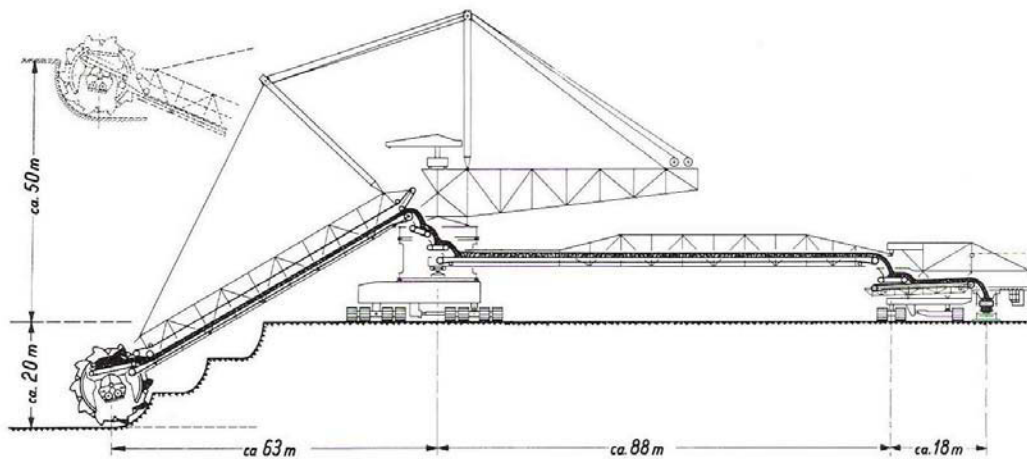


Abb. 22: Schaufelradbagger im Tiefschnitt mit gedrehten Schaufeln

Wird der Tiefschnitt mit derselben Drehrichtung des Schaufelrades wie im Hochschnitt durchgeführt, so wird die Schnittsichel gegenläufig durchlaufen. Die Schaufelfüllung muss im tiefsten Punkt des Schaufelradumfangs abgeschlossen sein. Zum Anheben des Fördergutes empfiehlt es sich, das Material festzuhalten.

Erfolgt im Tiefschnitt eine Drehrichtungsumkehr, so müssen die Antriebsmotoren für das Schaufelrad reversierbar ausgeführt werden. Weiters ist es notwendig die Aufnahmebehälter um 180° zu drehen.

3.2.2 Fördermenge je Zeiteinheit

Die Fördermenge je Zeiteinheit Q_1 folgt aus dem Querschnitt der Schnittsichel A_α und aus der Geschwindigkeit $v_{schw,\alpha}$, mit der das Schaufelrad gegen das abzubauen Material bewegt wird.

$$Q_1 = A_\alpha \cdot v_{schw,\alpha} \quad (G 3.4)$$

Die Querschnitte A_α der Schnittsicheln verändern sich sowohl beim Terrassenschnitt als auch beim Fallschnitt mit dem Schwenkwinkel des Schaufelrades.

Zur Berechnung der Fördermenge werden in (G 3.4) folgende Werte eingesetzt:

Terrassenschnitt:

$$A_{\alpha} = h \cdot t_{\alpha}$$

$$t_{\alpha} = t_0 \cdot \cos \alpha \quad (\text{G 3.5})$$

$$h = \text{const}$$

Die Angabe der verwendeten Bezeichnungen für den Terrassenschnitt sind in Abb. 20 dargestellt.

Fallschnitt:

$$A_{\alpha} = c_{\alpha} \cdot t$$

$$c_{\alpha} = c_0 \cdot \cos \alpha \quad (\text{G 3.6})$$

$$t = \text{const}$$

Aus Abb. 21 ist die Zuordnung der Bezeichnungen für den Fallschnitt ersichtlich.

In beiden Fällen nimmt die Förderleistung je Zeiteinheit mit dem Kosinus des Ausschwenkwinkels α ab. Das bedeutet eine ungleichmäßige Fördermenge über den Schwenkbereich des Schaufelrades.

Dieser Ungleichmäßigkeit kann durch eine Steigerung der Schwenkgeschwindigkeit mit zunehmendem Schwenkwinkel entgegengewirkt werden:

$$v_{schw,\alpha} = v_{schw,0} \cdot \cos^{-1} \alpha \quad (\text{G 3.7})$$

Die Geschwindigkeitssteigerung ist jedoch nur in einem Bereich des Schwenkwinkels von $\pm 70^\circ$ möglich. Darüber hinaus müsste der Geschwindigkeitsanstieg zu rasch erfolgen und kann deshalb nicht verwirklicht werden.

Die Regelung der Schwenkgeschwindigkeit nach dem $\cos^{-1} \alpha$ - Gesetz erfolgt teilweise automatisch und es wird dadurch auch die Schwenkumkehr in den verschiedenen Höhenlagen des Schaufelrades selbstständig eingeleitet.

Die erzielbare Fördermenge hängt aber auch sehr stark von der erreichbaren Schnitthöhe und damit vom Durchmesser des Schaufelrades ab.

4 Gestaltung und Antriebskonzepte von Schaufelrädern

Das Schaufelrad als Graborgan ist die wesentlichste Komponente des Schaufelradbaggers. Der Ausbildung des Schaufelrades ist daher bei der Planung für den Einsatz eines Schaufelradbaggers in einem Tagebau besondere Sorgfalt zu widmen.

Man unterscheidet grundsätzlich drei verschiedene Arten des Schaufelrades:

- Zellenrad
- Halbzellenrad
- Zellenloses Rad

Diese unterscheiden sich nur in der Art der Ableitung des von den Schaufeln gelösten Fördergutes auf das weiterfördernde Band im Schaufelradträger.

4.1 Das Zellenrad

Beim Zellenrad befinden sich im Körper des Schaufelrades zusätzliche Kammern, die zur Fördergutaufnahme dienen. Das gelöste Material wird durch diese Zellen zur Außenseite des Schaufelrades befördert und im Bereich der Ausschüttöffnung über eine Schurre auf das Band im Schaufelradträger übergeben. (Abb. 23)

Eine feststehende Schurre, die am Schaufelradträger befestigt ist, verhindert die frühzeitige Entleerung des gelösten Fördergutes. Durch das Vorbeigleiten des Erdstoffes an der Schurre, ist diese einem sehr starken Verschleiß unterzogen.

Für das Abgleiten des Fördergutes ist eine möglichst große Neigung der Zelle notwendig, weshalb die Zelle im Schaufelradkörper möglichst nahe an den Drehmittelpunkt des Schaufelrades herangezogen werden muss. Für die Ermittlung der theoretischen Fördermenge je Zeiteinheit wird der 1,5 fache Schaufelinhalt zugrunde gelegt.

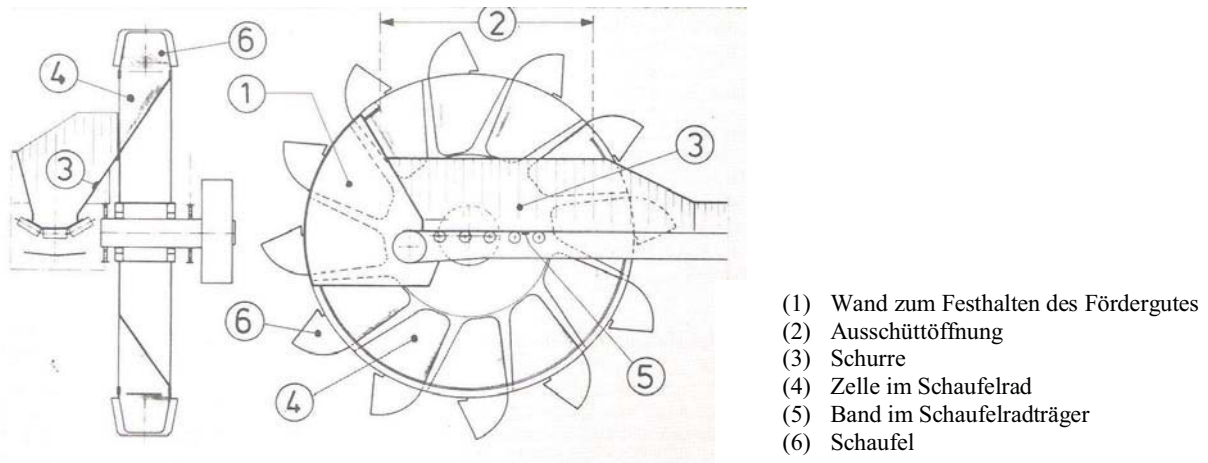
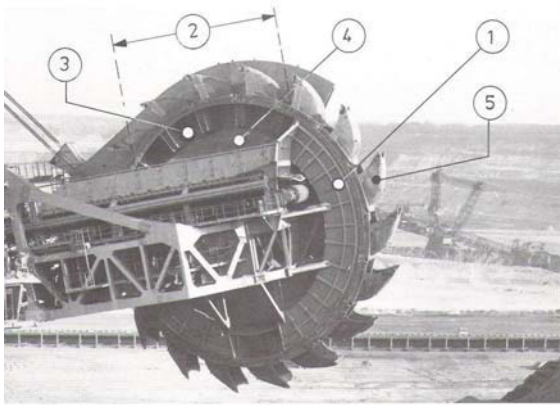


Abb. 23: Schaufelrad mit Zellen

4.2 Das Halbzellenrad

Beim Halbzellenrad liegt unter der Schaufel im Schaufelradkörper ein Hohlraum, der von einer Ringschurre in radialer Richtung begrenzt wird. Diese Ringschurre wird soweit an der Innenseite des Halbzellenrades geführt, bis das Fördergut im Bereich der Austrittsöffnung das Schaufelrad verlassen kann. Durch eine seitlich geneigte Austragsschurre gleitet das gelöste Erdreich auf das Förderband zur Abförderung. Die Neigung der Austragsschurre und die Größe der Halbzelle ergeben den erforderlichen Schaufelraddurchmesser.

Die verschleißbehafteten Flächen der Halbzellen sind Ebenen und können somit kostengünstig ausgewechselt werden. Für die Ermittlung der theoretischen Fördermenge wird wie beim Zellenrad der 1,5 fache Schaufelinhalt zugrunde gelegt. Abb. 24 zeigt den Aufbau eines Halbzellenrades.



- (1) Ringschurre
- (2) Ausschüttöffnung
- (3) Halbzelle
- (4) Schurre
- (5) Schaufel

Abb. 24: Halbzellenrad

4.3 Das zellenlose Rad

Unter der Schaufel liegt beim zellenlosen Rad ein Hohlkörper, dessen Größe allein von der Konstruktion der Schaufel abhängig ist. In radialer Richtung wird das Fördergut durch eine Ringschurre abgeschlossen und erst beim Austritt ermöglicht diese das Entleeren des gesamten Fördervolumens. Der Hohlraum unter der Schaufel wird bei der Errechnung der theoretischen Förderleistung ebenfalls berücksichtigt.

Da die Höhe des Raumes unter der Schaufel bei einem Zellenlosen Rad geringer ist als beim Halbzellenrad, kann der Schaufelraddurchmesser im Allgemeinen kleiner sein.

Das Austragsband im Schaufelradträger kann bei dieser Ausführungsform oberhalb der Drehachse des Schaufelrades liegen, wobei sich günstigere Schnittverhältnisse ergeben. Die Lage der Ausschüttöffnung sowie die Konstruktion der Schaufeln kann aus Abb. 25 entnommen werden.

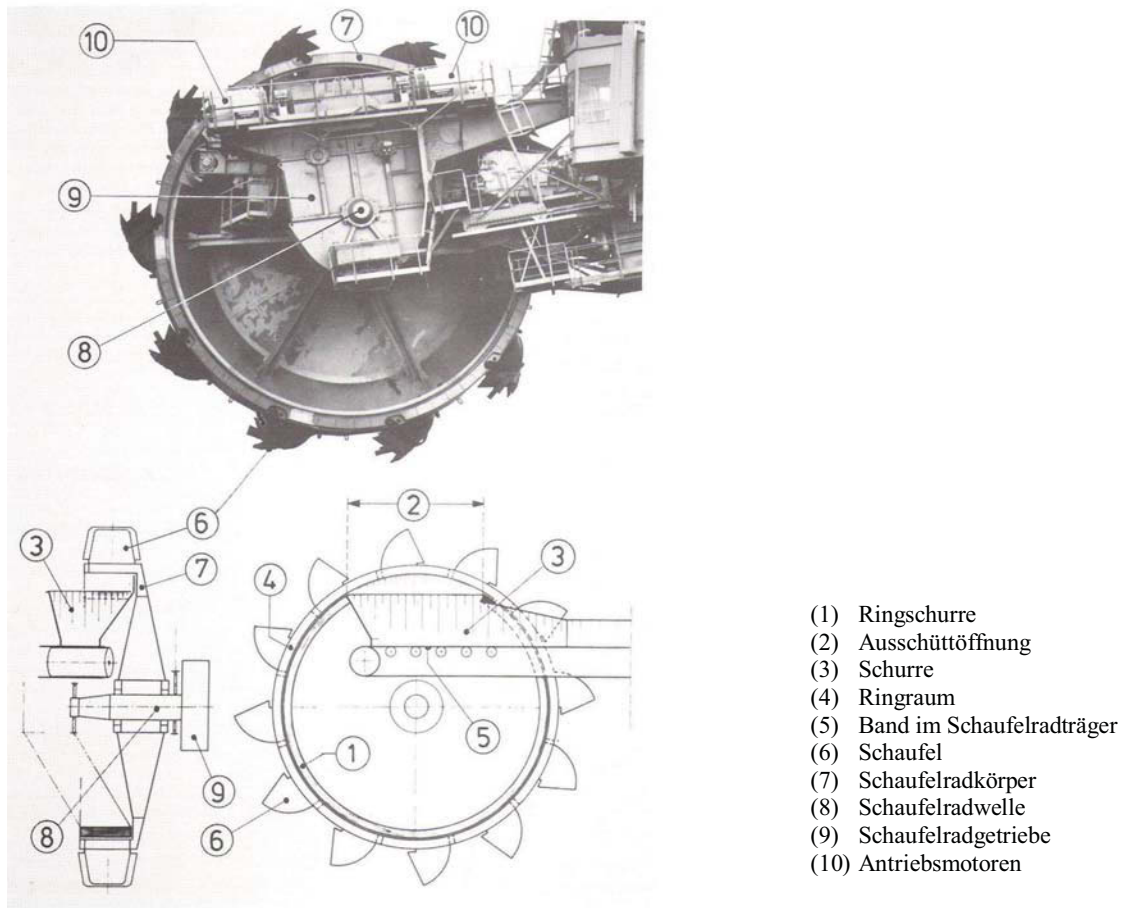


Abb. 25: Zellenloses Schaufelrad

4.4 Aufbau des Schaufelrades mit Antrieb

Das Schaufelrad mit Antrieb umfasst alle Teile, die für die Drehbewegung des Rades, das Lösen und Transportieren des Fördergutes und den Anbau der Teile im Raum notwendig sind. (siehe Abb. 25)

4.4.1 Die Schaufel

4.4.1.1 Form der Schaufel

Die Schaufel wird meistens als gepresster oder geschweißter Stahlkörper ausgeführt. Die Formen der Schaufelkörper sind in Abb. 26 und Abb.27 dargestellt und können entweder rechteckförmig, trapezförmig oder kreisförmig sein.

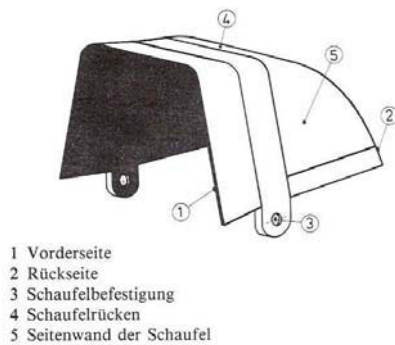


Abb. 26: Trapezförmige Schaufel



Abb. 27: Kreisförmige Schaufel

Die Schneidkanten oder Schneidmesser der Schaufeln sind mit verschleißfestem Material gepanzert. Schaufeln und Seitenwände müssen so geformt sein, dass ein gutes Befüllen und Entleeren der Schaufeln gegeben ist und die Seitenwände nicht die Böschung berühren.

4.4.1.2 Schneidmesser, Zähne

Durch die Arbeitsweise des Schaufelrades gräbt eine Schaufel nur mit ihrer Seitenkante und einem Teil der Außenkante. Der Übergangsbereich zwischen Seiten- und Außenkante ist jener Bereich, der während des Grabens den größten Beanspruchungen ausgesetzt, und daher dem größten Verschleiß unterworfen ist. Daher werden die Ecken von rechteckigen oder trapezförmigen Schaufeln meist stark nach vorne gezogen.

An der Grabkante werden Zähne eingesetzt, damit die Schneidkante entlastet wird und vor Verschleiß geschützt ist. In den Seitenwänden von rechteckigen oder trapezförmigen Schaufeln werden die Zähne vorwiegend in Längsrichtung beansprucht, während die Zähne in der Vorderkante der Schaufel auch starken seitlichen Beanspruchungen unterworfen sind. Diese werden umso größer, je höher die Schwenkgeschwindigkeit des Rades in Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit wird. Besonders hoch sind die Beanspruchungen der Eckzähne, bzw. der vorgezogenen Eckmesser.

Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten zur Verbindung der Zähne mit der Schaufel:

- Schraubverbindung
- Keilverbindung

Da die Schraubverbindung schwer lösbar ist und deshalb lange Zeit für den Zahnwechsel benötigt wird, wird die Keilverbindung vorgezogen. Aus Abb. 28 ist ersichtlich, dass die einzelnen Schneidmesser mit Hilfe von Keilen in den angeschweißten Taschen gesichert werden. Diese Verbindung ist auch unter Verschmutzung einfach lösbar und bewirkt kurze Zahnwechselzeiten.

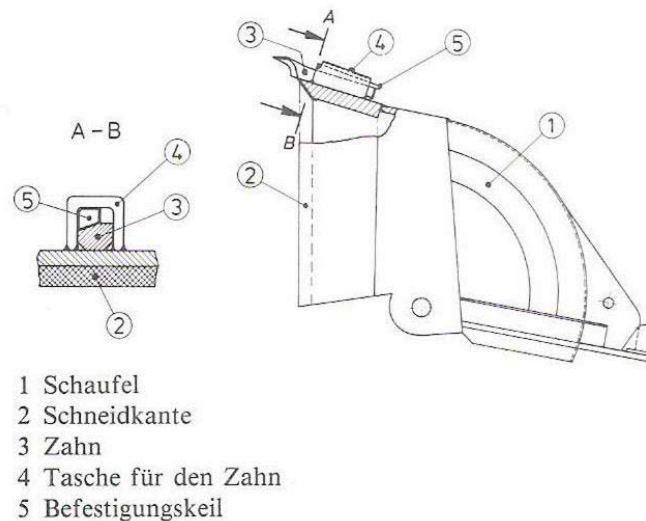


Abb. 28: Aufgesteckter Zahn

Stumpfe Schneidkanten bzw. Schneidzähne während des Betriebes, bedingen eine erhebliche Steigerung der Antriebsleistung und sollten daher möglichst vermieden werden. In den meisten Fällen können stumpfe Schneidorgane durch Aufschweißen wieder verwendet werden.

4.4.1.3 Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper

Die Schaufel wird in der Nähe der Schneidkante durch zwei Bolzen mit dem Schaufelradkörper verbunden. Eine weitere Verbindung erfolgt in der Mitte der Schaufel

über einen Spannkeil. Die vordere und die hintere Befestigung der Schaufel werden in Abb. 29 gezeigt.

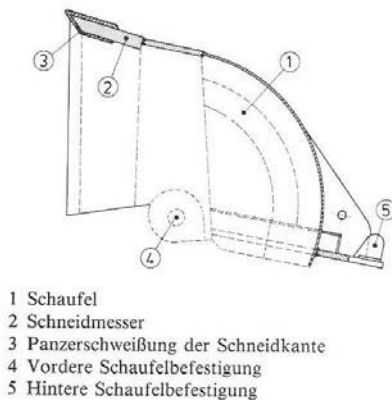


Abb. 29: Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper

Wenn eine Drehrichtungsumkehr für den Tiefschnitt (Kapitel 3.2.1.3) erforderlich ist, so müssen die angebrachten Schaufeln um 180° gewendet werden. Dies ergibt eine Schaufelbefestigung gemäß Abb. 30.

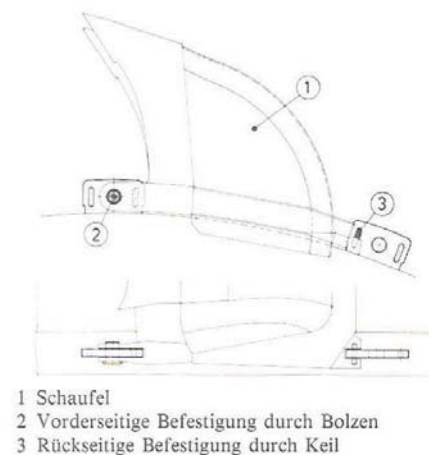


Abb. 30: Schaufelradbefestigung bei drehbaren Schaufeln

Wenn der Grundkörper der Schaufel keinem besonderen Verschleiß ausgesetzt wird, kann die Schaufel direkt auf den Schaufelträger angeschweißt werden. Bei Wartungsarbeiten wird dann lediglich die Schneidkante erneuert.

4.4.1.4 Schaufelinhalt und Befüllvorgang

Der Schaufelinhalt und der Füllgrad sind von der Form des Schaufelrades und dem Winkel der Drehachse zur Schneideebene abhängig. In Abb. 31 ist der Füllgrad des Schaufelvolumens bei einem Schneidebenenwinkel von 20° dargestellt.

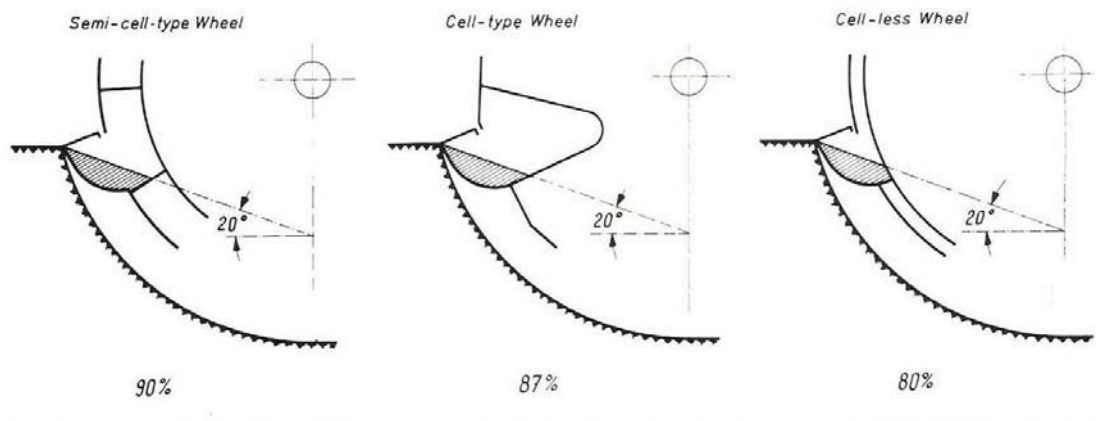


Abb. 31: Füllgrad bei verschiedenen Schaufelradtypen

Wenn das Schaufelrad mindestens mit dem halben Durchmesser im Schnitt steht, kann eine vollständige Füllung der Schaufel erfolgen. Deshalb soll die Wirtschaftlichkeit eines Schaufelradbaggers bei zu geringen Schnitthöhen genauer betrachtet werden.

4.4.1.5 Entleerung der Schaufel

Die vollständige Entleerung des gesamten Schaufelinhaltes muss innerhalb der Ausschüttöffnung erfolgen (Abb. 25). Um eine rasche Entleerung zu erreichen, verringert sich der Schaufelquerschnitt von außen nach innen. Damit wird das Anpacken des Fördergutes an den Seitenwänden verhindert.

Weiters wird das aufgenommene Material durch die Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades nach außen gedrückt. Dabei darf die Zentrifugalkraft einen bestimmten Wert nicht überschreiten.

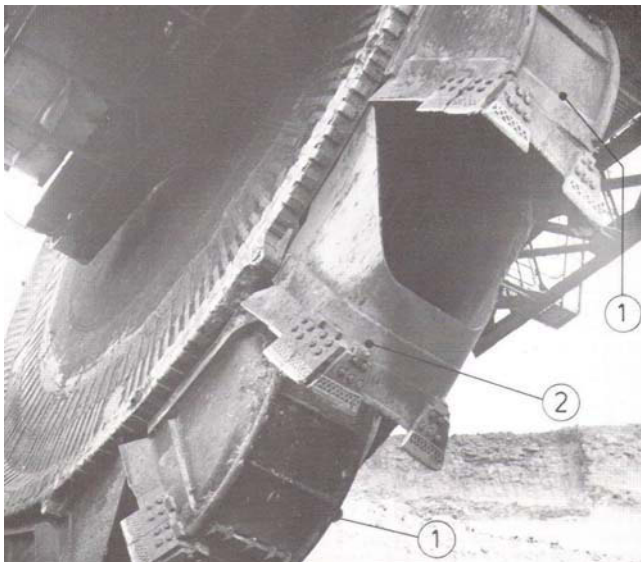
Für die Entleerung der Schaufeln von besonders klebrigem Fördergut ergeben sich folgende Notwendigkeiten:

- Auskleiden der Schaufelinnenseite mit Stoffen geringerer Haftfähigkeit
- Anordnung von Ketten oder Gummimatten an der Schaufelrückseite
- Beheizung der Schaufelinnenflächen

4.4.1.6 Zwischenschneider

Um das Fördergut für den Weitertransport bereits beim Lösen aus der Böschung möglichst kleinstückig zu erhalten, werden zwischen den Schaufeln zusätzliche Schneidorgane (Abb. 32) angebracht. Von diesen Zwischenschneidern kann kein Material aufgenommen werden. Durch die Verwendung von Zwischenschneidern kommt es zu einer wesentlichen Erhöhung der Antriebsleistung, die bereits im Konstruktionsvorfeld berücksichtigt werden muss.

Wird ein Schaufelradbagger sowohl mit, als auch ohne Zwischenschneider verwendet, so ist ebenfalls die Erhaltung der Standsicherheit des Baggers nachzuprüfen.



- (1) Schaufel
- (2) Zwischenschneider

Abb. 32: Schaufelrad mit angebrachten Zwischenschneidern

Da durch das Anbringen von Schneidorganen zwischen den Schaufeln die effektive Fördermenge je Zeiteinheit reduziert wird, kann eine Stückelung des Fördergutes durch eine möglichst große Anzahl von Schaufeln erreicht werden.

4.4.2 Der Schaufelradkörper

Der Schaufelradkörper hat die Aufgabe, die Schaufelradwelle mit den Schaufeln fest zu verbinden. Dabei sollen alle Kräfte und Momente zwischen den beiden Komponenten übertragen werden. Das mit den Schaufeln aufgenommene Fördergut wird durch den Schaufelradkörper auf das Förderband weitergeleitet. Durchgangsöffnungen im Schaufelradkörper sollen ein Anpacken des gelösten Materials verhindern, und die Steifigkeit des Systems nicht beeinträchtigen.

Die Gestaltung des Schaufelradkörpers kann auf verschiedene Arten erfolgen:

- Doppelwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers
- Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen
- Einwandige kegelförmige Ausbildung

Die wesentlichen Konstruktionsparameter dieser Ausführungen werden nachfolgend beschrieben.

4.4.2.1 Doppelwandige Ausführung des Schaufelradkörpers

Für die Ableitung des Fördergutes auf das Förderband im Schaufelradträger muss der Schaufelradkörper auf der Bandseite offen ausgeführt sein. Die kräfteübertragende Konstruktion kann daher nur auf der Gegenseite zum Band angeordnet werden

Abb. 33. Zur Fixierung der Schaufeln befindet sich bandseitig nur ein Ring, der über Querbalken mit der tragenden Konstruktion verbunden ist.

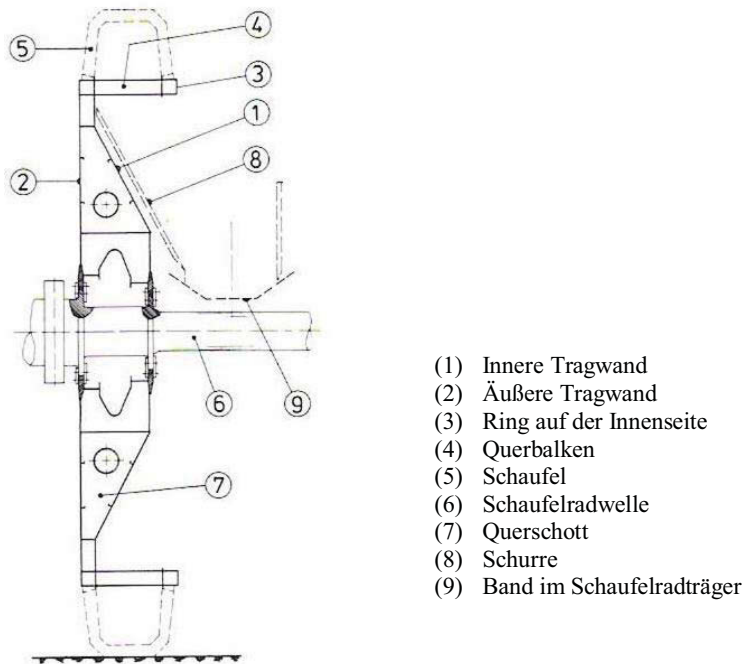


Abb. 33: Doppelwandiger Schaufelradkörper

Der Schaufelradkörper ist doppelwandig ausgeführt, wobei die innere und die äußere Wand durch Schotte miteinander verbunden sind. Um die bandseitige Tragwand gegen den Verschleiß durch das herabrutschende Fördergut möglichst gut zu schützen, wird zusätzlich Verschleißmaterial aufgebracht. Öffnungen sind auf dieser Seite nicht zu berücksichtigen, da der Zugang zum Schaufelradkörper über die Außenwand erfolgt.

Der größte Vorteil dieser Ausführung liegt in der guten Kräfteüberleitung zwischen der Schaufelradwelle und den Schaufeln und der einfachen Einbindung der Querbalken in das Tragsystem.

Nachteilig ist die Möglichkeit der Materialansammlung im Zwischenraum der beiden Tragwände. Eine solche Ansammlung von Fördergut ist nur schwer feststellbar und kann sich wesentlich auf die Standsicherheit des Oberbaues auswirken. Die zusätzlichen Beanspruchungen der rotierenden Tragkonstruktion müssen ebenfalls beachtet werden.

Die doppelwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers kann nur für zellenlose Schaufelräder (Kapitel 4.3) angewendet werden, da sonst die durchgehende Ausbildung der Innenwand nicht möglich ist.

4.4.2.2 Einwandige Ausbildung des Schaufelradkörpers mit Speichen

Im Gegensatz zum doppelwandigen Schaufelradkörper ist bei dieser Ausführung nur eine Tragwand vorhanden. Bei Zellenrädern liegt die durchgehende Wand an der Außenseite des Radkörpers und bei zellenlosen oder Halbzellenrädern an der Innenseite des Radkörpers. Die Steifigkeit dieser Konstruktion wird zusätzlich durch das Anbringen von Speichen erhöht. In Abb. 34 ist der Aufbau eines Speichenrades dargestellt.

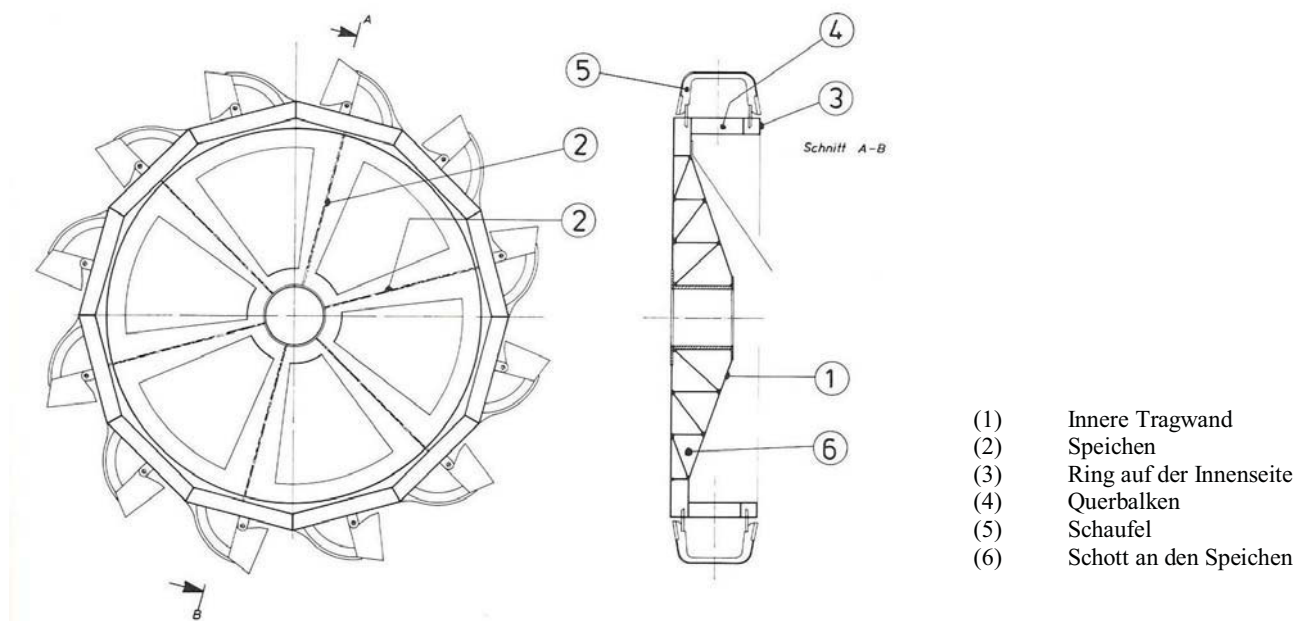


Abb. 34: Aufbau eines Speichenrades

Die Stärke dieser Ausführungsart liegt in der guten Zugänglichkeit der tragenden Teile. Materialansammlungen zwischen den Speichen können leicht festgestellt und beseitigt werden. Jedoch bietet diese Form des Rades mehr Ansatzpunkte für das Festsetzen von Verschmutzungen.

4.4.2.3 Einwandige kegelförmige Ausbildung

Das wichtigste Konstruktionselement dieser Ausführung ist die kegelstumpfförmige Schale der Tragwand. Diese nimmt alle Kräfte zwischen der Schaufelradwelle und den

Schaufeln auf. Zusätzliche Versteifungen zur kegelförmigen Tragwand sind nicht notwendig und es bieten sich deshalb keine Ansatzmöglichkeiten für Verschmutzungen. Das gelöste Material gleitet direkt über die Kegelschale seitlich ab. Ausreichender Verschleißschutz ist daher unbedingt zu beachten.

Mit Hilfe eines drehsteifen Ringes an der Außenseite des Schaufelrades werden die an den Schaufeln auftretenden Kräfte über einen gewissen Bereich verteilt.

Die Besonderheiten dieser Konstruktion des Schaufelrades sind in Abb. 35 dargestellt.

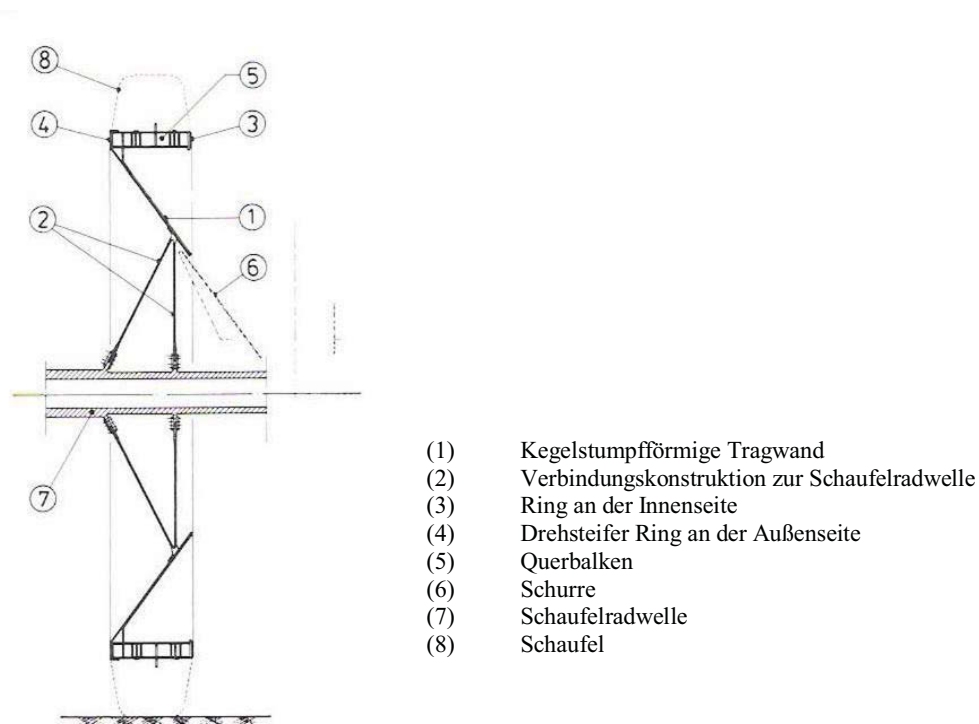


Abb. 35: Einwandiges Konusrad

Der große Vorteil dieser Form des Schaufelrades liegt in der guten Zugänglichkeit aller Teile. Stark unterschiedliche Spannungen in der Kegelschale während einer Radumdrehung erfordern jedoch eine komplizierte Ableitung der auftretenden Kräfte.

Die einwandige kegelförmige Ausbildung des Schaufelradkörpers ist nur für Halbzellen und zellenlose Räder anwendbar.

4.4.2.4 Transport des Schaufelradkörpers

In den meisten Fällen sind die Abmessungen des Schaufelradkörpers sehr groß. Daher muss dieser in kleinere Stücke unterteilt werden, damit ein Transport zum Bestimmungsort erfolgen kann. (Abb. 36)

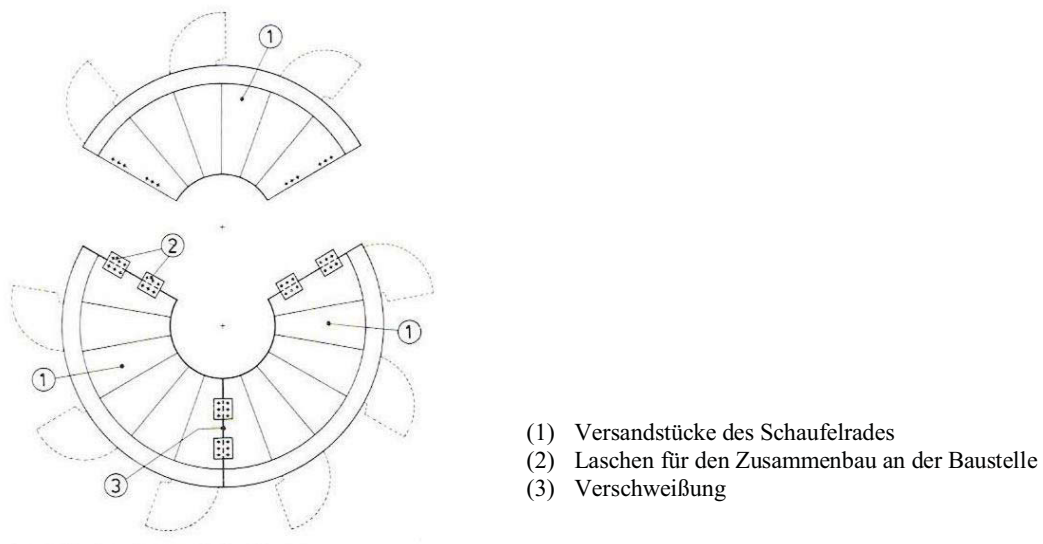


Abb. 36: Teilung des Schaufelradkörpers für den Transport

Beim Zusammenbau der einzelnen Segmente ist darauf zu achten, dass die Ebenheit des Radumfangs und der gewünschte Raddurchmesser eingehalten werden. Die dafür zulässigen Grenzwerte können aus [2] entnommen werden.

Wenn die Toleranzen überschritten werden, kann es im Betrieb zu einem unruhigen Lauf des Schaufelrades kommen und die auftretenden Beanspruchungen können unzulässig hohe Werte annehmen.

4.4.2.5 Verbindung des Schaufelradkörpers mit der Schaufelradwelle

Die Verbindung der Schaufelradwelle mit dem Schaufelradkörper erfolgt im Allgemeinen durch Verschraubung. Eine Verbindung durch Verschweißung bedingt hohe Eigenspannungen und Verformungen und ist daher nicht zulässig.

Damit ein einfaches Zusammenfügen der Teile auf der Baustelle durchführbar ist, wird ein hohes Maß an Fertigungsgenauigkeit vorausgesetzt.

Während des Betriebes treten starke Kräfteschwankungen auf, welche ohne Bewegungen zwischen den beiden Komponenten übertragen werden müssen. Aus diesem Grund eignen sich nur Schrauben mit hoher Festigkeit, die soweit vorgespannt werden können, dass die Kräfte durch Reibungsschluss übertragen werden.

Abb. 37 zeigt eine mögliche Form der Verbindung eines Schaufelrades mit der Schaufelradwelle.

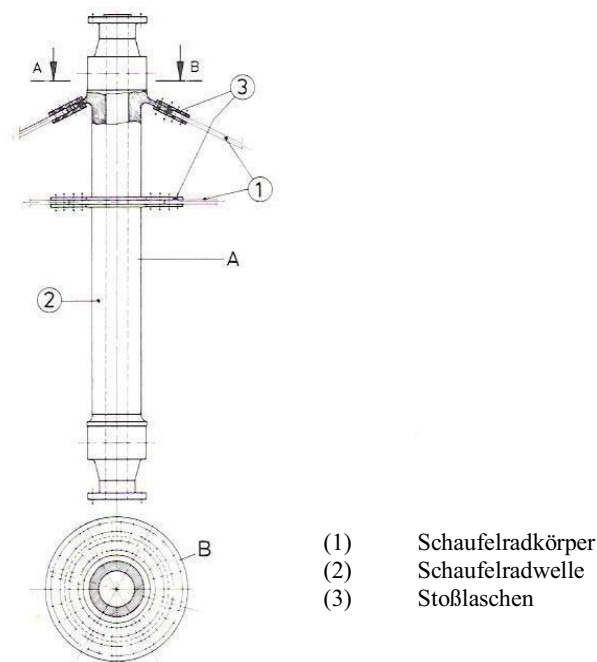


Abb. 37: Schraubverbindung des Schaufelrades mit der Schaufelradwelle

4.4.3 Schaufelradwelle

Die Schaufelradwelle muss über einen langen Zeitraum stark wechselnde Kräfte und Momente zwischen den Lagern sowie zwischen Schaufelrad und Getriebe sicher übertragen.

Als Werkstoff werden Legierungsstähle gewählt, da diese über eine ausreichende Festigkeit und genügend Zähigkeit verfügen. Um bei großen Wellendurchmessern eine entsprechende Wärmebehandlung zu ermöglichen, werden die Wellen hohlgebohrt. Zusätzlich erfolgt dadurch eine Verringerung der Masse.

Die Bearbeitung der Schaufelradwelle muss sorgfältig ausgeführt werden, und scharfe Querschnittsübergänge oder Kerben sollten vermieden werden.

Im Falle einer Ersatzbeschaffung der Schaufelradwelle sind lange Herstellzeiten für die Rohwelle und deren Fertigbearbeitung zu beachten. Daher empfiehlt es sich während des Betriebes die Schaufelradwelle laufend zu untersuchen.

4.4.4 Lagerung der Schaufelradwelle

In der vorliegenden Arbeit wird der Lagerung der Schaufelradwelle eine besondere Bedeutung zugeschrieben. Die Anordnung des Fest- und Loslagers, deren Abstand zueinander, sowie die Lage des Schaufelrades zum Ausleger sind von großer Bedeutung für das Gesamtkonzept eines Schaufelradbaggers.

Die Schaufelradwelle ist statisch bestimmt im Schaufelradträger gelagert. Im Festlager können Kräfte in alle Richtungen aufgenommen werden, während im Loslager nur Kräfte in einer Ebene senkrecht zur Schaufelradwelle aufgenommen werden können. Die erforderliche Nachgiebigkeit der Lagerung in Richtung der Schaufelradwelle wird durch die Elastizität der tragenden Stahlkonstruktion erreicht.

Die Lager selbst sind Pendelrollenlager. Die Rollebene für diese Form der Lagerung muss senkrecht zur Schaufelradwelle verlaufen, da nur geringe Abweichungen aus dieser Lage zugelassen werden. Verformungsunterschiede in der Stahlkonstruktion sind durch Überhöhungen in lotrechter Richtung auszugleichen. [2]

Um den Ein- und Ausbau der Pendelrollenlager zu ermöglichen, ist gegebenenfalls eine geteilte Lagerausführung anzustreben.

In Abhängigkeit des Schaufelraddurchmessers, des Freischnittwinkels und der Bewegungsrichtung des Schaufelrades ergeben sich im Wesentlichen drei verschiedene Anordnungsmöglichkeiten:

- Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern
- Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb
- Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager

4.4.4.1 Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern

Der Vorteil dieser Anordnung liegt in der ausgeglichenen Belastung der beiden Schaufelradwellenlager (Abb. 38). Die Eigenmassen von Schaufelrad und Getriebe verteilen sich entsprechend ihres Abstandes von den Lagern. Schaufelradgetriebe und Schaufelradkörper liegen sehr nahe aneinander, womit die Gesamtlänge der Schaufelradwelle kurz gehalten wird.

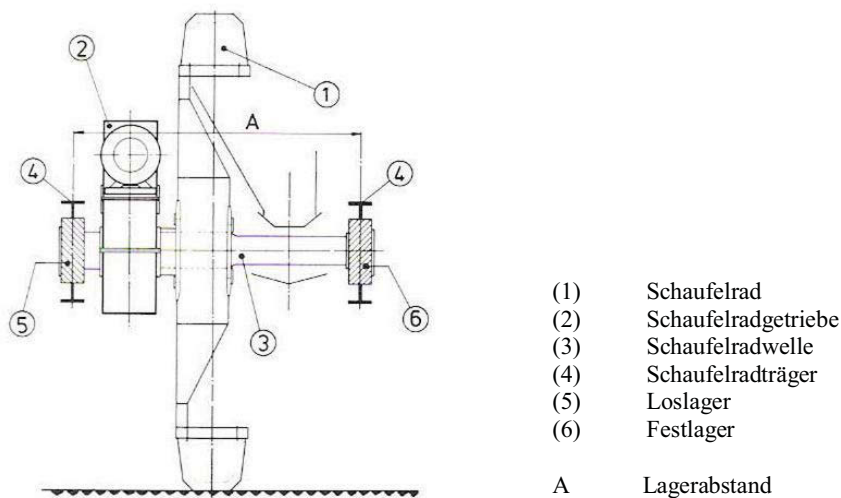


Abb. 38: Anordnung von Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern der Schaufelradwelle

Die Momentenübertragung vom Getriebe zum Schaufelrad kann über eine eigene Hohlwelle erfolgen und braucht deshalb nicht von der Schaufelradwelle übernommen werden.

Für den Aus- und Einbau des Schaufelradgetriebes ist das Entfernen einer Lagerung notwendig und das Schaufelrad dementsprechend abzustützen.

4.4.4.2 Schaufelradkörper zwischen den Lagern, Getriebe außerhalb

Die Masse des Getriebes und des Schaufelrades wird zum größten Teil von einem Lager aufgenommen, wohingegen das andere Lager einen sehr geringen Anteil der Belastung trägt. Durch die Anordnung des Lagers zwischen dem Getriebe und dem Schaufelrad wird die Schaufelradwelle länger.

Das erforderliche Drehmoment, und auf das Schaufelrad wirkende Kräfte werden direkt von der Schaufelradwelle aufgenommen. Diese Tatsache führt zu einer wesentlich stärkeren Ausbildung der Welle, vor allem im Bereich des Loslagers. Belastungen die quer zum Schaufelrad wirken, werden durch den geringen Lagerabstand nur schwer aufgenommen.

Abb. 39 zeigt die Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle mit dem Schaufelradgetriebe auf der Außenseite.

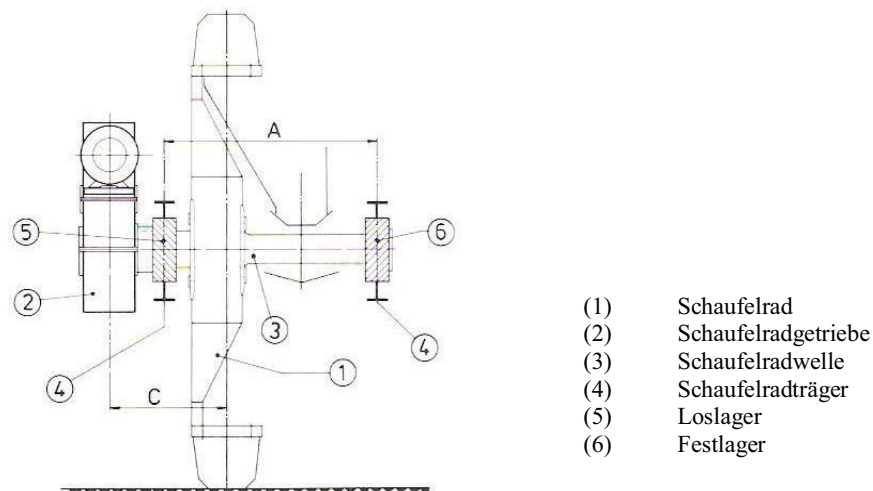


Abb. 39: Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle

Der Aus- und Einbau des Schaufelradgetriebes gestaltet sich bei der obigen Anordnung einfach, da das Getriebe auf der freien Seite der Welle liegt. Eine zusätzliche Abstützung der Schaufelradwelle ist deshalb nicht notwendig.

4.4.4.3 Schaufelrad und Getriebe außerhalb der Lager

Das Schaufelrad liegt bei diesem Aufbau am Rand der Schaufelradwelle. (Abb. 40) Demzufolge ergeben sich besonders günstige Freischnittwinkel zum Schneiden von Seitenböschungen. Gesteinsbrocken und Verschmutzungen die von den Schaufeln nicht aufgenommen werden können, fallen frei neben dem Schaufelrad ab und es können keine Konstruktionsteile beschädigt werden.

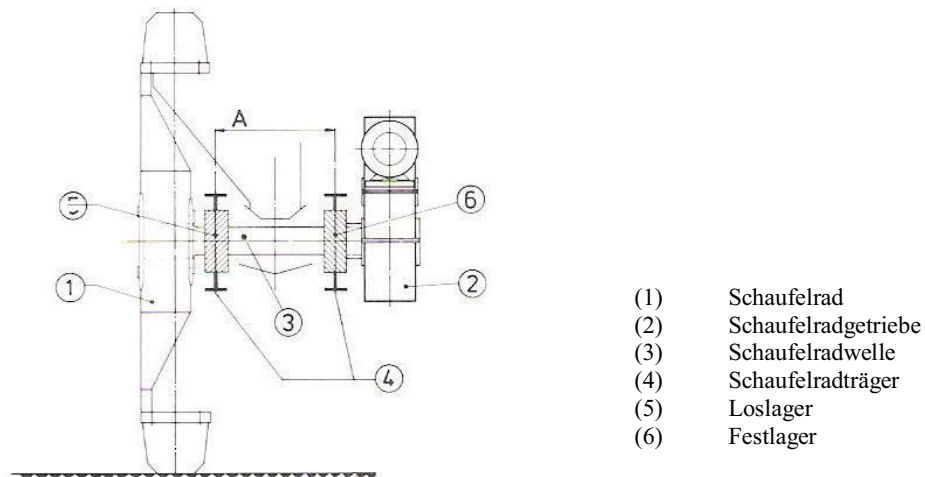


Abb. 40: Anordnung von Schaufelrad und Schaufelradgetriebe außerhalb der Lager

Die Belastung des schaufelradseitigen Lagers wird durch die Kräfte am Schaufelrad wesentlich stärker beeinflusst als am Gegenlager. Werden Schaufelrad und Schaufelradgetriebe auf derselben Seite angeordnet, so wird die Schaufelradwelle zusätzlich durch ein Biegemoment der Eigenmassen von Schaufelrad und Getriebe belastet.

4.4.5 Verbindungselemente zwischen Schaufelradwelle und Getriebe

Die Zweipunktverlagerung des Getriebes befindet sich auf der Schaufelradwelle. Der Getriebekasten macht alle Bewegungen der Schaufelradwelle mit, die durch elastische Verformungen bedingt sind.

Die Übertragung der Drehbewegung vom Getriebe zum Schaufelrad kann auf unterschiedliche Weise erfolgen:

- Durch einen Hohlwellenstummel
- Aufpressen des Getriebegroßrades auf die Schaufelradwelle
- Nutverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad
- Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebe

Nachfolgend werden die aufgezählten Verbindungen zwischen Schaufelradwelle und Schaufelradgetriebe, sowie deren Konstruktionsmerkmale, genauer erläutert.

4.4.5.1 Verbindungselement Hohlwellenstummel

Am Getriebegroßrad ist bei dieser Form der Drehmomentenübertragung ein Hohlwellenstummel angesetzt, der über eine Flanschverbindung mit dem Schaufelradkörper verschraubt ist. Die Getriebeabstützung erfolgt direkt über diesen Hohlwellenstummel und nicht über die Schaufelradwelle.

Abb. 41 zeigt die Flanschverbindung zwischen Getriebe und Schaufelradwelle.

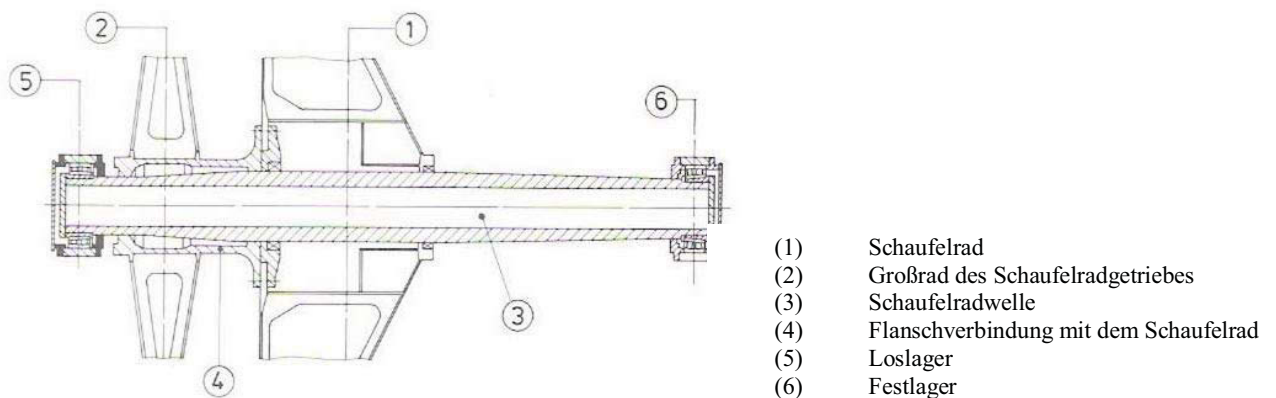


Abb. 41: Flanschverbindung von Schaufelradwelle und Getriebe

Die direkte Drehmomentenübertragung kann nur dann angewendet werden, wenn zwischen Getriebe und Schaufelrad keine anderen Konstruktionselemente vorhanden sind (Abb. 38).

Der Getriebekasten braucht für den Aus- und Einbau nicht geöffnet zu werden, da nach dem Lösen der Flanschverbindung das gesamte Getriebe seitlich abgezogen werden kann.

4.4.5.2 Verbindung durch Aufpressen des Großrades auf die Schaufelradwelle

Bei dieser Art der Verbindung von Großrad und Schaufelradwelle wird die konische Nabe des Großrades aufgeweitet, sodass sich die Schaufelradwelle aufschieben lässt. (Abb. 42) Die Vergrößerung der Nabenbohrung sowie das Aufschieben beider Teile erfolgt hydraulisch. Aufschubmaße und Druckverhältnisse beim Aufpressen des Großrades sind in [2] dargestellt.

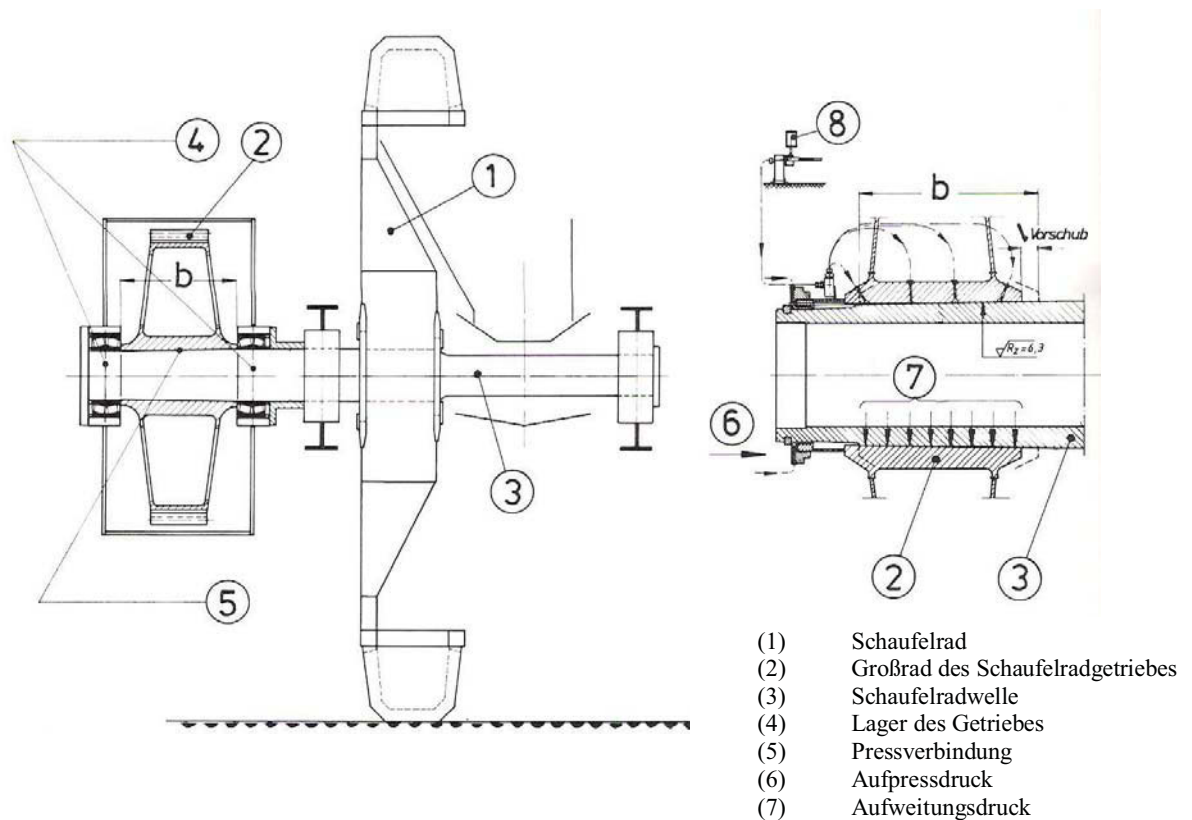


Abb. 42: Verbindung von Schaufelradwelle und -getriebe durch Aufpressen

Bei diesem Befestigungsverfahren muss zuerst das Großrad auf die Schaufelradwelle aufgedrückt werden, und dann erst können die restlichen Getriebeteile angebracht werden. Ein Ab- und Einbau des Getriebes ist bei geschlossenem Getriebekasten nicht möglich. Aus diesem Grund sind besondere Vorsichtsmaßnahmen zu treffen, damit Verschmutzungen des Getriebes während des Einbaus verhindert werden.

4.4.5.3 Nutverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad

Die Momentenübertragung auf die Schaufelradwelle erfolgt über eine Anzahl von Federn in der Nabe des Großrades, die in entsprechende Nuten der Schaufelradwelle eingreifen. Die Tatsache, dass alle Verbindungsteile gleichzeitig eingreifen, erfordert eine sehr hohe Fertigungsgenauigkeit. Zwischen der Welle und dem Großrad dürfen keine tangentialen Bewegungen auftreten. (Abb. 43)

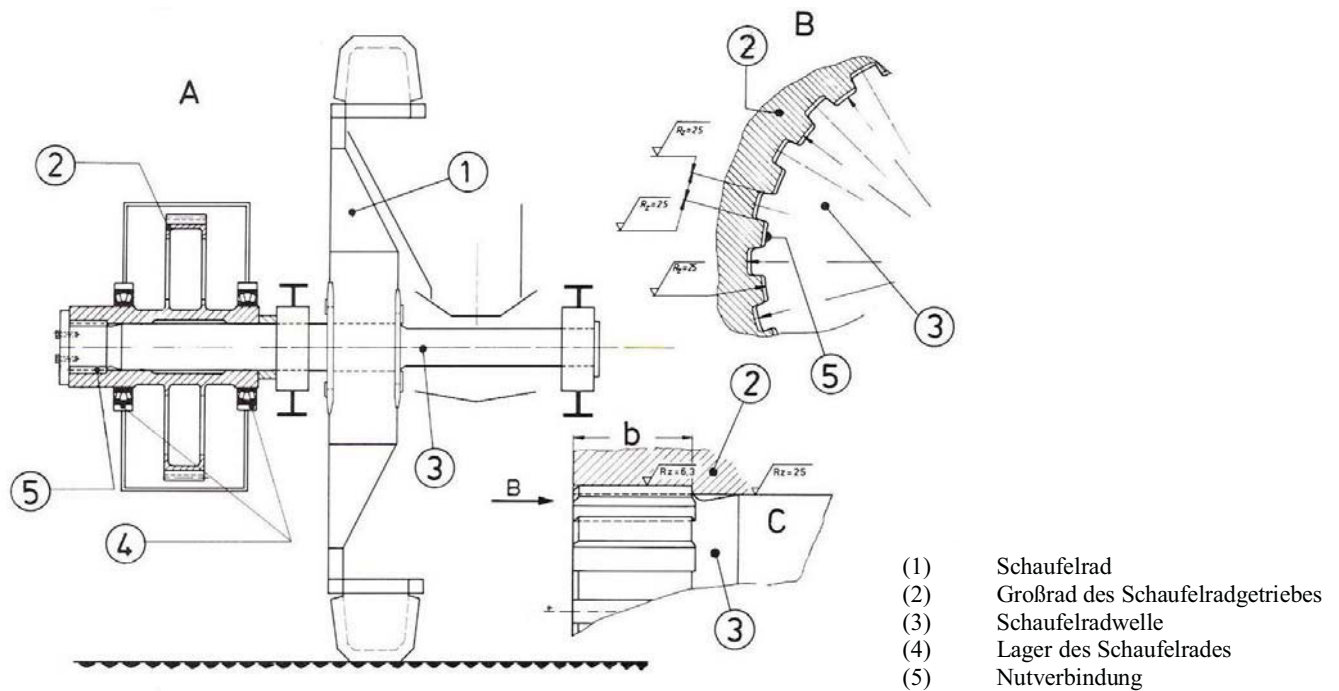


Abb. 43: Nutverbindung zwischen Großrad und Schaufelradwelle

Für die Montage ist es bei dieser Ausführungsform nicht notwendig den Getriebekasten zu öffnen. Verschmutzungen des Getriebes können beim Einbau auf der Baustelle ausgeschlossen werden.

4.4.5.4 Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Großrad des Getriebes

Bei dieser Verbindung wird die Schaufelradwelle in zwei Teile unterteilt. Ein Teil der Schaufelradwelle ist direkt mit dem Großrad des Getriebes verbunden, während der andere Teil den Schaufelradkörper trägt und mit zwei Lagern abgestützt wird. An der Trennstelle der beiden Teile sind Flansche angebracht, die miteinander verschraubt werden. Der Getriebekasten kann ohne eine axiale Bewegung, im geschlossenen Zustand, montiert werden.

Die Flanschverbindung zwischen Schaufelrad und Getriebe ist in Abb. 44 ersichtlich.

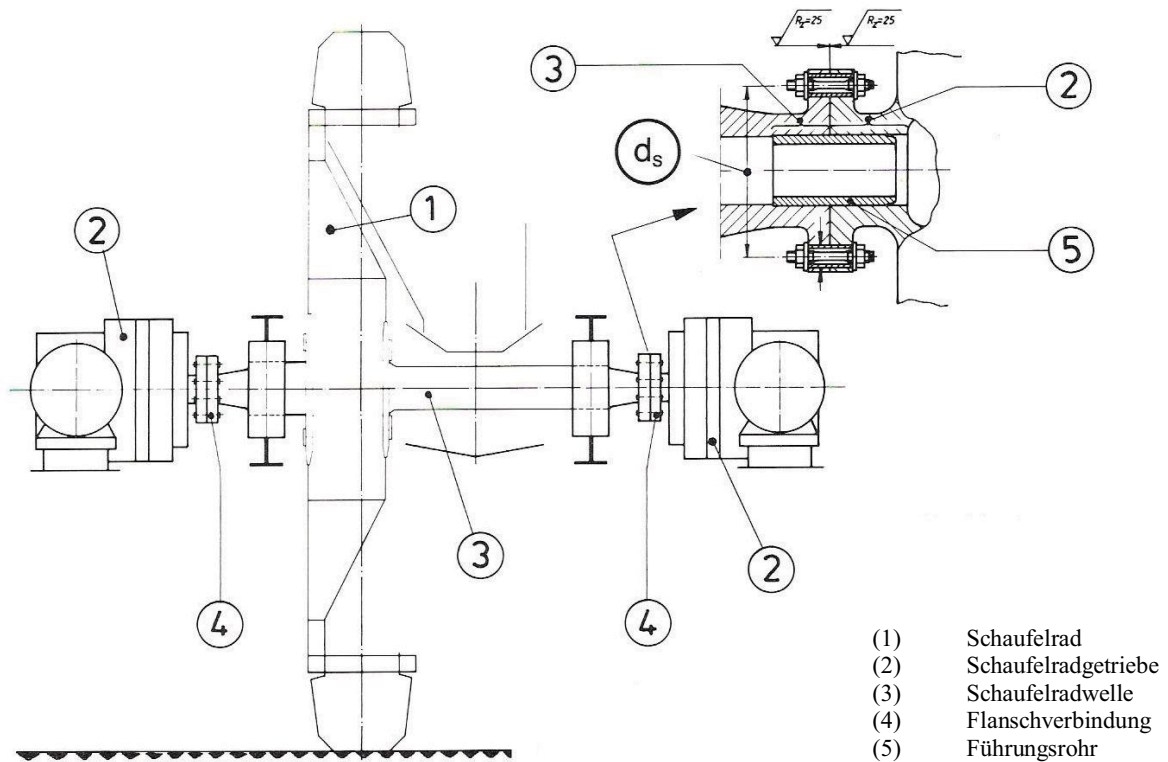


Abb. 44: Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad

Querkräfte und Drehmomente, die an der Verbindungsstelle wirksam sind, werden von hochfesten Schrauben über die Reibung zwischen den beiden Flanschen aufgenommen. Dabei ist eine ausreichende Vorspannung der Schrauben zu beachten.

Wirksame Biegemomente in der Flanschverbindung werden im Zugbereich direkt von der Schraubverbindung aufgenommen.

4.5 Schaufelradgetriebe

Das Schaufelradgetriebe hat die von den Antriebsmotoren kommende Antriebskraft auf die Schaufelradwelle zu übertragen und dabei die Drehzahl der Antriebsmotoren auf die gewünschte Drehzahl der Schaufelradwelle abzumindern.

Schaufelradgetriebe unterliegen folgenden technischen Anforderungen:

- Geringe Getriebemasse, damit die Gesamtmasse des Schaufelradbaggers nicht erhöht wird
- Schlanke Bauweise mit Winkeltrieb, um die Arbeits- und Freischnittbedingungen beim Drehen des Oberbaus zu erfüllen
- Mehrfach geteilte Schweißkonstruktion des Getriebegehäuses mit integrierter Drehmomentstütze
- Ölumlaufschmierung mit Pumpen, Durchflusswächter und Heizpatronen in Frostregionen zur Garantie der Lebensdauer und Betriebssicherheit
- Normale Einsatzbedingungen bei Betriebstemperaturen von -25°C bis 40°C und Neigungen längs von $\pm 25^{\circ}$ sowie quer von $\pm 3^{\circ}$
- Hohe Bemessungssicherheit bei gültigen Vorschriften, meist DIN 3990 oder AGMA (American Gear Manufacturer Association), mit Anwendungsfaktoren $k=1,5 \dots 1,75$ sowie Stoßfaktoren von rd. 3,0
- Begrenzte Zahnbreiten zur Beherrschung der Breitenlastverteilung
- Begrenzte Abmessungen der Abtriebsräder wegen des Härteverfahrens
- Einsatzgehärtete und geschliffene Außenverzahnungen sowie einsatzgehärtete und hartverzahnte, geräuscharme Kegelradsätze zur Tragfähigkeitssteigerung
- Wälzlager mit einer rechnerischen Lebensdauer von 50000 Betriebsstunden

Um hohe Leistungen mit geringen Konstruktionsmassen zu übertragen, wird das Prinzip der Leistungsverzweigung angewandt. Als besonders betriebssicher haben sich dafür die folgenden konstruktiven Getriebeprinzipien erwiesen:

- Kegelrad – Stirnrad – Planetengetriebe und
- Kegelrad – Planeten – Stirnradgetriebe

Darüber hinaus werden aber auch Kegelrad-Planetengetriebe und Stirnrad-Planeten-Stirnradgetriebe gebaut. Abb. 45 enthält die Getriebeeigenmasse in Abhängigkeit der Bauform bei bereits ausgeführten Geräten.

Antriebslösung	Getriebeeigenmasse => Masse-Leistungsverhältnis
2 x 610 kW = 1220 kW mit Leistungsverzweigung	37,0 t => 0,030 t/kW
1 x 1260 kW = 1260 kW ohne Leistungsverzweigung	52,0 t => 0,041 t/kW
1 x 1000 kW = 1000 kW mit Leistungsverzweigung	27,5 t => 0,028 t/kW

Abb. 45: Getriebeeigenmasse in Abhängigkeit der Bauform

Allen Ausführungen ist gemeinsam, dass die Antriebsmotoren senkrecht zur Achse des Schaufelrades stehen, einen integrierten Hilfsantrieb besitzen und mehrsträngig als Flansch- oder Steckausführung gestaltet sein können. Auf diese Weise entstehen schlanke, eng an den Radausleger anliegende Konstruktionen.

Die zweipunktseitige Verlagerung des Getriebekastens erfolgt auf der Schaufelradwelle, der dritte Abstützpunkt ist im Schaufelradträger angeordnet (Abb. 46). Bewegungen des Getriebekastens infolge der elastischen Verformungen der Schaufelradwelle dürfen die Konstruktion nicht beeinflussen.

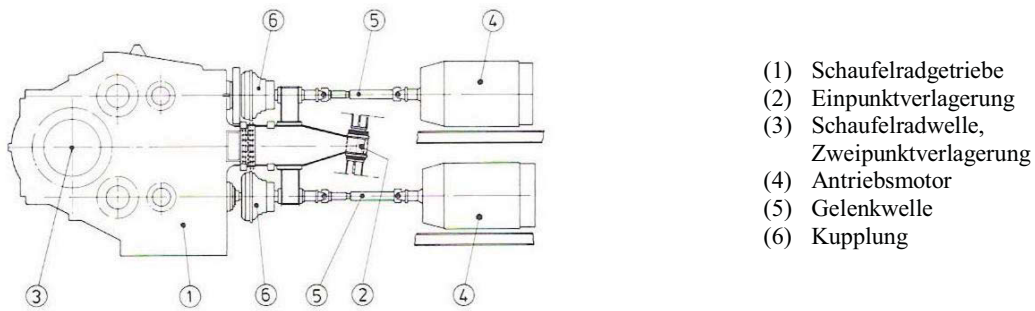


Abb. 46: Verlagerung des Schaufelradgetriebes

Die meisten Getriebebauarten lassen auch das Schalten in eine schnell laufende Stufe zu und sind in beiden Drehrichtungen für Hoch- und Tiefschnitt einsetzbar.

4.5.1 Kegel-Stirnrad-Planetengetriebe Bauart

Diese Möglichkeit der Getriebekonstruktion wird für mittlere Leistungen bis 1000 kW bei einem maximalen Abtriebsdrehmoment von 2000 kNm angewendet. Die bevorzugten Übersetzungen liegen zwischen 150 bis 230 bei einer Masse von zirka 26 t. Der Antrieb erfolgt meistens über einen Kegelradsatz mit nachgeschalteten Stirnradstufen. Der Abtrieb besteht aus einer Planetenstufe.

Abb. 47 zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines Kegel-Stirnrad-Planetengetriebes.

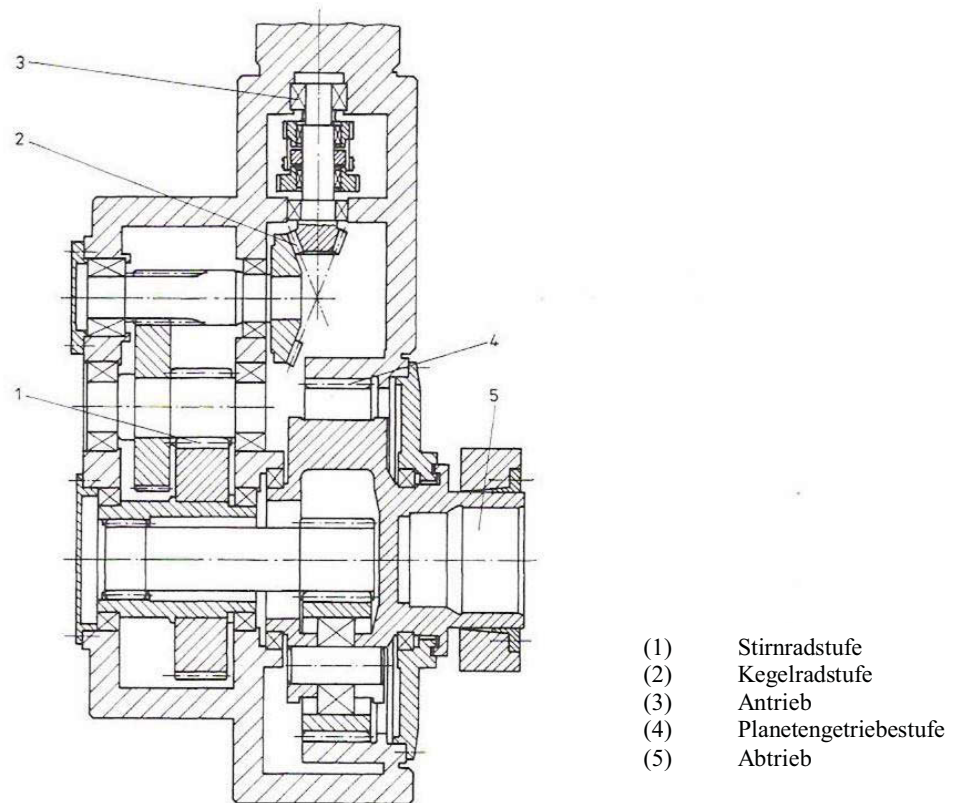


Abb. 47: Schaufelradgetriebe der Bauart Kegel-Stirnrad-Planetengetriebe

4.5.2 Kegel-Planeten-Stirnradgetriebe Bauart

Die Bauart Kegel-Planeten-Stirnradgetriebe (Abb. 48) kann für mittlere bis hohe Leistungen von etwa 500 bis 5000 kW bei einem maximalen Abtriebsdrehmoment von zirka 12000 kNm eingesetzt werden. Das Übersetzungsverhältnis liegt zwischen 150 und 300 bei einer Getriebemasse bis 170 t. Der Antrieb erfolgt je nach Höhe der zu übertragenden Leistung mehrsträngig über ein bis vier Motoren.

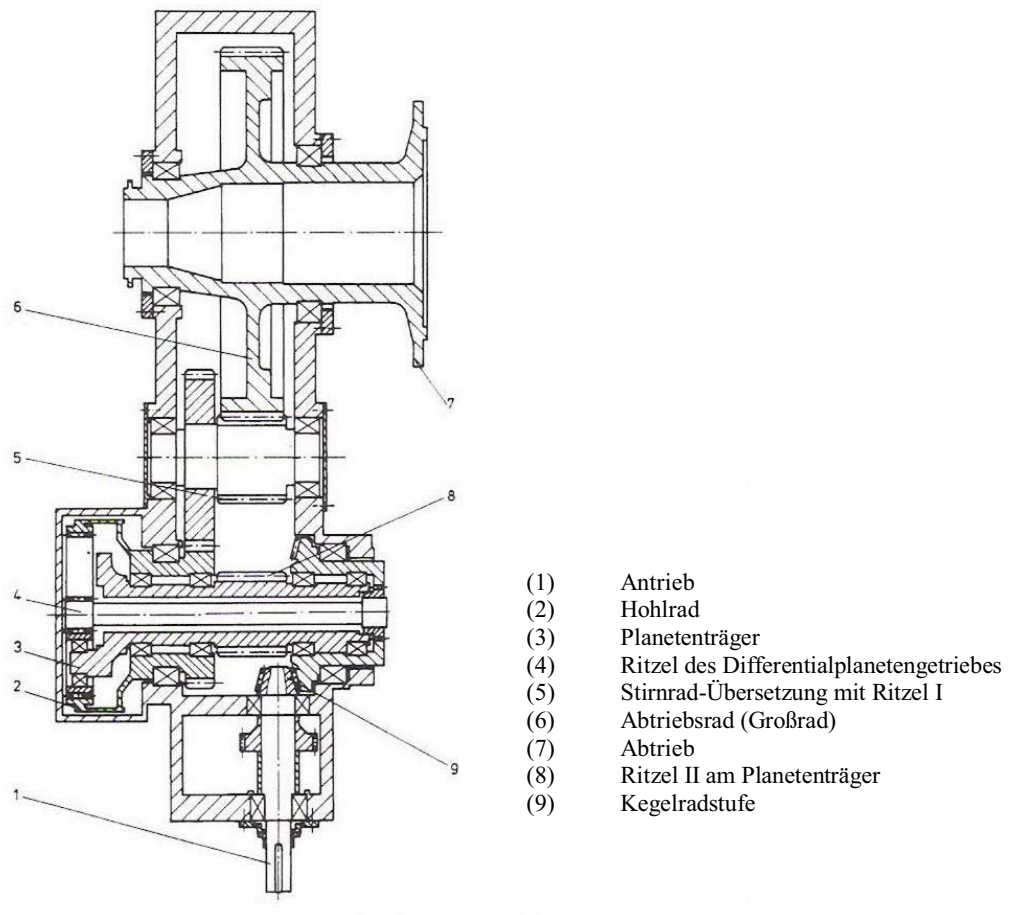


Abb. 48: Schaufelradgetriebe der Bauart Kegel-Planeten-Stirnradgetriebe

Vom Kegelrad (9) wird das Ritzel eines Differentialplanetengeriebess (4) angetrieben. Im Planetengeriebess teilt sich die Leistung und wird zu einer Hälfte vom Planetenträger (3) direkt auf das Ritzel I (5) zur Abtriebsstufe und zur anderen Hälfte vom innenverzahnten Hohlrad (2) durch Zwischenschaltung einer Stirnradstufe auf ein Ritzel II weitergegeben. Beide Ritzel treiben mit gleich großem Drehmoment auf das Großrad.

Bei ein bis vier Antrieben wirken demzufolge zwei bis acht Ritzel auf das Großrad und gewährleisten ein gleichmäßiges Antriebsmoment. Diese Form der Leistungsverteilung bewirkt zusätzlich eine Senkung der Getriebemasse.

4.6 Antriebsmotoren

Als Antriebsmotoren des Schaufelrades kommen im Wesentlichen zwei unterschiedliche Typen in Betracht:

- Elektromotoren
- Hydraulische Motoren

Zur Übertragung von großen Leistungen kommen bevorzugt Elektromotoren (Nieder- oder Hochspannungsmotoren) zum Einsatz. Bei kleinen Kompaktschaufelradbaggern können hydraulische Antriebseinheiten verwendet werden, die sich vor allem durch ihre gute Regelbarkeit auszeichnen.

4.6.1 Elektromotoren

4.6.1.1 Gleichstromantriebe

Gleichstromantriebe werden dann eingesetzt, wenn eine stufenlose Regelung der Drehzahl des Schaufelrades über einen großen Bereich notwendig ist.

Die Drehzahlsteuerung von Gleichstrommotoren erfolgt durch die Veränderung der Motorankerspannung. Mit einer zusätzlichen Regeleinrichtung (Thyristorsteuerung) können beliebig kleine Drehzahlen erreicht werden. Ein Hilfsmotor für Reparaturarbeiten am Schaufelrad ist daher nicht notwendig.

Gleichstromantriebe zeichnen sich durch ein besonders hohes Anfahrtdrehmoment aus. Tritt während des Betriebes eine Lastschwankung auf, so reagiert der Gleichstrommotor mit geringer Drehzahländerung.

4.6.1.2 Drehstromantriebe

Im Allgemeinen werden für den Antrieb eines Schaufelrades Drehstrommotoren eingesetzt. Der Grund dafür ist die kleine Baugröße im Gegensatz zu Gleichstromantrieben und die daraus resultierende geringere Eigenmasse.

Funktionsweise:

Schaltet man die drei Ständerwicklungen an das Drehstromnetz, dann erzeugen die drei um 120° phasenverschobenen Ströme in den drei um 120° versetzten Wicklungen ein Drehfeld. Dieses hat in jedem Augenblick die gleiche Amplitude, ändert aber seine Lage in der Maschine mit der synchronen Drehzahl. Die Drehung kommt bei den verschiedenen Arten der Drehstrommotoren dadurch zustande, dass deren Läufer vom Drehfeld mitgenommen werden. Beim Synchronmotor geschieht die Mitnahme des Läufers mit der gleichen Drehzahl (synchron), beim Käfig- und Schleifringläufer etwas langsamer (asynchron).

Drehzahlsteuerung:

Die Drehzahlsteuerung von Drehstromantrieben kann über folgende Steuerelemente erfolgen:

- Veränderung der Drehzahl mittels Stromrichter-kaskaden
- Drehzahleinstellung über Stromrichtermotor
- Drehzahlveränderung mit selbstgeführtem Wechselrichter

4.6.1.3 Drehzahländerung mittels Stromrichter-kaskaden

Wenn der erforderliche Drehzahlstellbereich für den Schaufelradantrieb zwischen 50 bis 100 % der Nenndrehzahl liegt, bietet sich der Drehstrom-Schleifringläufermotor mit untersynchroner Kaskade an (Abb. 49). Die resultierende Leistung setzt sich aus der Statorleistung abzüglich der Rotor-Schlupfleistung zusammen. Ein Asynchron-Schleifringläufermotor ist statorseitig ans Netz angeschlossen, während die Rotorwicklung über eine ungesteuerte Brückenschaltung einen Gleichstromzwischenkreis speist. Die Schlupfleistung wird über einen netzgeführten Wechselrichter und einen Anpasstrafo zurück ins Netz geliefert.

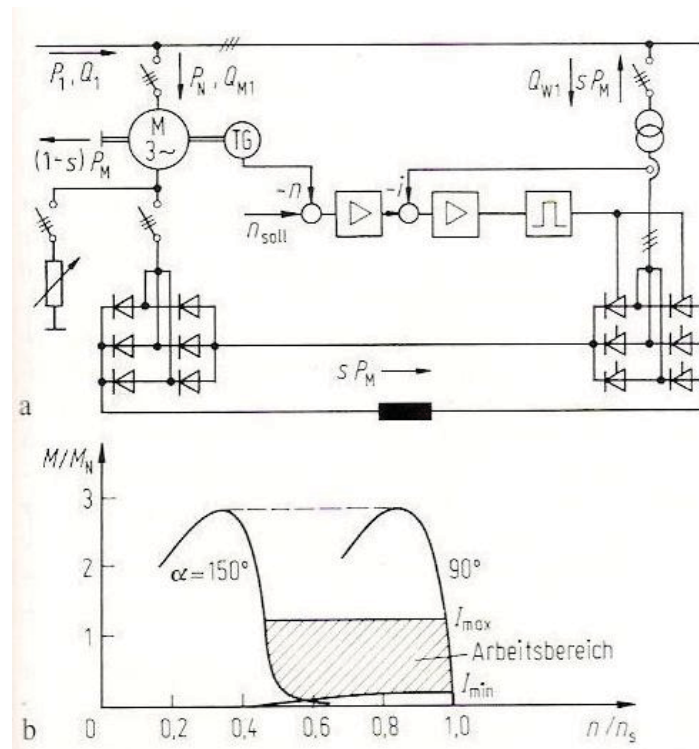


Abb. 49: Schaltbild und Kennlinie einer unterschynchronen Stromrichter-kaskade

Die Regelung der Drehzahl des Schleifringläufermotors übernimmt eine Drehzahlregelung, die auf die Gleichstrommotor- bzw. auf die Wechselrichteraussteuerung wirkt. Bei eingeschränktem Drehzahlstellbereich ist eine Anlaufsteuerung mit Widerständen im Läuferkreis des Motors notwendig, damit der untere Drehzahlregelbereich erreicht wird. Danach wird automatisch auf Kaskadenbetrieb umgeschaltet.

4.6.1.4 Stromrichtermotor

Beim klassischen Stromrichtermotor wird eine Synchronmaschine von einem Zwischenkreisumrichter mit eingprägtem Strom gespeist. Die Kommutierungsspannung wird von der induzierten Spannung der Maschine bereitgestellt. In der bevorzugten Konstruktion wird der Stromrichtermotor bürstenlos ausgeführt, wobei die Erregerleistung von einer gekuppelten Drehstrommaschine bereitgestellt und durch mitrotierende Stromrichterventile gleichgerichtet wird. Abb. 50 zeigt die Anwendung eines Stromrichtermotors.

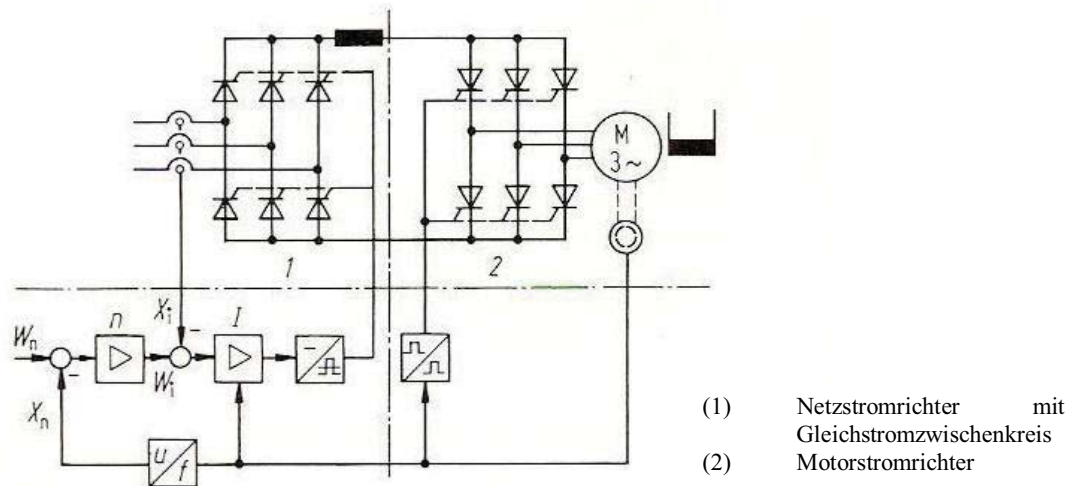


Abb. 50: Schaltbild Stromrichtermotor

Beim Anfahren (Drehzahlen zwischen 0 und 8 % der Nenndrehzahl) kann der Motor die Kommutierung des Wechselrichters noch nicht sicherstellen. Daher ist im Anfahrbereich die Maßnahme der Zwischenkreistaktung notwendig.

4.6.1.5 Umrichterantriebe mit selbstgeführtem Wechselrichter

Für geregelte Antriebe werden zunehmend Drehstrommotoren mit Speisung über Zwischenkreisumrichter eingesetzt. Mit den robusten Kurzschlussläufer-Asynchronmotoren bestehen gegenüber Gleichstromantrieben Vorteile durch höhere gewichts- und volumenbezogene Leistungen, sowie geringerem Wartungsaufwand.

Die Netzspannung wird über einen ungesteuerten Gleichrichter gleichgerichtet. Im Zwischenkreis dient ein Kondensator als Energiespeicher. Die konstante Zwischenkreisgleichspannung wird mit dem selbstgeführten Wechselrichter in eine Wechselspannung mit veränderlicher Frequenz und Amplitude umgewandelt. Die Ausgangsspannung wird durch breitenmodulierte Spannungsblöcke gebildet (Abb. 51).

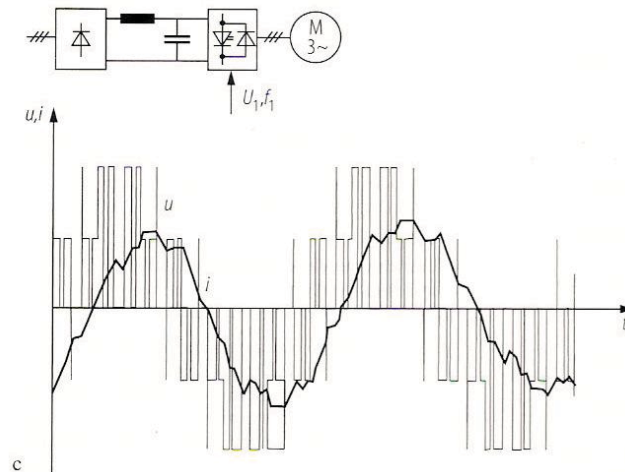


Abb. 51: Drehstromantrieb mit Zwischenkreisumrichter

Mit dieser Art der Umrichtung kann ein Drehzahlstellbereich von 0 bis 100 % realisiert werden und der Betrieb von mehreren Motoren am Netz ist ohne Probleme möglich.

4.6.2 Hydraulikmotoren

In einem Hydraulikmotor wird die in der Hydraulikflüssigkeit zur Verfügung gestellte Druckenergie in mechanische Arbeit umgewandelt. Hydrosysteme zeichnen sich durch folgende Vorteile aus:

- Übertragung von sehr großen Kräften und Momenten auf kleinem Raum
- Hohe Energiedichte
- Stufenlose Änderung der Bewegungsgrößen, wie z.B. Geschwindigkeiten, Kräfte und Momente
- Gute Überwachbarkeit der auftretenden Kräfte
- Rascher Reversierbetrieb durch kleine Massen
- Gleichmäßige Bewegung
- Große Übersetzungsspanne
- Konstruktive Freizügigkeit in der Anordnung der Bauelemente
- Überlastungssicherheit
- Geringer Verschleiß durch Schmierung mittels Betriebsmedium

Zu den wesentlichen Nachteilen einer Hydroanlage zählen:

- Druck und Strömungsverluste
- Abhängigkeit der Viskosität des Öles von Temperatur und Druck
- Leckageprobleme
- Kompressibilität der Hydroflüssigkeit

Hydraulische Motoren kommen vorwiegend bei kleinen Kompaktschauffelradbaggern zum Einsatz. Hydromotoren lassen sich in Abhängigkeit ihrer Bauart in Langsamläufer (Drehzahlen von 0,5 bis 1000 min^{-1}) und Schnellläufer (Drehzahlen von 500 bis 10000 min^{-1}) einteilen.

Das Drehmoment, das der Hydromotor abgeben kann, ist abhängig von seinem Schluckvolumen und der Druckdifferenz die am Hydromotor ansteht. Langsamlaufende Hydromotoren sind üblicherweise so konzipiert, dass sie bei kleinen Drehzahlen schon hohe Momente abgeben während sich Schnellläufer für Anwendungen mit hohem Leistungsbedarf (Leistung ist direkt proportional zur Drehzahl) gut eignen.

Abb. 52 zeigt die Einteilung der Hydromotoren.

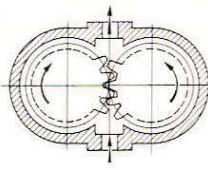
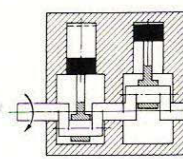
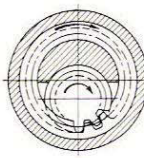
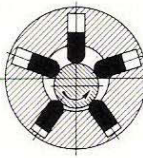
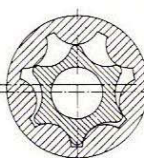
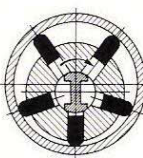
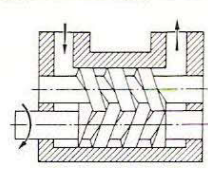
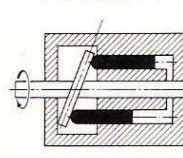

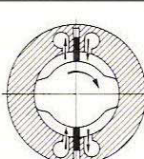
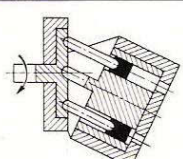
Verdränger- element	Umlaufverdrängermaschinen		Verdränger- element	Hubverdrängermaschinen	
	Benennung	Schematische Darstellung		Benennung	Schematische Darstellung
Zahn	Aussenzahnrad- maschine	1 	Kolben	Reihenkolben- maschine	7 
	Innenzahnrad- maschine	2 		Radialkolbenmaschine mit innerer Kolbenabstützung	8 
	Zahnring- (Gerotor-) maschine	3 		mit äusserer Kolbenabstützung	9 
Schraube	Schrauben- maschine	4 		Axialkolbenmaschine Taumelscheiben- maschine	10 
	Flügel	Flügelzellen- maschine		5 	Schrägscheiben- maschine
Sperrschieber- maschine		6 		Schrägachsen- maschine	12 

Abb. 52: Bauarten von Hydromotoren

Schnellläufer sind typische Axialkolbenmaschinen aller in Abb. 52 gezeigten Bauarten, wobei Taumelscheibenmaschinen nicht sehr weit verbreitet sind. Schrägachsenmaschinen haben ein etwas besseres Anlaufverhalten als Schrägscheibenmaschinen.

Das Schrägachsenprinzip lässt sehr große Schwenkwinkel zu, wodurch ein großer Verstellbereich der Drehgeschwindigkeit und des Drehmomentes gegeben ist.

Als Langsamlaufende Hydromotoren werden die Radialkolbenmotoren bezeichnet. Radialkolbenmotoren haben einen sehr guten hydraulischen Wirkungsgrad und ein hohes Abtriebsdrehmoment.

4.6.2.1 Hydrostatisches Antriebskonzept eines Schaufelrades

Dieses System arbeitet nach dem Prinzip, dass eine Pumpe die von der Energiequelle aufgenommene Leistung als Primärteil hydraulisch an einen oder mehrere Hydromotoren als Sekundärteil überträgt. Von dort wird die hydraulische Energie wieder als mechanische Leistung in Form einer Drehbewegung abgegeben.

In Abb. 53 ist das hydraulische Schema des Schaufelradantriebes im geschlossenen Kreislauf mit integrierten Leckölspeisebetrieb dargestellt.

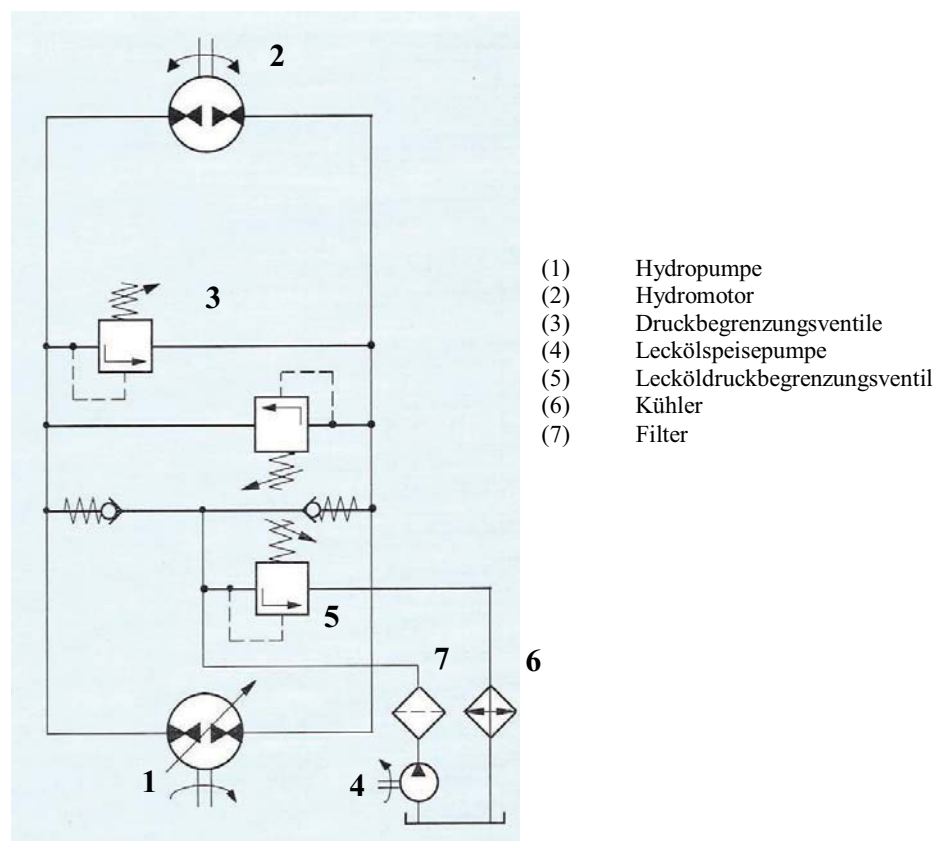


Abb. 53: Hydrostatischer Antrieb mit integrierter Leckölspeisung

Das Betriebsmedium fließt im geschlossenen Kreislauf von der Verstellpumpe direkt zum Hydromotor. Drehmoment, Drehzahl und Drehrichtung des Hydromotors kann über den Ausschwenkwinkel der Verstellpumpe gesteuert werden. Zum Füllen des Kreises und zur laufenden Ergänzung des unvermeidlichen Leckstromes dient eine Speisepumpe, deren Förderstrom zirka 15 % des Hauptförderstromes betragen muss. Bei schnellen Lastwechseln ist es notwendig, bis zu 100 % des Hauptförderstromes einzuspeisen. Daher ist die zusätzliche Installation eines Hydrospeichers für den Betrieb eines Schaufelradantriebes in Betracht zu ziehen.

Zwei separat einstellbare Druckbegrenzungsventile schützen das hydrostatische Getriebe vor einem plötzlich auftretenden Blockieren des Schaufelrades. Da durch die Verstellpumpe die Förderstromrichtung und somit die Drehrichtung des Schaufelrades ebenfalls beeinflusst werden kann, ist ein Einsatz des Schaufelradbaggers sowohl im Tiefschnitt als auch im Fallschnitt (Kapitel 3.2.1.3) möglich.

Für den wartungsfreien Betrieb eines Hydrostatischen Getriebes sind Elemente für die Aufbereitung der Hydraulikflüssigkeit von großer Bedeutung. Die Filterung des Betriebsmittels erfolgt im geschlossenen Hydraulikkreislauf in der Speiseleitung des Spülventils. Filterfeinheit und -bauform sind den Umgebungsbedingungen des Standortes entsprechend anzupassen.

In der Rücklaufleitung der Speisestromleitung befindet sich eine Kühleinrichtung um die Temperatur des Betriebsmediums konstant zu halten. In kälteren Einsatzgebieten ist zusätzlich zur Kühleinrichtung eine Heizung des Betriebsmittels erforderlich.

4.6.2.2 Hydraulisches Antriebskonzept eines Schaufelrades ohne Zwischengetriebe

Damit beim Antrieb eines Schaufelrades auf das Übersetzungsgetriebe zwischen Schaufelrad und Hydraulikmotor verzichtet werden kann, bietet die Firma Integrated Drives Sweden ein besonderes Konzept zur Drehmomentenübertragung.

Kreisförmig angebrachte Hydraulikzylinder wandeln durch einen wellenförmigen Ring die lineare Bewegung in eine rotierende Bewegung um.

Im Wesentlichen sind zwei unterschiedliche Systeme erhältlich:

- Internal Type
- External Type

Beim Internal Type erfolgt die Abstützung der Hydraulikzylinder an der Innenseite der wellenförmigen Bahn. Die Zylinder und die Hydraulikanschlüsse sind ebenfalls innerhalb der abstützenden Wellenkontur angebracht.

Die Bauart External Type ist in Abb. 54 dargestellt. Die Hydraulikzylinder sind außerhalb des drehbaren wellenförmigen Ringes platziert. Die Verbindung der Schaufelradwelle mit dem Innenring ist bei dieser Ausführungsform einfach zu lösen.

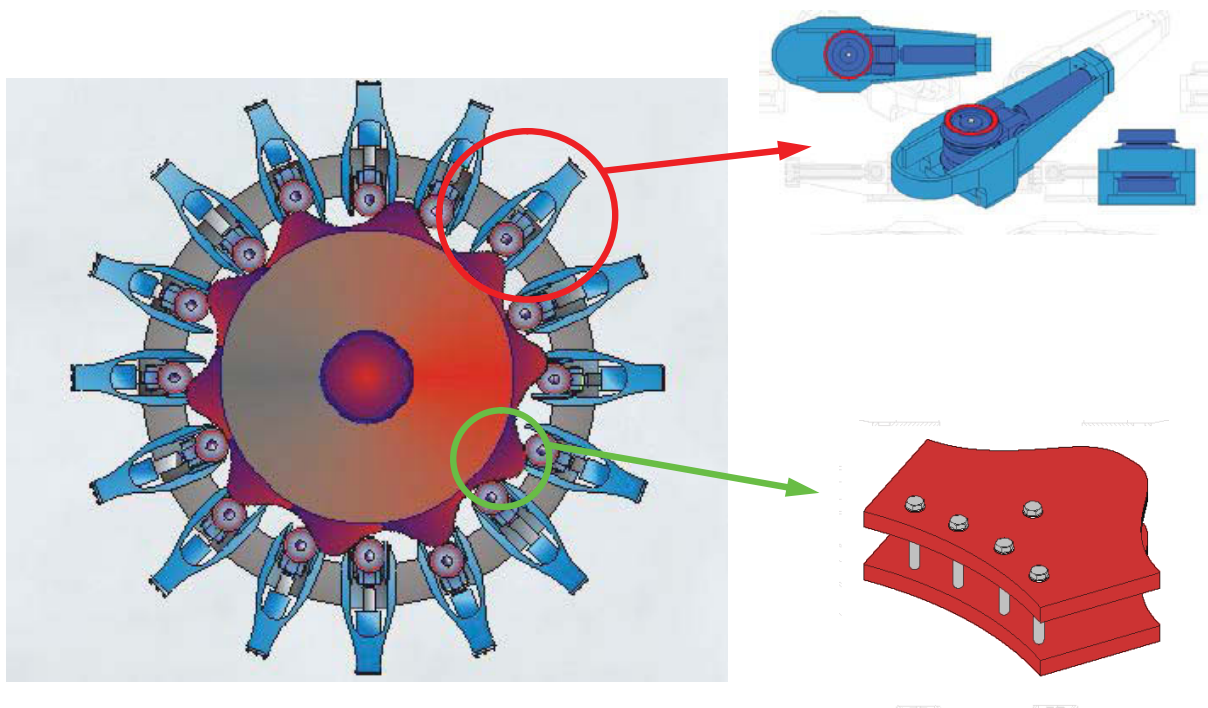


Abb. 54: Hydraulische Antriebseinheit der Firma Integrated Drives Sweden

In Abhängigkeit des Drehwinkels ändert sich der Beitrag einer hydraulischen Lineareinheit zum gesamten Drehmoment. Mit Hilfe der zentralen Steuereinheit werden die Hydraulikzylinder miteinander verkettet und die rotierende Bewegung ausgeführt. Bei einem Betriebsdruck des Hydraulikmediums von 200 Bar kann mit diesem Antriebskonzept ein maximales Drehmoment von 50.000 kNm erreicht werden.

Die Änderung der Drehrichtung kann unabhängig vom Betriebszustand sehr rasch erfolgen.

Sowohl die Interne als auch die Externe Antriebseinheit der Firma Integrated Drives benötigen einen großzügig bemessenen Konstruktionsraum. Durch das vom Durchmesser abhängige Drehmoment der Antriebseinheit und die direkte Übertragung der Drehbewegung auf die Schaufelradwelle ist es notwendig die Freischnittwinkel des Schaufelrades nachzuprüfen (Kapitel 5.6).

Kollisionen zwischen der hydraulischen Antriebseinheit und der Böschung sind unbedingt zu vermeiden und gegebenenfalls ist die Antriebseinheit durch zusätzliche Abdeckungen zu schützen.

4.7 Überlastungssicherung am Schaufelrad

Die Erweiterung der Einsatzbereiche von Schaufelradbaggern im Hinblick auf die Gewinnung sowohl inhomogener als auch härterer Böden führt zu einer zunehmenden Beanspruchung des gesamten Gerätes. Zur Vermeidung von Schäden an der Antriebseinheit eines Schaufelrades sind daher wirkungsvolle Überlastsicherungen erforderlich, um schädliche Lastüberhöhungen zu begrenzen.

Die Begrenzung der Last erfolgt durch zwei voneinander unabhängig arbeitende Systeme. Einerseits wird die Stromaufnahme des Schaufelradantriebes durch das elektrische System überwacht. Obwohl die Stromaufnahme des Elektroantriebes dem Momentenbedarf an der Schaufelradwelle direkt proportional ist, ist dieses System aufgrund der Trägheit nur bedingt geeignet um kurzzeitige Lastüberhöhungen zu erkennen. Aus diesem Grund bedient man sich zusätzlich mechanischer Elemente zum Schutz des Antriebes.

Einen wesentlichen Aspekt bei der Auswahl der Überlastungssicherung stellt der Antrieb dar. Hydraulische Antriebe von Kompaktschaufelradbaggern benötigen keine zusätzliche Einrichtung zur Begrenzung von Überlasten. Die Druckbegrenzung kann direkt am hydraulischen System vorgenommen werden. Erfolgt der Antrieb elektrisch, setzt man zur Überwachung des Grenzzustandes mechanische Sicherheitseinrichtungen ein.

Die wesentlichen Anforderungen an mechanische Überlasteinrichtungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Unterbrechung des Antriebsstranges möglichst nahe an der Lasteinleitungsstelle.
- Nach dem Ansprechen der Sicherheitseinrichtung muss eine möglichst rasche Wiederherstellung der Verbindung des Antriebsstranges erfolgen.
- Fehlabschaltungen und damit Förderausfälle sollen vermieden werden.
- Die gesamte Überlasteinrichtung muss wartungsarm sein.

For dem Hintergrund dieser Anforderungen bieten sich zunächst die nachfolgend angeführten Kupplungen an:

- Strömungskupplung
- Lamellenreibungskupplung
- Magnetpulverkupplung
- Hydraulische Safeset-Kupplungen
- Federbelastete Formschlusskupplungen

Keine der angeführten Kupplungen erfüllt die erste Anforderung, da aufgrund der notwendigen Baugröße und den damit verbundenen Herstellkosten diese Kupplungen nur zwischen Motor und Getriebe angebracht werden können.

Die Magnetpulverkupplung weist in ihrer Funktionalität und in ihren Leistungsübertragungseigenschaften Analogien zur Strömungskupplung auf. Anstelle der Flüssigkeit wird als Übertragungsmedium Metallpulver verwendet. Die Gefahr bei dieser Kupplungsart ist die Überhitzung. Dabei kommt es zur Verschweißung des Metallpulvers und somit zur Einschränkung der Funktion.

Die Forderung der schnellen Wiederherstellung der Verbindung schließt den Einsatz der hydraulischen Safeset-Kupplung nahezu aus, obwohl sich gerade diese Kupplungsbauart durch ein sehr geringes Massenträgheitsmoment und einen geringen Platzbedarf auszeichnet.

Bei federbelasteten Formschlusskupplungen unterliegen die mechanischen Übertragungselemente (Rollen, Kugeln) sehr hohen Belastungen. Verschleiß ist die Folge und bedingt oftmals Reparaturen.

Aus diesen Gründen haben sich die Strömungskupplung und die Lamellenreibungskupplung zwischen Motor und Getriebe durchgesetzt. Sie genügen in den meisten Anforderungen und stellen einen ausreichenden Überlastungsschutz des Motors dar.

Obwohl die bereits beschriebenen Überlastsicherungen die meisten Einsatzfälle abdecken, unterliegen Schaufelradbagger oftmals sehr schwierigen Betriebsbedingungen. Sonderlösungen zur Absicherung des Schaufelradantriebes werden in den nächsten Kapiteln behandelt.

4.7.1 Rastkupplung

Die Rastkupplung (Abb. 55), eine Entwicklung der LMG (Lübecker Maschinenbau Gesellschaft), wird für Drehmomente von 1,0 kNm bis 13 kNm gebaut und im Gegensatz zu den oben angeführten Kupplungen direkt an der Lastseite zwischen Schaufelradwelle und Getriebeausgang montiert.

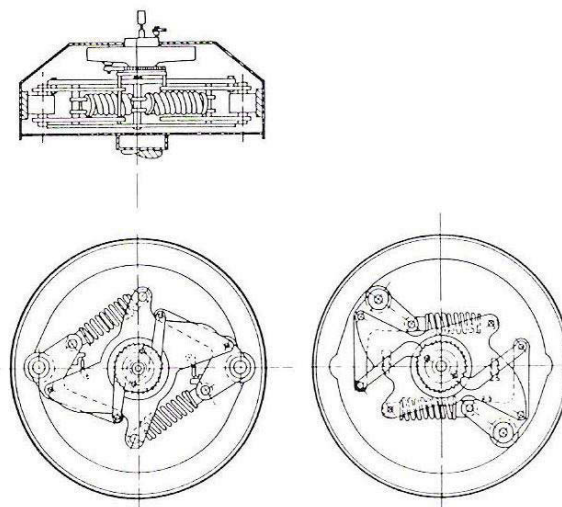


Abb. 55: Rastkupplung in fixiertem und gelöstem Zustand

Das Kupplungsaußenteil besteht aus einem am Gehäusemantel befindlichen Laufring mit zwei eingesetzten halbkreisförmigen Rasten aus verschleißfestem Stahl. Am Kupplungsinnenteil sind zwei Winkelhebel verlagert, die die Laufrollen tragen. Während des Betriebes werden die Laufrollen in die Rasten gedrückt. Beim Erreichen des Schaltmoments ist ein Gleichgewicht von Feder und Umfangskraft nicht mehr vorhanden und die Rollen rasten aus. Durch die eintretende Bewegung wandert die Wirkungslinie über den Aufhängepunkt der Winkelhebel und stabilisiert die neue Rollenstellung. Zwei Lenker bewegen eine Steuerscheibe auf der Kupplungswelle und schrauben aus dieser einen Schaltstift heraus. Dieser betätigt die Abschaltvorrichtung für den Antrieb. Die Wiedereinschaltung erfolgt über einen Hilfsantrieb, der die Laufrollen wieder in die Raststellung bewegt.

Diese Kupplungsbauart kann nur für Schaufelradbagger mit einer Drehrichtung angewendet werden. Solange die Rasten formhaltig bleiben, ist eine gute Trennschärfe erzielbar.

4.7.2 Drehmomentenwaage

Ein meist mit dem Motorvorgelege verbundenes Planetengetriebe wird fliegend außerhalb des Großgetriebes angeordnet. Das innenverzahnte Getriebegehäuse wird durch Backenbremsen während des Betriebes festgehalten. An der Sonnenritzelwelle ist ein Lagerstuhl (2) für das Bremsgestänge (1) zentrisch und um diese pendelnd aufgehängt. Der Lagerstuhl wird außerdem durch eine, mit dem Getriebekasten elastisch verbundene Messfeder (4) festgehalten. Bei zu großer Ausdehnung der Feder kann sich der Lagerstuhl auf einer Raste (3) absetzen. Dies tritt bei Überschreitung des Schaltmomentes unter Lösung der Bremsen ein. Der freie Lauf des Planetengehäuses trennt Getriebe und Motorenwelle bei gleichzeitiger Abschaltung der Motoren.

Die Drehmomentenwaage als Überlastsicherung ist in Abb. 56 dargestellt.

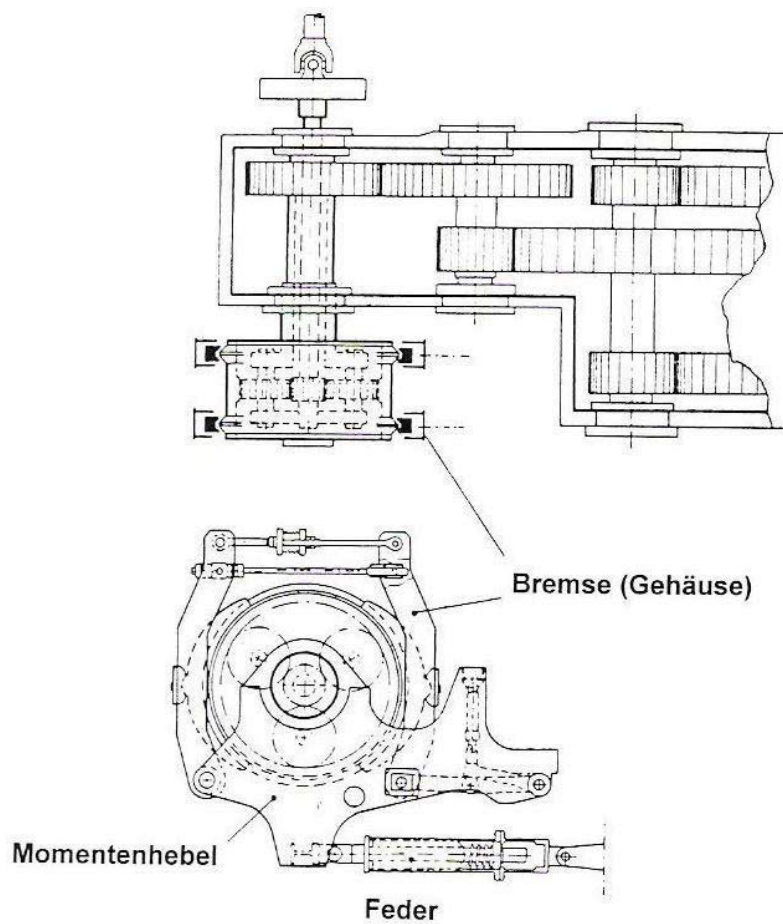


Abb. 56: Drehmomentenwaage

5 Lösen des Fördergutes aus der Böschung

Der Grabvorgang eines Schaufelrades ist ein komplexer Vorgang und von vielen Faktoren abhängig. Durch die drehende Schaufel wird das Material nicht nur geschnitten, sondern auch aus der Böschung gerissen. Wird jetzt zusätzlich noch die Seitenbewegung der Schaufel betrachtet, so erhält man eine spiralförmige Schnittfigur. Da die Seitengeschwindigkeit veränderlich ist, ändert sich die Form der Spirale entsprechend der Schwenkgeschwindigkeit des Schaufelrades.

Die wichtigsten Merkmale für das Schneiden des Fördergutes aus seinem Verbund in der Böschung sind:

- Stellung des Schaufelrades zur Böschung – Schneidkurven
- Form der Schaufeln
- Schnittgeschwindigkeit
- Schneidfähigkeit des Fördergutes
- Einschlüsse im Fördergut
- Anordnung des Schaufelrades im Schaufelradträger

5.1 Stellung des Schaufelrades zur Böschung

Die beste Stellung des Schaufelrades für das Lösen des Materials aus der Böschung wird erreicht, wenn die Ebene des Schaufelrades durch die Drehachse des Oberbaus führt. In diesem Fall ändert sich die Ebene des Schaufelrades mit der Höhenstellung nicht. Die Schnittkurven für beide Schwenkrichtungen sind daher spiegelbildlich.

Diese theoretische Stellung des Schaufelrades kann jedoch nicht erreicht werden, da es notwendig ist das aufgenommene Fördergut auf das abfördernde Band zu übergeben.

Eine Verbesserung der Übergabe auf das Förderband kann durch das Verdrehen der Schaufelradebene um die senkrechte Achse erfolgen. Der Bereich der Ausschüttöffnung rückt bei dieser Konstruktionsanordnung näher zum Förderband. Die Neigung der Austragsschurre kann somit steiler gewählt werden und damit ein Anpacken des

Materials auf der Austragsschurre reduzieren. Nachteilig wirkt sich das senkrechte Verdrehen des Schaufelrades auf die Schnittfigur in den beiden Schwenkrichtungen aus.

Durch Kippen der Schaufelradebene um die senkrechte Achse kann das Förderband in das Schaufelrad hineingeführt werden. Die Übergabeverhältnisse des Fördergutes vom Schaufelrad auf das Förderband werden durch diese Stellung weiter verbessert.

Abb. 57 zeigt die unterschiedlichen Stellungen des Schaufelrades zum Schaufelradausleger.

- a Ebene des Schaufelrades geht durch die Drehachse des Oberbaus
- b Ebene des Schaufelrades ist um die senkrechte Achse verschwenkt
- c Ebene des Schaufelrades ist um die senkrechte Achse verschwenkt und um die waagerechte Achse verkippt

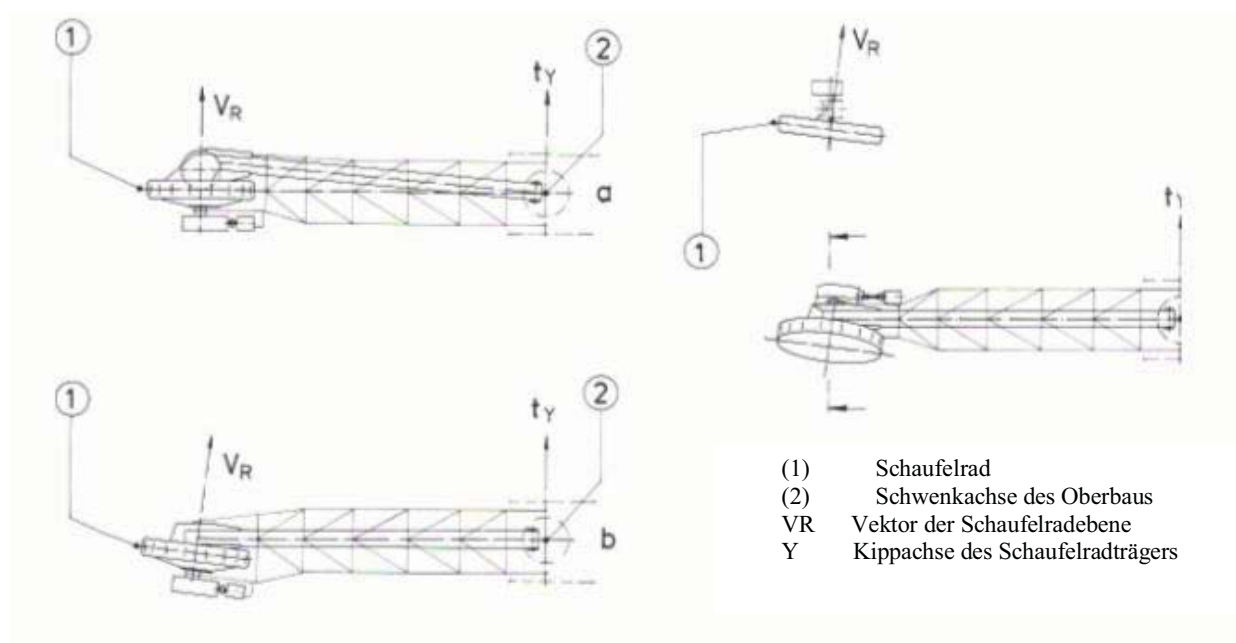


Abb. 57: Stellung des Schaufelrades zum Schaufelradausleger

Um im Betrieb eine möglichst störungsfreie Materialübergabe zu gewährleisten, wird das Schaufelrad um die vertikale Achse verdreht und um die horizontale Achse gekippt. Durch den geringen Abstand des Förderbandes zum Schaufelrad kann die Austragsschurre steil angestellt werden und ein Festsetzen des Materials wird verringert. Jedoch beeinflusst jede Verschwenkung und Verkippung des Schaufelrades die Schnittfiguren, da sich die Lage des Schaufelrades mit der Höhenverstellung ändert. Die

Lage des Schaufelrades im Raum bei einer Verschwenkung oder Verkipfung der Schaufelradebene geht aus Abb. 57 hervor.

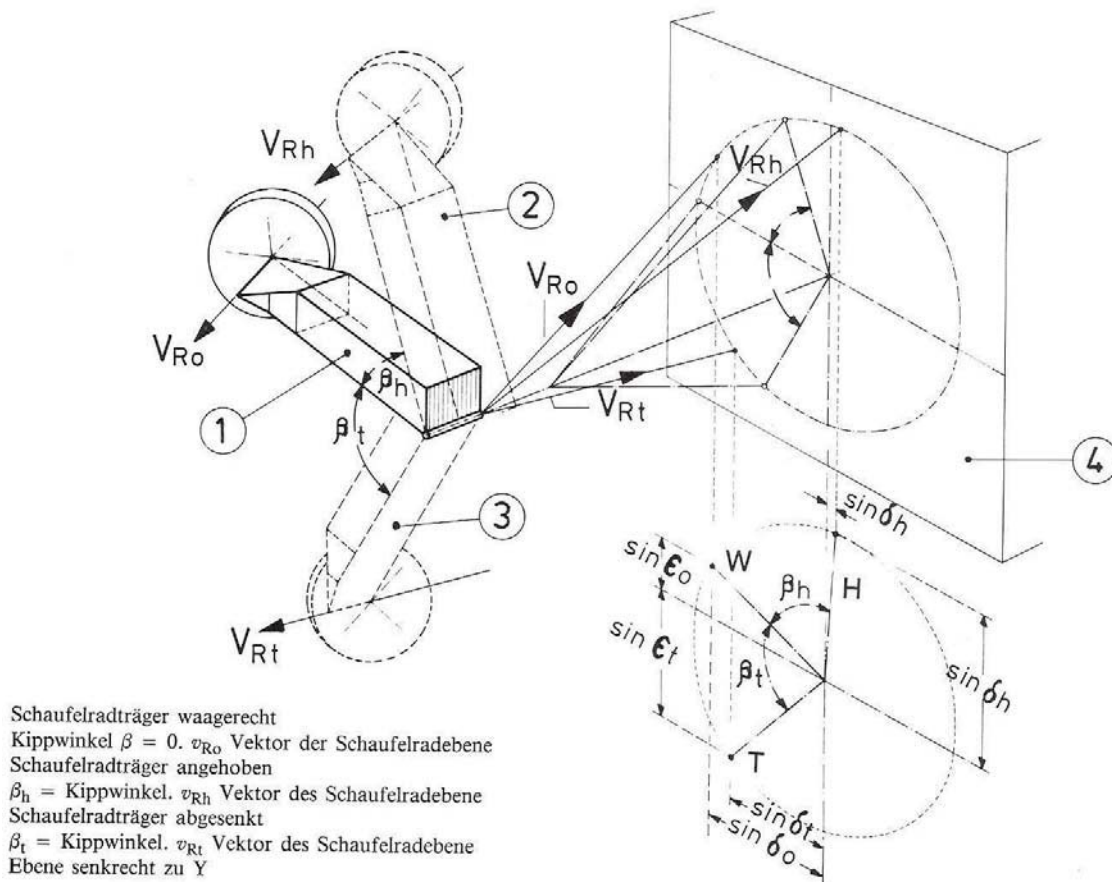


Abb. 58: Veränderung der Lage des Schaufelrades in Abhängigkeit von der Höhe des Schaufelradauslegers

Bei waagrecht Schaufelradträger ist die Ebene des Schaufelrades um den Winkel δ verschwenkt und um den Winkel ϵ gekippt. Eine Parallele zum Vektor der Schaufelradebene, die einen Schnittpunkt mit der Kippachse des Schaufelradträgers hat, schneidet eine Ebene senkrecht zur Kippachse des Schaufelradträgers im Punkt W. Wird der Schaufelradträger um den Winkel β_h aus der Waagrechten angehoben bzw. um den Winkel β_t abgesenkt, bewegt sich der Schnittpunkt W nach H bzw. T, wodurch die Lage des Vektors der Schaufelradebene bei Hoch- bzw. Tiefstellung gegeben ist.

Die Lageveränderung des Schaufelrades wirkt sich auf die Neigung der Schurre im Schaufelrad aus. Deren Neigung nimmt mit dem Absenken des Schaufelradträgers

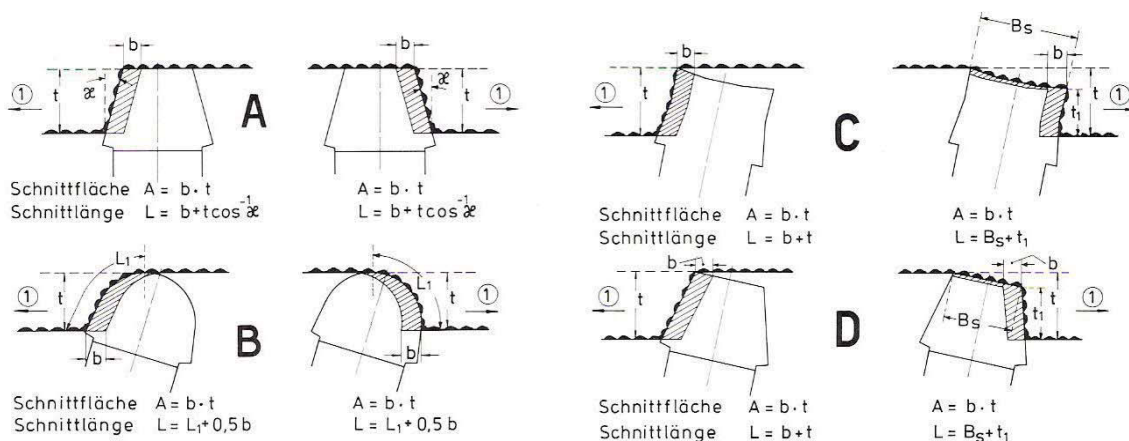
deutlich ab und kann zu einem unbeabsichtigten Festpacken von gelöstem Material führen.

Da sich die Lage der Schaufelradenebene im Raum infolge der Höhenverstellung ändert, ergeben sich weitere Unterschiede im Verlauf der Schnittlinien im Raum und damit auch unterschiedliches Schnittverhalten. Die Berechnung der Schneidkurven in Abhängigkeit der Höhe kann aus [2] entnommen werden.

5.2 Form der Schaufeln

5.2.1 Allgemeines

Je nach Form der Schneidkante unterscheidet man rechteckige, trapezförmige und kreisrunde Schaufeln (Kapitel 4.4.1). Die Form der Schnittfläche kann je nach Schaufelform und Stellung des Schaufelrades zur Böschung sehr unterschiedlich sein. Trotz der jeweils anderen Form bleibt ihre Größe und damit das Spanvolumen unverändert. Die Schnittlänge verändert sich jedoch sehr stark. Abb. 59 zeigt die Formen der Schnittflächen in Abhängigkeit der Schaufelform und der Stellung des Schaufelrades.



- A Trapezförmige Schaufel. Stellung des Schaufelrades siehe a
- B Kreisförmige Schaufel. Stellung des Schaufelrades siehe b und c
- C Trapezförmige Schaufel mit vorgezogenen Ecken. Stellung des Schaufelrades siehe b und c
- D Trapezförmige Schaufel. Stellung des Schaufelrades siehe b und c

Abb. 59: Formen der Schnittfläche

Daraus geht hervor, dass bei rechteckigen oder trapezförmigen Schaufeln nur dann gleiche Schnittlängen zu erwarten sind, wenn die Schaufelradenebene mit der Drehachse

des Oberbaus zusammenfällt. Weicht die Schaufelradenebene von dieser Lage ab, sind erhebliche Unterschiede in der Schnittlänge der Schaufeln in beiden Schwenkrichtungen zu verzeichnen. Eine vorgezogene Ecke der Schaufel steht bei beiden Schwenkrichtungen im Schnitt, wohingegen die andere Ecke nur in einer Schwenkrichtung schneidet. Der Unterschied infolge der Schnittlängen wirkt sich besonders bei schwer zu schneidenden Fördergut aus. Die Schnittfläche A ist für beide Schwenkrichtungen gleich groß.

Da sich die Schnittlängen der kreisrunden Schaufel in beide Bewegungsrichtungen ähnlich sind, ergibt sich für diese Schaufelform ein gleichmäßiges Schnittverhalten. Für den praktischen Einsatz bringt die kreisrunde Schaufelform den Vorteil der gleichmäßigen Stückigkeit des Fördergutes in beide Schwenkrichtungen.

Durch die stark unterschiedliche Form des Spanquerschnittes bei rechteckiger oder trapezförmiger Schneidenform wird das Fördergut in eine Schwenkrichtung grobstückig, in der anderen kleinstückig gebrochen. Asymmetrische Schaufelformen können die Gleichmäßigkeit verbessern, aber die ideale Anpassung ist nur für eine Höhenstellung des Schaufelrades möglich.

Wenn vorwiegend weiches Material geschnitten wird, so genügt es die Schneidkante der Schaufel durch Aufschweißen von verschleißfesten Werkstoffen zu schützen.

Werden in der Abbaufont harte Schichten erwartet, empfiehlt es sich Zähne im Bereich der Schaufelecken anzubringen. Diese übernehmen den Hauptteil der Grabarbeit durch eine Konzentration der verfügbaren Schneidkraft auf eine geringe Schneidenlänge. Das Herausbrechen des Fördergutes wird somit begünstigt.

Der Schaufelinhalt einer Schaufel muss das gesamte Materialvolumen eines sichelförmigen Schnittes aufnehmen können.

5.2.2 Freiwinkel an der Schaufeln

Betrachtet man eine einzelne Schaufel über eine Umdrehung des Schaufelrades so wird deutlich, dass sich der Gewinnungsvorgang des Materials aus mehreren Teilaufgaben zusammensetzt.

Zu den wichtigsten Teilaufgaben gehören:

- Lösen des Fördergutes aus der Böschung
- Aufnahme und Transport des gelösten Fördergutes
- Abgabe des Materials an das Abfördersystem

Damit der Energieverbrauch der Antriebseinheit und der Verschleiß der Schaufeln reduziert werden, versucht man die geometrische Form der Schaufeln optimal zu gestalten. Die Neigung des Schaufelrückens, der Schaufelseitenfläche und des Schaufelbodens trägt wesentlich zur effizienten Gewinnung des Fördergutes bei. Nachfolgend werden die Schaufelparameter anhand einer bestehenden Schaufelkonstruktion diskutiert.

Der Schaufelradbagger BWE 1400 C467 wird zur Gewinnung von Braunkohle in der Nähe der Stadt Neyveli im südindischen Bundesstaat Tamil Nadu eingesetzt. Der Durchmesser der Schaufelradschnittkontur beträgt 10480 mm bei einer Antriebsleistung von 750 kW. Abb. 60 zeigt den Aufbau des Schaufelrades mit der Einbindung des Schaufelrades im Schaufelradträger.

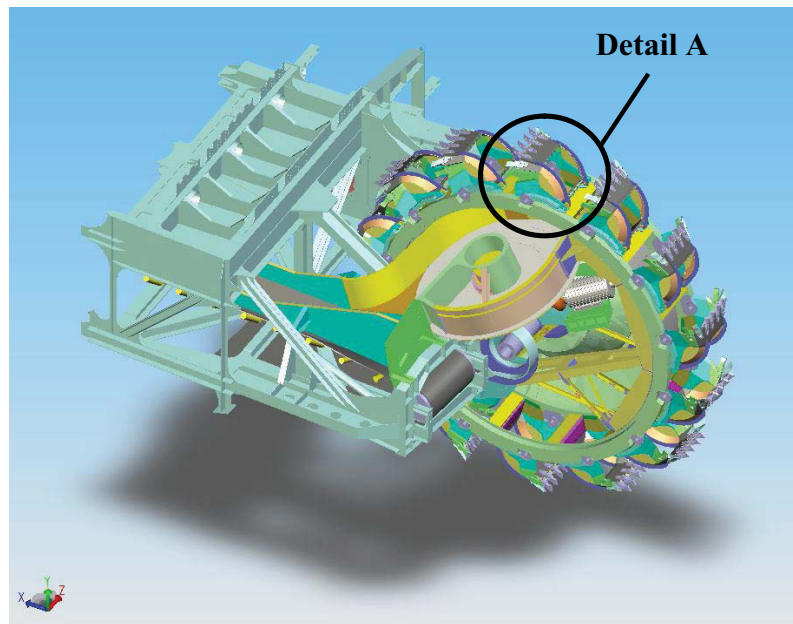


Abb. 60: Schaufelradträger mit Schaufelrad BWE 1400 C467

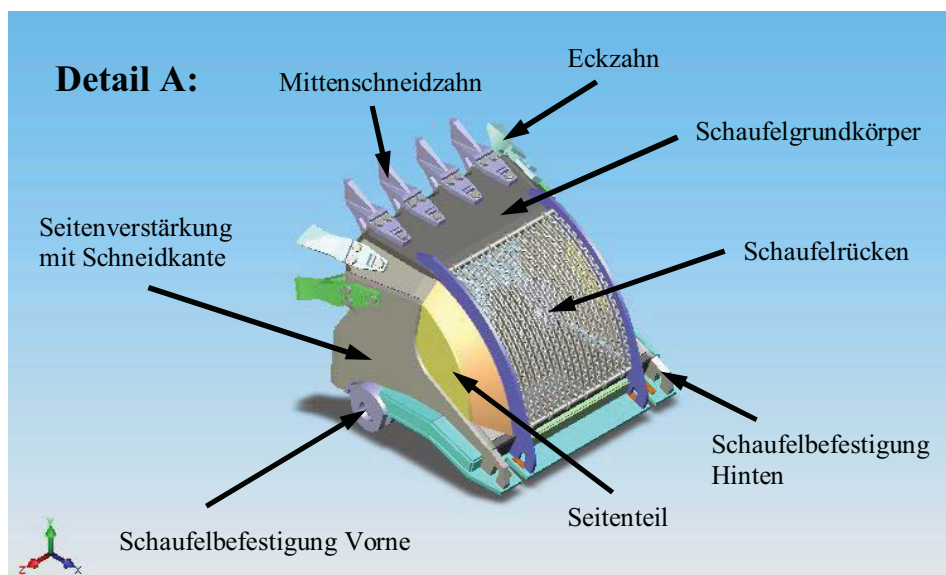


Abb. 61: Schaufelkomponenten

Zur genauen Studie der Schaufelgeometrie wurde aus Abb. 60 die Detailansicht A (Abb. 61) entnommen. Alle nachfolgenden Bezeichnungen der Schaufelkomponenten beziehen sich auf diese Darstellung

5.2.2.1 Schaufelrücken

Das Fördervolumen eines Schaufelrades pro Zeiteinheit ist maßgeblich für den Einsatz eines Schaufelradbaggers im Gewinnungsbetrieb. Bei zellenlosen Schaufelrädern (Kapitel 4.3) ergibt sich durch die Konstruktion des Schaufelradkörpers ein ringförmiger Hohlraum unter der Schaufel. Dieser Ringraum kann sich bei der Förderung ebenfalls mit Fördergut füllen. Für die Ermittlung der theoretischen Fördermenge werden das Schaufelvolumen und das Volumen des Ringraumes im Schaufelradkörper herangezogen (Abb. 62).

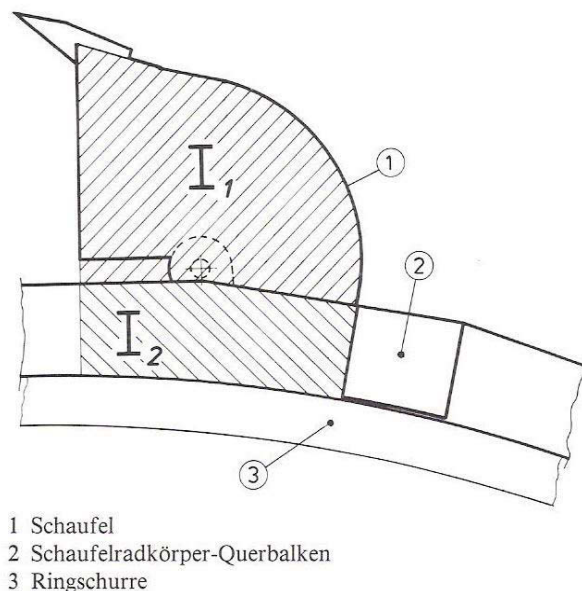


Abb. 62: Fördervolumen

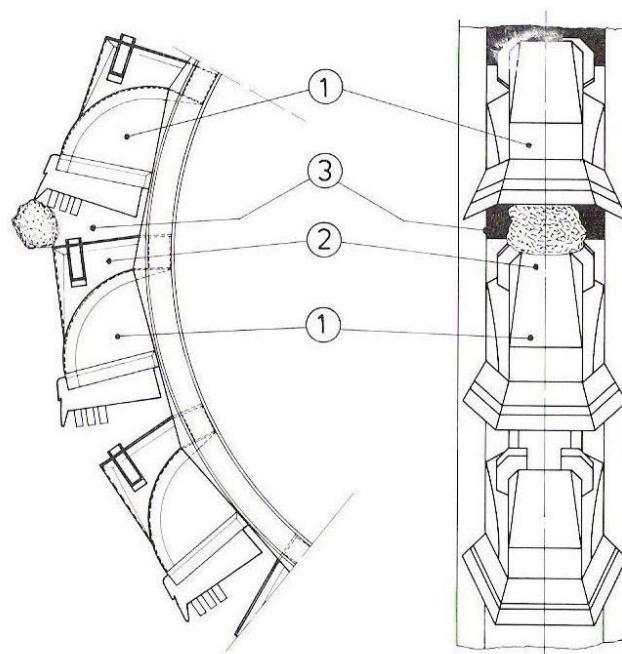
In den meisten Fällen entspricht der dargestellte Ringraum dem halben Schaufelinhalt. Demzufolge befindet sich der Großteil des Fördervolumens bei normalen Förderbedingungen im Schaufelkörper. Da der Schaufelrücken die Begrenzung der Schaufel darstellt, kann über die Krümmung des Schaufelrückens das Fördervolumen einer Schaufel stark beeinflusst werden.

Wegen des stetigen Gewinnungsvorganges eines Schaufelrades darf der Schaufelrücken die Schnittkontur des Schaufelrades nicht überragen. Verschleiß des Schaufelrückens durch Reibung mit der Böschung wird durch diese Maßnahme verhindert.

Ist die Steigung der Tangente an die Krümmung des Schaufelrückens im Bereich der hinteren Schaufelbefestigung zu flach, dann kann es zu einer Verdichtung des gelockerten Fördergutes im Schaufelkörper kommen. Eine vollständige Entleerung des Schaufelinhaltes im Bereich der Ausschüttöffnung ist nicht möglich.

Um das Anpacken von klebrigem Fördergut im Schaufelkörper zu vermeiden, wird der Schaufelrücken in einigen Sonderfällen offen ausgeführt. Am ausgewählten Beispiel des Schaufelradbaggereinsatzes in Neyveli (Abb. 60) ist zu erkennen, dass die Abgrenzung des Schaufelrückens durch Ketten erfolgt. Die Entleerung des Materials wird durch das Kettengewicht zusätzlich begünstigt.

Da sich große Gesteinsteile im Förderweg eines Schaufelradbaggers auf sämtliche nachfolgende Förderorgane ungünstig auswirken, wird das Eindringen von Brocken bereits am Schaufelrad verhindert. Zu diesem Zweck wird der Rücken der vorlaufenden Schaufel soweit verlängert, dass zwischen dieser Verlängerung und der Schneide der nachfolgenden Schaufel nur ein begrenzter Zwischenraum bleibt (Abb. 63).



- 1 Schaufel
- 2 Verlängerung des Schaufelrückens
- 3 Durchgangsöffnung für das Fördergut

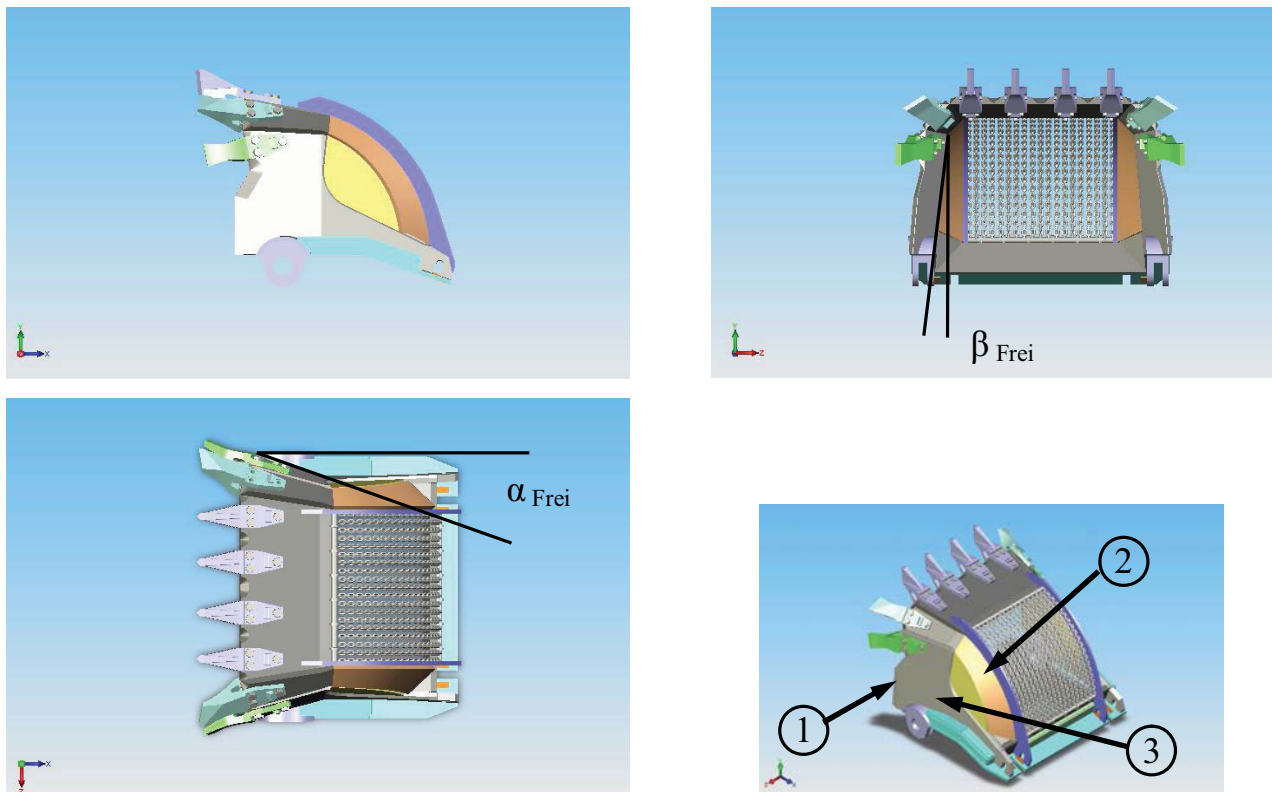
Abb. 63: Verlängerung des Schaufelrückens

Eine schmale Schaufel mit möglichst langgezogenem Schaufelrücken stellt die optimale Schaufelgeometrie dar. Unter Berücksichtigung der Förderleistung, der Masse des Schaufelradkörpers und der Drehgeschwindigkeit des Schaufelrades ist diese Ausführungsform der Schaufel nicht möglich.

5.2.2.2 Seitenteil mit Schneidkante

Zum Lösen des Fördergutes aus der Böschung wird das drehende Schaufelrad um die Achse des Oberbaues geschwenkt. Damit bei dieser Bewegung eine Berührung der Schaufelseitenwand mit dem Rand der Böschung vermieden wird, muss die nach außen gezogene Schneidkante den seitwärts liegenden Böschungsrand freischneiden. Mit zunehmendem Schwenkwinkel wird die Schnitttiefe des Schaufelrades bei vorschublosen Schaufelradbaggern geringer (Kapitel 3.2). Um die Gewinnung des Fördergutes konstant zu halten ist es notwendig, in Abhängigkeit des Auslenkwinkels vom Oberbau zur Abbaufont, die Schwenkgeschwindigkeit zu steigern. Erreicht die Schwenkgeschwindigkeit den maximalen Wert, können Kollisionen der Seitenwand mit der Böschung auftreten. Durch die geringe Schnitttiefe des Schaufelrades führen diese Berührungen mit der Böschung zu Verschleiß im vorderen Seitenbereich der Schaufel. Infolgedessen wird dieser Übergangsbereich zwischen der Schaufelseiten- und der Schaufelrückwand abgerundet oder abgeschrägt.

In Abb. 64 ist die Form der Schaufelseitenwand sowohl im Aufriss, Grundriss als auch im Seitenriss dargestellt.



α_{Frei} Neigung der Schneidkante
 β_{Frei} Seitenwandneigung

- (1) Schneidkante
- (2) Abgeschrägter Übergang vom Schaufelrücken zum Seitenteil
- (3) Verstärkter Bereich des Seitenteiles

Abb. 64: Darstellung der Seitenwand einer Schaufel

Asymmetrische Schaufeln unterscheiden sich in der unterschiedlichen Größe der beiden Seitenwände. Die Gestaltung der Seitenwände muss ein Nachschneiden der Schneidzähne und der Schneidkante, die nicht unmittelbar im Eingriff stehen, unbedingt verhindern.

Das Modell zur Überprüfung von Nach- und Freischnitt muss sich auf das Gesamtsystem des Schaufelradbaggers beziehen und dabei die Versetzgeschwindigkeiten aus Verschwenken und Verdrehen des Schaufelrades sowie die Stellung des Radauslegers (Kapitel 5.1) berücksichtigen. Schaufelradbagger mit Vorschub beziehungsweise vorschublose Bagger sind ebenfalls getrennt voneinander zu betrachten. Da es sich bei der Bestimmung der Freischnitt- und Nachschneidwinkel um Untersuchungen zu

Durchdringung von Körpern auf Schnittbahnen handelt, eignen sich dafür besonders 3D-CAD-Modelle.

Die Seitliche Begrenzung der Schaufel darf die Befüllung der Schaufel mit dem aufgelockerten Fördergut nicht beeinträchtigen. Für die Abgabe des Fördergutes im Bereich der Ausschüttöffnung spielt die Seitenwandneigung (Abb. 64) eine entscheidende Rolle. Die projizierte Schaufelfläche vergrößert sich zum Zentrum des Schaufelrades.

Stark klebriges Fördergut erfordert einen wesentlich größeren Winkel zwischen Seitenwandfläche und Arbeitsebene des Schaufelrades. Die Entleerung durch Rausrutschen des Materials im höchsten Punkt des Schaufelrades wird durch diese Maßnahme gefördert.

5.3 Schnittgeschwindigkeit

Die Schnittgeschwindigkeit entspricht der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufel. Diese ist an der Außenkante der Schaufel am größten und nimmt zum Schaufelradmittelpunkt ab. Der Geschwindigkeitsunterschied im Bereich der Schneidkante ist jedoch sehr gering und deshalb kann zur Betrachtung eines Masseteilchens die Umfangsgeschwindigkeit an der Außenkante herangezogen werden.

Durch die Zentrifugalkraft des drehenden Schaufelrades wird das Fördergut in den Schaufeln nach außen gedrückt. Die Wirkung der Schwerkraft, die das Entleeren der Schaufeln bewirkt, wird durch die Zentrifugalkraft verringert. Damit ergibt sich ein Grenzwert der Umfangsgeschwindigkeit v_u bei der keine Entleerung mehr stattfinden kann.

Für die Zentrifugalkraft gilt:

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (\text{G 5.1})$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit gilt folgende Beziehung:

$$V_U = \omega \cdot r \quad (\text{G 5.2})$$

Wird Gleichung G 5.2 in Gleichung G 5.1 eingesetzt und für den Durchmesser des Schaufelrades $D = 2 r$ angesetzt, so ergibt sich:

$$F_Z = \frac{2 \cdot m \cdot v_u^2}{D} \quad (\text{G 5.3})$$

Aus der Massenschwerkraft $F = m g$ ergibt sich durch Gleichsetzung die Grenzgeschwindigkeit:

$$V_{U_Grenz} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot D \cdot g} \quad (\text{G 5.4})$$

Die Grenzgeschwindigkeit ist somit nur vom Durchmesser des Schaufelrades abhängig. Die Kurve der Grenzgeschwindigkeiten für die verschiedenen Durchmesser ist eine Parabel (Abb. 65).

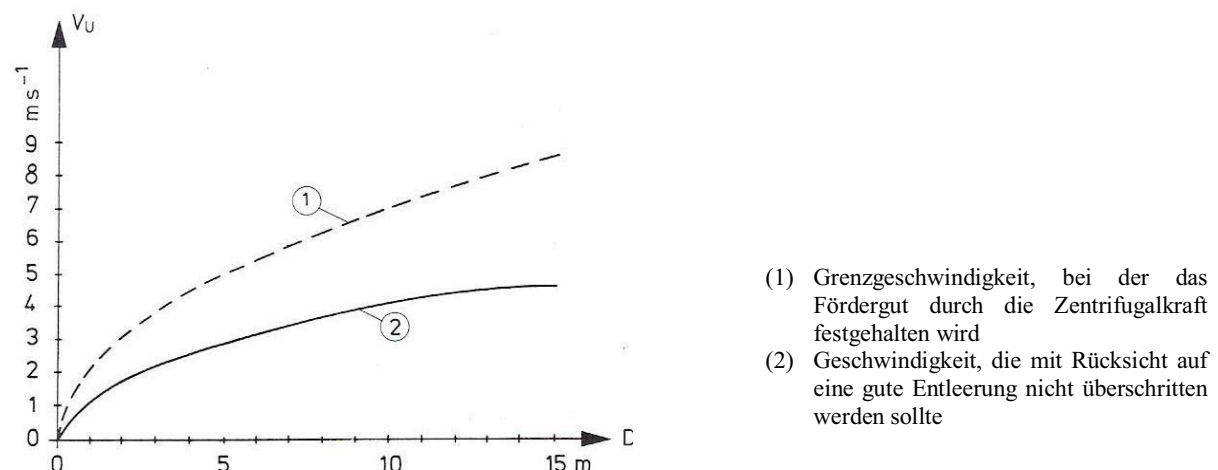


Abb. 65: Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Schaufelraddurchmesser

Die tatsächliche Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades muss deutlich kleiner sein, als die Grenzgeschwindigkeit. Sie sollte höchstens 55 % der Grenzgeschwindigkeit

betragen, damit für das Entleeren des Fördergutes aus den Schaufeln eine genügende Wirkung der Schwerkraft verbleibt.

Die Werte für die Grenzgeschwindigkeit und die nicht zu überschreitende Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Schaufelraddurchmessers sind in Abb. 65 dargestellt.

Aus diesen Überlegungen geht hervor, dass der Wahl der Umfangsgeschwindigkeit nach oben sehr enge Grenzen gesetzt sind. Die Umfangsgeschwindigkeit beeinflusst in hohem Masse auch die ordnungsgemäße Entleerung des Fördergutes durch die Ausschüttöffnung im Schaufelradkörper. Um ein Überschütten des Materials zu vermeiden, muss das in den Schaufeln und im Ringraum befindliche Fördergut in die Ausschüttöffnung und nicht auf die vorlaufende Schaufel fallen. Diese Forderung wird erfüllt, wenn ein Masseteilchen, dass am höchsten Punkt abgeworfen wurde, noch durch die Ausschüttöffnung fällt. Abb. 66 zeigt die Fallkurve eines Masseteilchens als Relativkurve zwischen der Fallparabel und dem drehenden Schaufelrad.

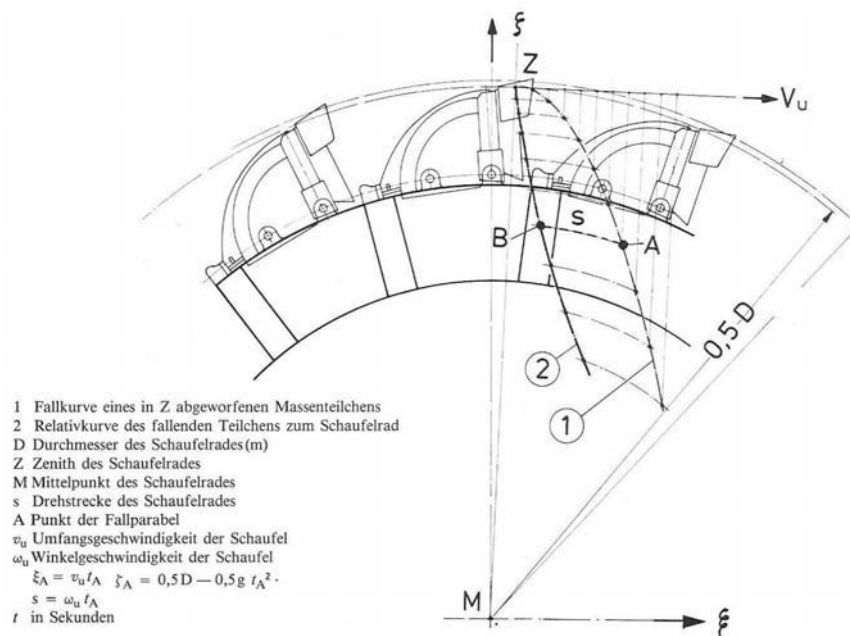


Abb. 66: Fallkurve eines Masseteilchens

Wenn der gesamte Förderstrom ohne Verluste ins Innere des Schaufelrades fallen soll, dann muss die Relativkurve durch den Außenring des Schaufelradkörpers hindurchgehen, ohne auf Konstruktionsteile zu treffen. Die Annahme, dass Masseteilchen erst im höchsten Punkt abgeworfen werden, deckt in fast allen Fällen auch die Verhältnisse bei klebrigem Fördergut ab.

5.4 Schneidfähigkeit des Fördergutes

Die Materialkennwerte sind für die Auslegung, den Bau und für die Parameter des Abbauverfahrens eines Schaufelradbaggers ausschlaggebend. Die wichtigsten Parameter des zu baggernden Materials für die Ermittlung der nötigen Grabkraft beziehungsweise des Energiebedarfs sind:

- die Druckfestigkeit
- die Zugfestigkeit
- die Klüftung
- das Bruchverhalten
- die Klebrigkeit

Die Abrasivität ist ebenfalls von sehr großer Wichtigkeit. Sie ist hauptsächlich für den Verschleiß der Graborgane verantwortlich und lässt sich durch verschiedenartige Untersuchungen des Gestein ermitteln.

Die Druckfestigkeit wird an zylindrischen oder würfelförmigen Materialproben eines ungestörten Materialelementes durch das Zerdrücken zwischen zwei parallelen Platten bestimmt. Abb. 67 zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau zur Ermittlung der Druckfestigkeit. Probengeometrie und Versuchsgeschwindigkeit sind genormt.

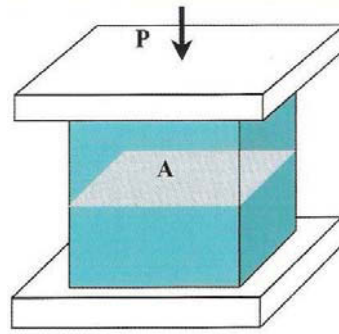


Abb. 67: Schematischer Aufbau des Druckversuches

Die Ermittlung der Zugfestigkeit der Materialproben eines ungestörten Materialelementes erfolgt durch den Spaltzugversuch (Brazilian-Test). Dabei wird ein scheibenförmiger zylindrischer Prüfkörper quer zur Zylinderachse zwischen zwei parallelen Platten zerdrückt und die Spaltzugfestigkeit bestimmt. Die direkte Bestimmung der Zugfestigkeit ist versuchstechnisch sehr aufwendig und wird deshalb nur selten angewendet.

Das Verhältnis der Spaltzug- zur Druckfestigkeit ergibt einen Kennwert über das zäh-spröde Bruchverhalten des Materials und erlaubt unter Berücksichtigung der Klüftigkeit die Ermittlung der Bruchwinkel im Material bei dem Baggern mittels Zähnen.

Bei weicheren Materialien werden die Kohäsion und der Winkel der inneren Reibung durch den Scherversuch ermittelt. Feuchte, Plastizität und Konsistenz haben auf das zu prüfende Material einen sehr großen Einfluss und sind daher nicht zu vernachlässigen.

Das Keiltest und das Point-Load-Testverfahren (Abb. 68) gehören zu jenen Messverfahren, die eine Schnellanalyse des Materialelementes direkt vor Ort im Tagebau ermöglichen. Dabei eignet sich der Point-Load-Test besser für härtere Materialien.

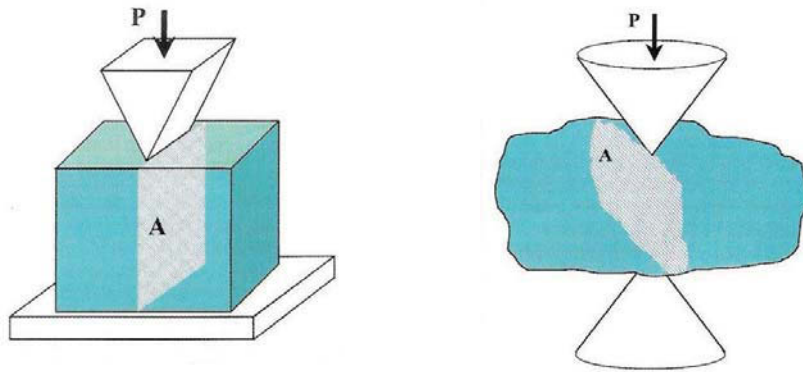


Abb. 68: Keiltest und Point Load Test

Der Keiltest wird an einem vorher als Zylinder oder Würfel geformten Materialstück mit einer Kantenlänge von zirka 150 mm durchgeführt. Das Teststück wird mit einem Keil solange belastet, bis es gespalten ist. Dabei wird sowohl eine keillängen- als auch eine bruchflächenbezogene Schnittkraft ermittelt. Die Geometrischen Abweichungen des Teststückes von der Idealform werden mittels Korrekturfaktoren berücksichtigt.

Beim Point-Load-Test werden Materialstücke mit beliebiger Form zwischen zwei abgerundeten Kegelspitzen zerdrückt. Dabei wird ähnlich wie bei den Druck-, Zug- und Keiltests der Festigkeitsindex als Verhältnis zwischen der Bruchkraft und dem Quadrat des bruchflächenäquivalenten Durchmessers ermittelt. Der wichtigste Vorteil des Point-Load-Test gegenüber anderen Festigkeitsprüfverfahren besteht in der einfachen Bestimmung des materialspezifischen Größenkorrekturfaktors, der meist in Zusammenhang mit der natürlichen Klüftung steht.

Abb. 69 zeigt den Aufbau eines mobilen Prüfgerätes zur Feststellung der Materialfestigkeit. Die eingespannte Prüfspitze kann gegebenenfalls durch andere Prüfkörper ausgetauscht werden.



Abb. 69: Tragbares Prüfgerät zur Bestimmung der Materialfestigkeit

Nach Erfahrungen mit Schaufelradbagger in Bodenarten unterschiedlicher Schneidwiderstände ist die Grenze der Einsatzmöglichkeit erreicht, wenn folgende Schneidwerte des Fördergutes vorliegen:

- k_A Schneidwert je Flächeneinheit des Spanquerschnittes 2MPa
- k_A Schneidwert je Längeneinheit der Schneidkante 200 kNm⁻¹

Bodenarten, die höhere Schneidwerte erfordern, können mit einem Schaufelrad nur dann geschnitten werden, wenn sie durch Lockerungssprengungen entsprechend aufgelockert wurden.

5.5 Einschlüsse im Fördergut

Einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Schaufelradbaggers haben Einschlüsse sehr harten Materials im Fördergut. Haben diese Einschlüsse ein begrenztes Ausmaß, sodass sie vom Schaufelradbagger freigelegt werden können, müssen sie soweit freigegeben werden, dass sie anderweitig beseitigt werden können. Sind solche Einschlüsse häufig, ziehen sie einen erheblichen Abfall der durchschnittlichen Fördermenge nach sich.

Finden sich in der Abbaufont sehr weitreichende Einschlüsse von hartem Material, so ist es notwendig den Schaufelradbagger aus dem Schnitt zu nehmen. Hohe Verlustzeiten sind mit dieser Maßnahme verbunden und bei häufigem Auftreten solcher Einschlüsse ist ein Betrieb eines Schaufelradbaggers in Frage zu stellen.

Vorerkundungen von noch nicht aufgeschlossenen Tagebaufeldern sind daher mit größtmöglicher Sorgfalt durchzuführen. Hartgesteineinschlüsse können bereits in der Planungsphase erkannt werden.

5.6 Anordnung des Schaufelrades im Schaufelradträger

Die Grabverhältnisse eines Schaufelrades werden durch die Konstruktion des Schaufelradträgers in der Umgebung des Schaufelrades beeinflusst. Die Lagerung der Schaufelradwelle (Kapitel 4.4.4) und die Ausführung des Getriebes (Kapitel 4.5) wirken sich sehr stark auf die seitliche Bewegungsfreiheit des Schaufelrades aus.

Bei einem Schnitt am Ende der Ausschwenkung müssen alle Konstruktionsteile des Schaufelradträgers und des Schaufelradgetriebes innerhalb des vom Schaufelrad aus der Seitenböschung geschnittenen Zylindersegmentes bleiben. Die Winkel zwischen dem vorderstem Punkt des Schaufelrades und dem äußersten Konstruktionselement werden Freischnittwinkel genannt. Durch die Anordnung des Getriebekastens und des Förderbandes ergeben sich unterschiedliche Freischnittwinkel an beiden Seiten des Schaufelradauslegers. Abb. 70 zeigt die Freischnittwinkel in Abhängigkeit der vom Schaufelrad geschnittenen Blockhöhe.

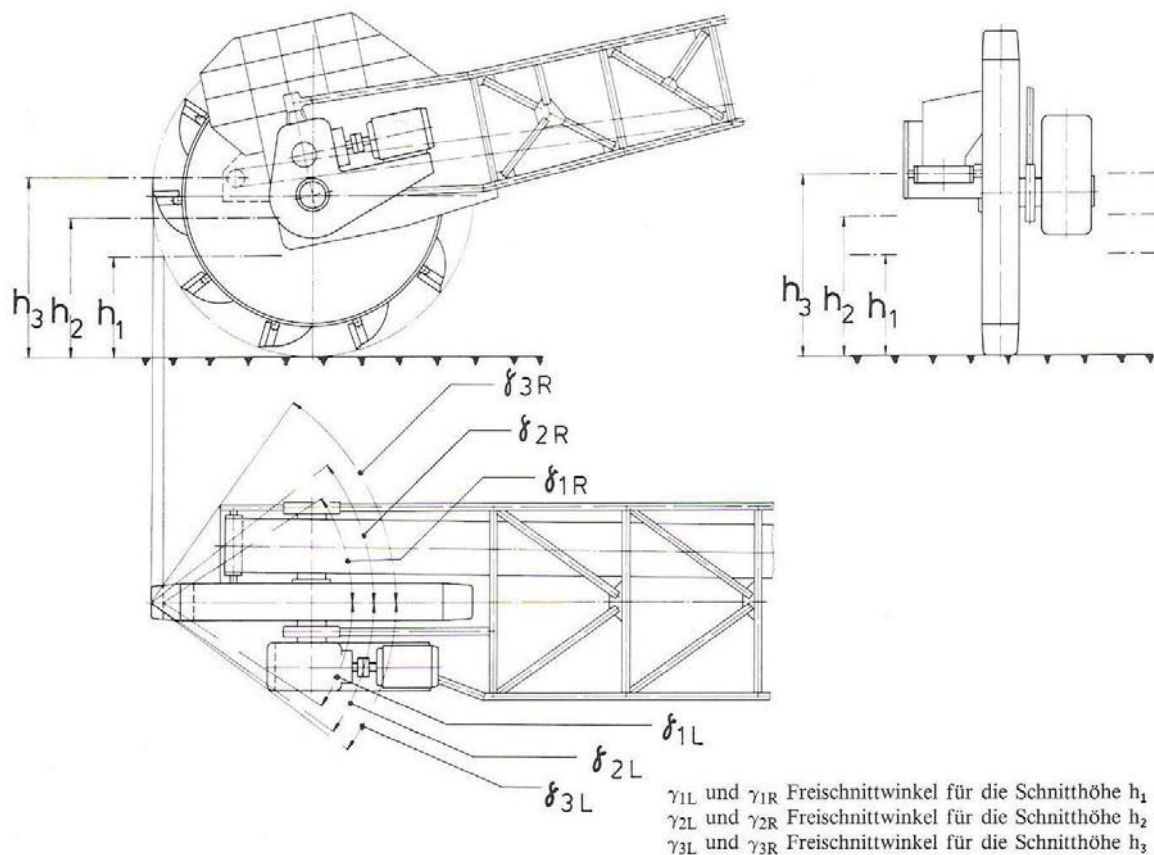


Abb. 70: Freischnittwinkel

Für die Konstruktion des Schaufelradträgers empfiehlt es sich die Freischnittwinkel in beiden Richtungen möglichst klein zu halten. Beim Schneiden der Seitenböschung muss das Schaufelrad bis zum Freischnittwinkel ausgeschwenkt werden, damit eine Kollision mit der Böschung vermieden wird. Je größer der Freischnittwinkel ist, desto weiter muss der Ausleger geschwenkt werden um dieses Freischneiden zu erreichen.

Von der Ausschwenkwinkeldifferenz in den einzelnen Höhenlagen hängt die Neigung der Seitenböschung ab (Kapitel 3). Die Schnitthöhe im Planumschnitt muss daher gering gehalten werden, um den geringen Freischnittwinkel im unteren Bereich des Schaufelrades auszunützen.

6 Schaufelräder in Haldenrückgewinnungsgeräten

Die Herstellung von Produkten wird oftmals von Rohstoffen bestimmt, die im Erzeugerland teilweise nur schwer erhältlich sind. Rohstoffe wie Eisenerz, Bauxit, Kohle oder Getreide werden daher über sehr weite Strecken mit dem Schiff transportiert und in Häfen vorübergehend zwischengelagert. Die Lagerung der oben genannten losen Schüttgüter erfolgt dabei haufenförmig. Eine haufenförmige Ansammlung von Schüttgut wird im Bergbau als Halde bezeichnet (Abb. 71). Damit diese Ansammlungen von Schüttgütern möglichst kostengünstig aufgenommen und der weiteren Verarbeitung unterzogen werden kann, werden verschiedenste technische Hilfsmittel benötigt. Technische Einrichtungen die ein erneutes Aufsammeln dieser Schüttgüter ermöglichen werden Haldenrückgewinnungsgeräte genannt.

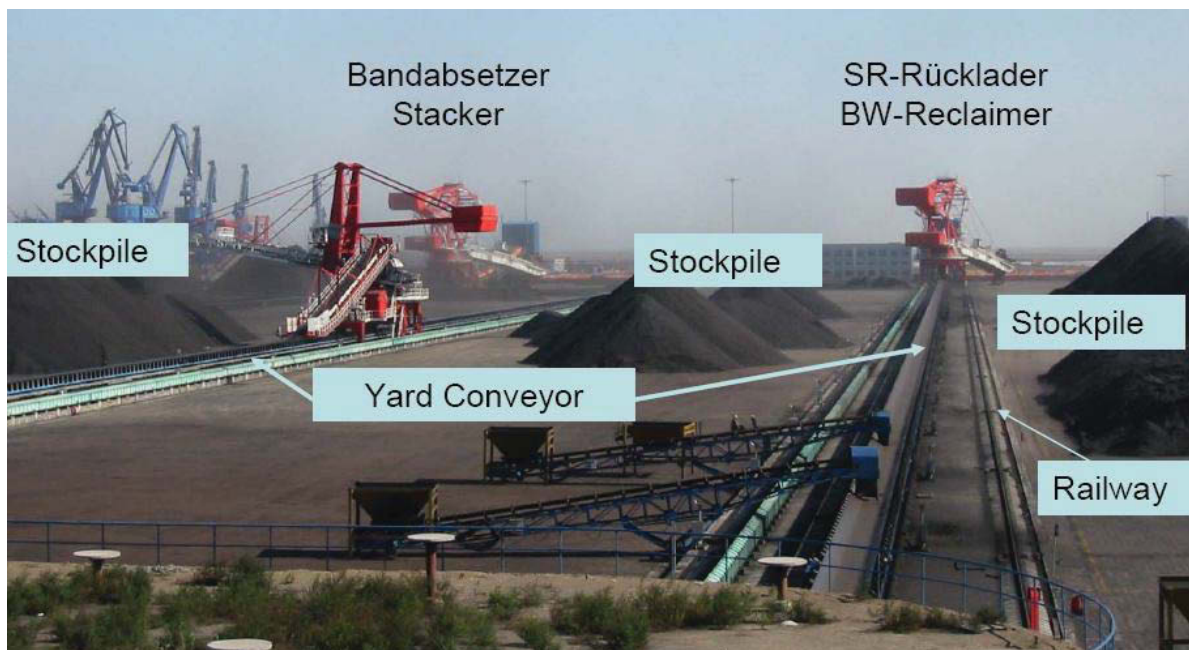


Abb. 71: Lagerung von Schüttgütern

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich ausschließlich mit jenen Haldenrückgewinnungsgeräten, welche die Aufnahme und den Transport des Schüttgutes über ein Schaufelrad bewerkstelligen. Da der Aufbau von Schaufelrädern in den vorhergehenden Kapiteln detailliert erarbeitet wurde, werden in diesem Abschnitt die

Besonderheiten der Verwendung von Schaufelrädern in Haldenrückgewinnungsgeräten angeführt.

6.1 Systematische Einteilung der Haldenrückladegeräte

Die Einteilung der Haldenrückladegeräte kann unter zwei verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen.

Funktionale Eigenschaften von Schaufelradrückladesystemen:

- Durchmischung des aufzunehmenden Fördergutes
- Aufnahme des Schüttgutes und Abgabe des Fördergutes als Zweitfunktion
- Umkehrung der Aufnahme-richtung

Konstruktionseigenschaften von Schaufelradrückladesystemen:

- Gestaltung der Fahrwerkkonstruktion
- Ausführung der Tragkonstruktion
- Aufbau der Materialaufnahme-einheit (Schaufelrad, Antrieb)
- Anbringung des Gegengewichtes am Ausleger

Abb. 72 zeigt die systematische Einteilung von Haldenrückgewinnungssystemen.

	Design	Crawler Mounted			Rail Mounted			Bridge & Slewing Devices		
		Unsupport discharge boom	Counterbal discharge boom	Supported conveyor bridge	Rectangle storage yard	Circular storage yard	Storage trench	Encircling bucket wheel	Axle-driven bucket wheel	Store spang reclaiming mechanism
WITHOUT BLENDING EFFECT	Gantry	—	—	—	Yes	—	Yes	Yes	Yes	Yes
	Special design	—	—	—	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
	Rocker	Possible	Possible	Yes	Yes	Yes	Yes	—	Yes	—
	C - frame	Yes	Yes	Possible	Yes	Possible	Possible	—	Yes	—
	Articulatd counterbal boom	Possible	Possible	Possible	Yes	Possible	Possible	—	Possible	—
		Single function: reclaiming <input type="checkbox"/>			Double function : <input type="checkbox"/>			Reversible: <input type="checkbox"/>		
		Double function: reclaiming & stacking without supplementary devices <input type="checkbox"/>			reclaiming & stacking by reversing of belts <input type="checkbox"/>					

Abb. 72: Einteilung der Haldenrückladesysteme

In der obigen Abbildung ist die vollständige Auswahl von Haldenrückgewinnungsmaschinen dargestellt. Für die kontinuierliche Gewinnung von Schüttgut in sehr großen Mengen, werden hauptsächlich Schaufelradrückladesysteme eingesetzt. Diese unterteilen sich in Gleisgebundene- und Kettengetriebene Rückladesysteme. Gleisgebundene Rücklademaschinen können entweder brückenförmig oder mit drehbarem Oberbau ausgeführt werden.

Rückladegeräte mit drehbarem Ausleger beginnen mit dem Abbau der Halde in der Hochlage (Abb. 73). Wenn das Schaufelrad fertig ausgeschwenkt ist, wird es abgesenkt und der nächste Schneidzyklus wird eingeleitet. Die horizontale Zustellbewegung des Schaufelrades erfolgt über das Fahrwerk. Der Vorgang der vertikalen und der horizontalen Zustellbewegung wird solange wiederholt, bis der Grund der Lagerstätte erreicht ist. Die Länge des Auslegers muss ein vollständiges Aufsammeln des Schüttgutes innerhalb des Lagerplatzes ermöglichen. Das aufgenommene Material wird ähnlich wie beim Schaufelradbagger über Förderbänder weitertransportiert.

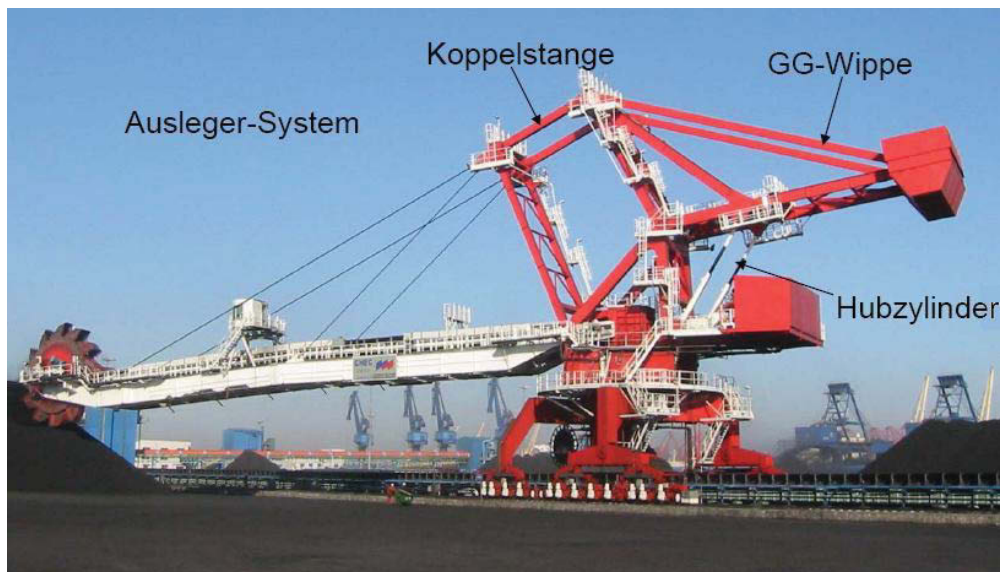


Abb. 73: Rückladegerät mit drehbarem Ausleger

Bei brückenförmigen Rückladesystemen bewegt sich das Schaufelrad in Querrichtung zur Halde. Die Zustellbewegung erfolgt in Haldenlängsrichtung. Die vertikale Schaufelradposition kann bei dieser Art der Materialaufnahme nicht verändert werden. Aus diesem Grund bewegt sich das Schaufelrad am Grund des Lagerplatzes. Höher gelegenes Schüttgut wird durch die Querbewegung einer Rührstange (Rechen) zum

Grund befördert. Die Neigung der Rührstange zum Haldenboden ist von der Feinheit des Fördergutes und dessen Rolleigenschaften abhängig. Die Abförderung des aufgenommenen Materials erfolgt über ein Förderband, das in der Mittellage der Brückenkonstruktion angebracht ist. Abb. 74 zeigt ein brückenförmiges Rückladesystem.

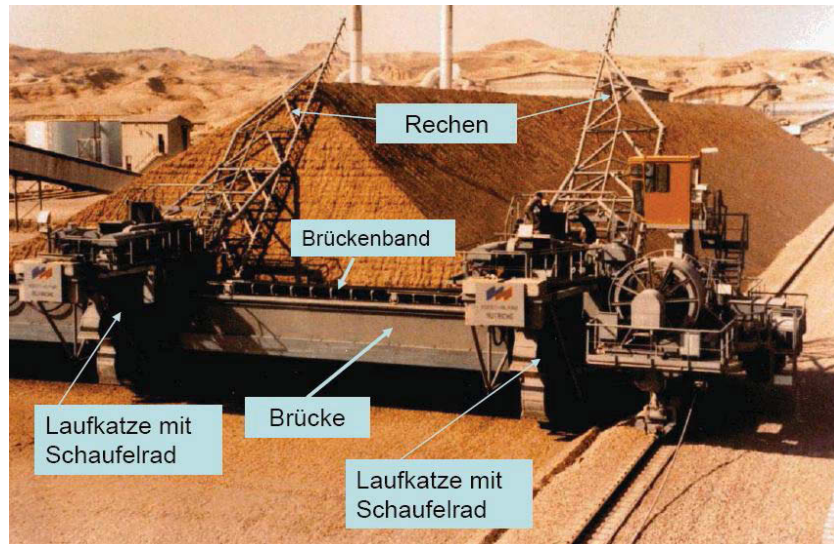


Abb. 74: Hauptelemente eines Brückenrückladers

Der große Vorteil in der Anwendung von Brückenrückladegeräten liegt in der Bedienbarkeit. Die Steuerung erfolgt automatisch von einem zentralen Kontrollzentrum. Bedienpersonal am Brückenrücklader ist daher nicht notwendig.

Rückladegeräte mit Raupenfahrwerken werden überall dort eingesetzt, wo eine möglichst freie Bewegung innerhalb einer Schüttguthalde erforderlich ist. Durch den komplexen Aufbau des Fahrwerks sind die Anschaffungskosten solcher Geräte höher als die Kosten von Gleisgebundenen Rückladeeinrichtungen. Die Wirtschaftlichkeit von Rückladesystemen mit Raupenfahrwerken ist daher in der Planungsphase genau zu überprüfen.

6.2 Funktion und Form des Schaufelrades bei Haldenrückladegeräten

Ähnlich wie beim Schaufelradbagger wird mit dem Schaufelrad Fördergut aufgenommen, transportiert und anschließend auf das Förderband weitergegeben. Der grundsätzliche Unterschied liegt in der Schüttdichte des Fördergutes. Während beim Schaufelradbagger festes Gestein aus dem Verband herausgelöst werden muss, beschränkt sich die Funktion des Schaufelrades in Haldenrückladesystemen auf das Aufsammeln des Materials.

Zunächst betrachten wir den Materialfluss des Schaufelrades bei einem brückenförmigen Haldenrückladegerät (Abb. 74).

In Abhängigkeit der Feinheit des zu fördernden Materials stellt sich immer eine Hangneigung der Oberfläche des Schüttgutes zwischen $\beta = 30 - 45^\circ$ ein. Damit stets ein konstanter Winkel der Aufschüttung erzielt wird und die Fördermenge des Schaufelrades über die gesamte Haldenbreite gleich bleibt, wird eine Egge eingesetzt. Material wird dadurch in Bewegung gebracht und rieselt zum Grund der Halde hinunter.

Wenn das Schaufelrad mit dem Vorschub b quer zur Haldenachse bewegt wird, so schneidet es einen gewölbten Teil des Fördergutes aus dem Schüttguthaufen heraus. Die herausgeschnittene Fläche wird in Abb. 75 mit A_{S1} bezeichnet. Das darüber liegende Material gleitet zum Boden und es entsteht eine parallele Oberfläche mit dem Versatz t zur ursprünglichen Ebene des Schüttguthaufens. Geschieht das Nachrutschen des darüber liegenden Schüttgutes innerhalb einer begrenzten Zeit, so muss die anfallende Menge an Schüttgut ebenfalls von einer im Eingriff stehenden Schaufel aufgenommen werden. Die nachrutschende Anhäufung von Schüttgut füllt die Querschnittsfläche A_{S2} aus.

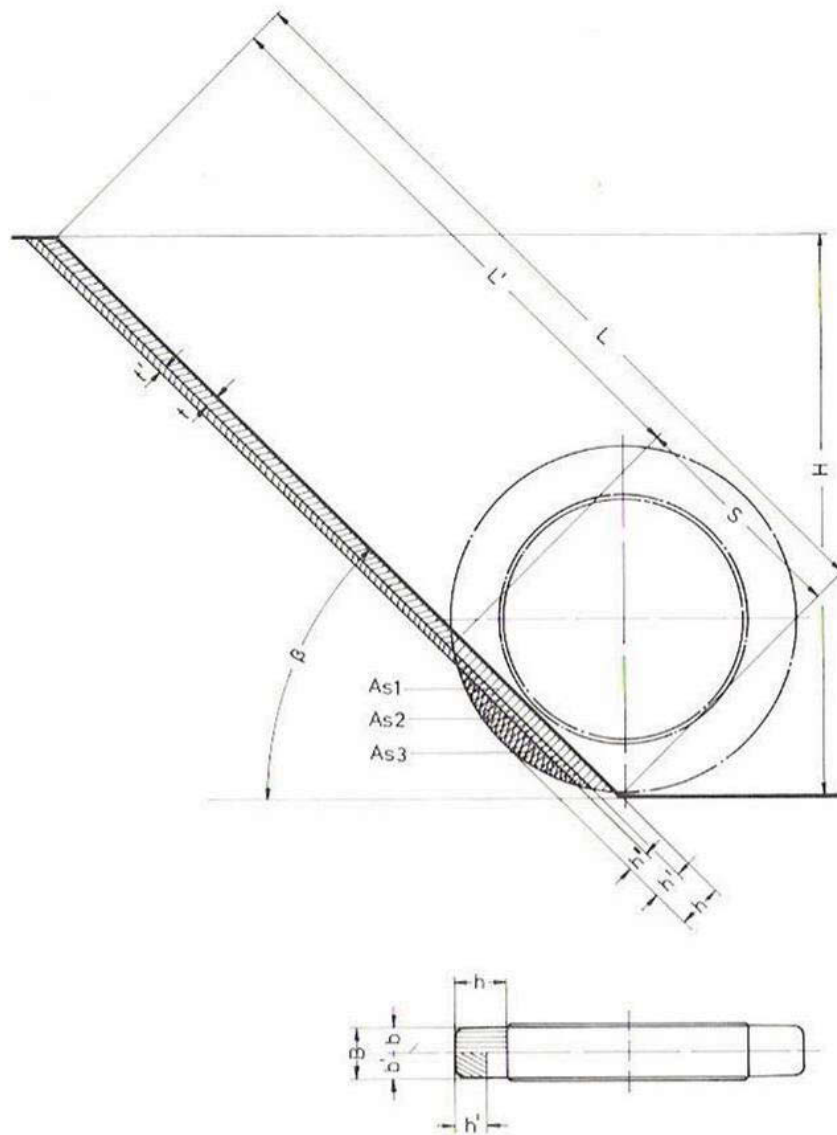


Abb. 75: Schneidgegebenheiten und Materialfluss bei Haldenrückladegeräten

Eine Schaufel mit Vorschubbewegung quer zur Halde füllt sich demnach auf der Schneidseite mit dem Volumen aus dem Querschnitt A_{S1} multipliziert mit dem Vorschub und auf der gegenüberliegenden Seite mit dem herunterrutschenden Materialvolumen vom Querschnitt A_{S2} multipliziert mit dem Vorschub.

Der Inhalt einer Schaufel setzt sich wie folgt zusammen:

$$V = A_{S1} \cdot b + A_{S2} \cdot b \quad (\text{G 6.1})$$

Abermals entsteht eine gewölbte Fläche die durch das Nachrieseln des Materials verschüttet wird. Der Abstand des parallelen Versatzes der Oberfläche zur vorhergehenden Oberfläche wird in Abb. 75 mit t' bezeichnet. Rieselt das Schüttgut zu langsam nach unten, so ist in Abhängigkeit des Fließverhaltens ein Abminderungsfaktor für die Vorschubgeschwindigkeit b zu berücksichtigen.

Neben dem vertikalen Materialfluss ist ebenfalls ein Materialtransport in horizontale Richtung feststellbar, wenn die erste Fläche A_{S1} entfernt worden ist. Beim nächsten Durchlauf der Schaufel fehlt diese Menge an Fördergut und begünstigt die Füllung der Schaufel. Erreicht die seitliche Vorschubbewegung b die Schaufelbreite B , kann der Materialwechsel in horizontaler Richtung vernachlässigt werden.

Für Brückenrückladegeräte mit einer dreieckigen Abbaufont gilt eine Vorschubgeschwindigkeit von $b = 0,3 B$ pro Schaufelbefüllvorgang. Trapezförmige Abbaufonten können mit einer Vorschubgeschwindigkeit von $b = 0,4 B$ pro Schaufelbefüllvorgang abgebaut werden.

Beim Einsatz von Rückladegeräten mit drehbarem Ausleger verhält sich die Abbaufont ähnlich wie bei den brückenförmigen Rückladeeinrichtungen. Hinzu kommt jedoch, dass der Abbau der Halde von oben beginnt und die Neigung der Böschungsfont über die Zustellbewegung des gesamten Rückladegerätes gesteuert wird. Die seitliche Schwenkbewegung des Auslegers bedingt ähnlich wie beim Schaufelradbagger eine Anpassung der Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Schwenkwinkels. Materialien die nicht leicht über die geneigte Ebene zum Grund der Halde hinunter gleiten werden bevorzugt mit Rückladegeräten mit drehbarem Ausleger aufgenommen.

6.2.1 Gestaltung der Schaufel

Die geometrische Gestaltung der Schaufel und die Festlegung der Freiwinkel an den Schaufelflächen wurde in Kapitel 5.2 ausführlich besprochen. Da von Haldenrückladegeräten zumeist nur aufgeschüttetes Material aufgenommen werden muss, reicht für sehr viele Anwendungen eine verstärkte Schneidkante im vordersten Bereich des Schaufelbehälters aus. Diese Kante kann entweder durchgehend, oder zur

leichteren Austauschbarkeit in einzelnen Segmenten aufgeteilt sein. Abb. 76 zeigt die Schaufel eines Haldenrückgewinnungsgerätes.

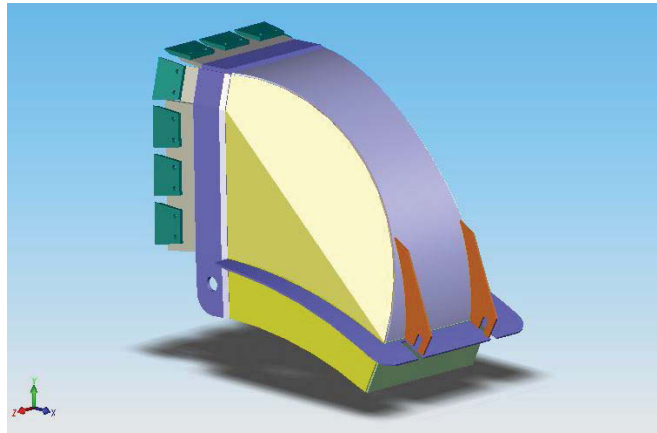


Abb. 76: Schaufel eines Haldenrückladegerätes

Festes Fördergut kann durch zwei zusätzliche Eckschneiden aufgelockert werden. Der Abstand zwischen zwei Schaufeln und die Schaufelbreite ist in Abhängigkeit des Schaufelraddurchmessers und des Fließverhaltens vom Material zu wählen.

Die Schaufelwände und der Schaufelboden werden im Gegensatz zu den Schaufeln des Schaufelradbaggers leichter ausgeführt.

7 Auslegung eines Schaufelrades

7.1 Bestimmung der Fördermenge und des Schaufelraddurchmessers

In den meisten Fällen wird die Fördermenge eines Schaufelrades von den Betreibern eines Tagebaus oder einer Schüttguthalde in einem bestimmten Zeitintervall festgelegt. Für die Auslegung eines Schaufelrades muss berücksichtigt werden, dass die tatsächliche Förderleistung (Materialmenge pro Zeiteinheit) wesentlich geringer ist, als die theoretische Fördermenge Q_{th} .

$$Q_{th} = I \cdot s \cdot 60 \quad (\text{G 7.1})$$

I Schaufelinhalt

s Schaufelentleerungen pro Minute

Die Gleichung G 7.1 gilt sowohl für Schaufelradbagger als auch für die Berechnung der theoretischen Förderleistung von Haldenrückladegeräten.

7.1.1 Festlegung des Schaufelraddurchmessers bei Haldenrückgewinnungsgeräten

In [16] wurden die Datensätze von 90 Haldenrückgewinnungsgeräten zur Ermittlung des Schaufelraddurchmessers herangezogen und ausgewertet. Davon werden 57 Geräte für die Eisenerz- und Pellets-, sowie 33 Maschinen für die Kohlerückladung eingesetzt. Durch die Berücksichtigung der Geräte von unterschiedlichen Herstellern ist verhindert worden, dass die Untersuchung von firmenspezifischen Eigenschaften der Konstruktion beeinflusst werden. Im Zuge dieser Arbeit sind die Haldenrückgewinnungssysteme der Firma VAMH ebenfalls in die bereits vorhandene Bewertung aufgenommen worden.

Bei der Auswertung der im Einsatz befindlichen Geräte nach Abb. 77 liegen die Schüttungszahlen für Erzurückgewinnungsgeräte im Bereich von 30 bis 70 Schüttungen pro Minute. Diese Werte sind annähernd normal verteilt und haben einen Mittelwert bei 45 Schüttungen pro Minute.

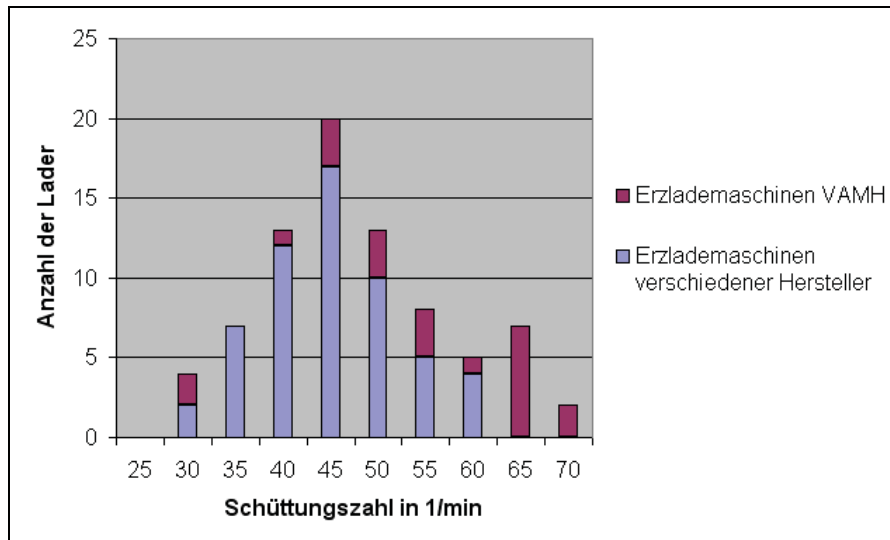


Abb. 77: Häufigkeitsverteilung der Schüttungszahlen von Erzladern

Die Werte der Kohlelader schwanken dabei mit einer beachtlichen Bandbreite zwischen 40 und 80 Schüttungen pro Minute (Abb. 78).

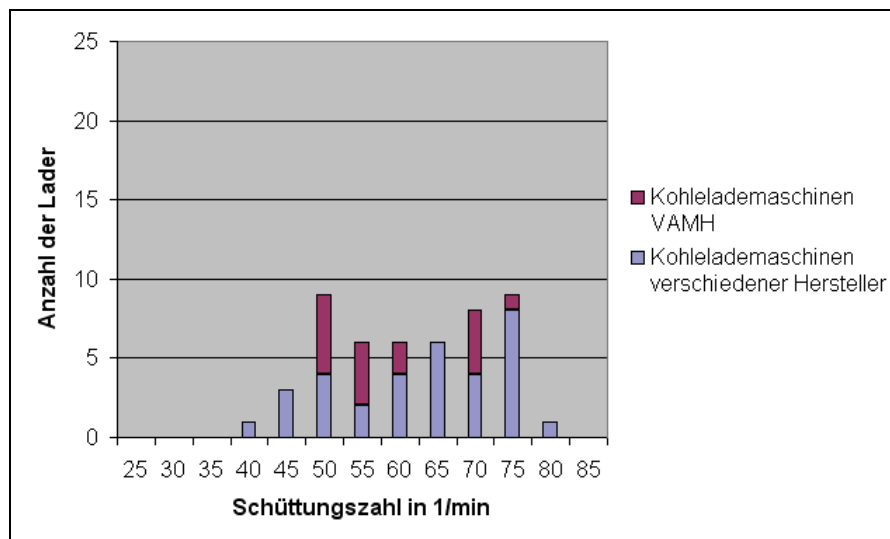


Abb. 78: Häufigkeitsverteilung der Schüttungszahlen von Kohleladern

Bei den empirischen Untersuchungen des Zusammenhanges zwischen Schaufelinhalt I und Schnittkreisdurchmesser D_s sind für Erz- und Kohlerückladegeräte folgende Ergebnisse entwickelt worden [16]:

$$I_E = 0,003 \cdot D_{sE}^{2,78} \quad (\text{G 7.2})$$

$$I_K = 0,0025 \cdot D_{sK}^{2,9} \quad (\text{G 7.3})$$

Abb. 79 stellt den Zusammenhang zwischen Schnittkreisdurchmesser und Eimerinhalt grafisch dar. Die Anzahl der Schaufeln liegt zwischen 7 und 12, wobei der größte Teil der untersuchten Geräte eine Schaufelzahl von 8 aufweist. Haldenrückgewinnungsgeräte der Firma VAMH sind in diesen Abbildungen gesondert angezeigt.

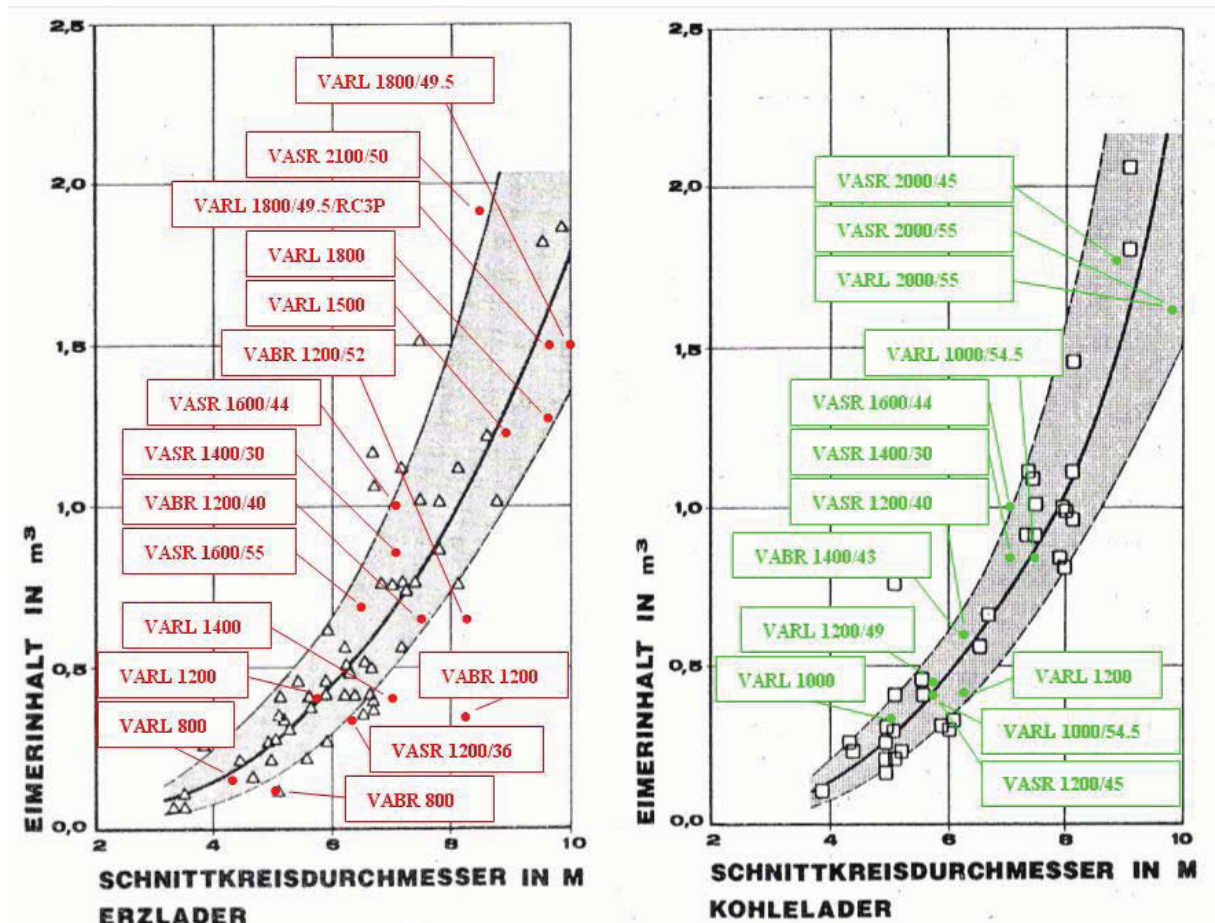


Abb. 79: Funktionaler Zusammenhang zwischen Schaufelinhalt und Schnittkreisdurchmesser

Für die Auswahl des Schnittkreisdurchmessers von Haldenrückladegeräten ist es notwendig die Standsicherheit des Gerätes zu betrachten. Ein großer Schaufelraddurchmesser mit kleiner Schaufelradrehzahl bedeutet bei gleicher Fördermenge je Zeiteinheit eine wesentlich höhere Belastung des Schaufelradträgers. Ballastgewichte und Tragkonstruktionen müssen in diesem Fall stärker ausgeführt werden.

7.1.2 Festlegung des Schaufelraddurchmessers bei Schaufelradbaggern

Aus der Grundformel für die Förderleistung (G 7.1) lässt sich ableiten:

$$Q_{th} = 60^2 \cdot \frac{I \cdot z}{\pi \cdot D} \cdot v_u \quad (\text{G 7.4})$$

- I Schaufelinhalt
- z Schaufelanzahl am Schaufelrad
- D Durchmesser des Schaufelrades
- v_u Umfangsgeschwindigkeit am Schneidkreis

Eine erhöhte Schaufelanzahl am Umfang eines Schaufelrades, infolge einer kleineren Schaufelteilung und geringeren Schaufelöffnungen, begünstigt die Spanparameter und die Stückigkeit des gebaggerten Fördergutes. Setzt man den Schaufelraddurchmesser mit der Schaufelanzahl in gegenseitige Abhängigkeit zueinander, so ergibt sich folgende mathematische Beziehung:

$z = 4 \cdot \sqrt{D}$	(G 7.5)
------------------------	---------

Die Bezeichnung z gibt in dieser Formel die größtmögliche Anzahl der Schaufeln bei gegebenem Schaufelraddurchmesser an. Abb. 80 zeigt den Zusammenhang zwischen Schaufelraddurchmesser und Schaufelanzahl ohne Zwischenschneider (Kapitel 4.4.1.6).

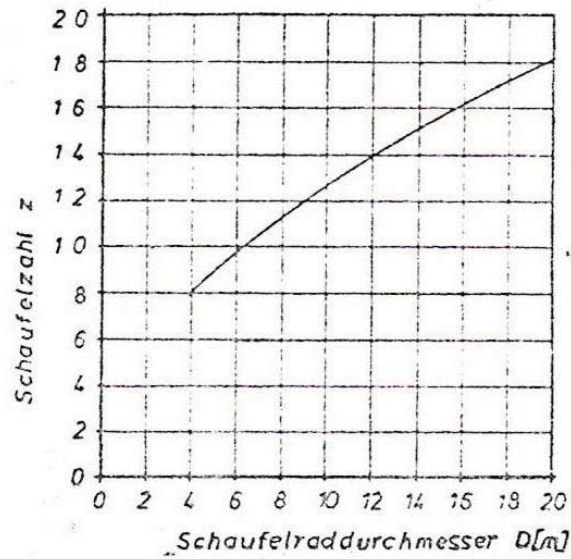
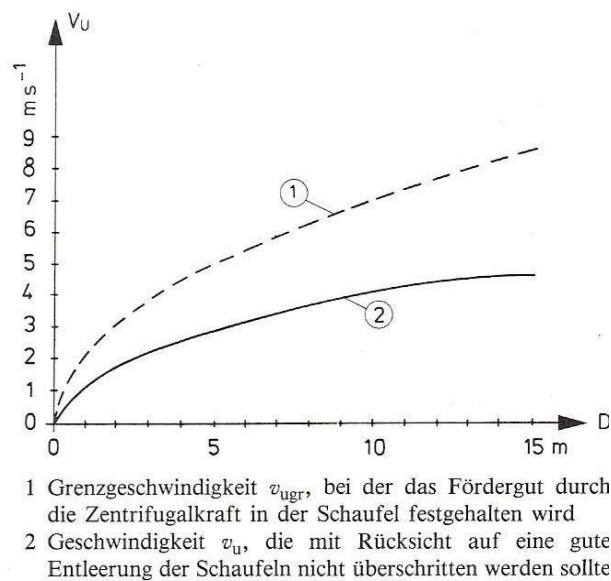


Abb. 80: Zusammenhang zwischen Schaufelraddurchmesser und Schaufelzahl

Die Werte für die nicht zu überschreitende Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades sind in Abb. 81 dargestellt.



- 1 Grenzggeschwindigkeit v_{ugr} , bei der das Fördergut durch die Zentrifugalkraft in der Schaufel festgehalten wird
- 2 Geschwindigkeit v_u , die mit Rücksicht auf eine gute Entleerung der Schaufeln nicht überschritten werden sollte

Abb. 81: Grenzggeschwindigkeit des Schaufelrades

7.2 Auswahl des geeigneten Schaufelradtyps

Bei der Auswahl des Schaufelradtyps kann Abb. 82 verwendet werden.

	Zellenrad	Halbzellenrad	Zellenloses Rad
Schneidgeschwindigkeit	etwa 2 m/s	etwa 2 bis 3 m/s	3 bis 4 m/s
Eigenschaften	<ul style="list-style-type: none"> + Ausgezeichnete Betriebsergebnisse bei grobstückigem Fördergut + Gut ausgesteifter Tragkörper großer Festigkeit - Zellenräder sind nur für eine Drehrichtung geeignet - Zelle muss bis nahe an den Schaufelradmittelpunkt herangezogen werden um die Neigung für das Abgleiten des Fördergutes zu erhalten - Starker Verschleiß der Rutschflächen an der Zelleninnenwand - Verdichtung des Baggergutes im Bereich des Radmittelpunktes 	<ul style="list-style-type: none"> + Größtmögliche Füllung bei vollständiger Entleerung, auch bei klebrigen Fördergut + Förderband im Schaufelradträger kann über der Drehachse des Schaufelrades angeordnet werden + Schleißflächen der Halbzelle sind Ebenen 	<ul style="list-style-type: none"> + Steigerung des Durchsatzes und Verkürzung des Entleerungsvorganges + Fertigung des Schaufelrades + Geringes Gewicht des Schaufelrades + Verwendung von Gleitschurren, Rollenroste oder Drehteller als Entleerungsvorrichtungen + Größte Umfangsgeschwindigkeit + Vergrößerung der Schaufelradfüllung durch Ringraumanteil
Einsatzgebiet	Schüttgutumschlag		Schaufelradbagger im Tagebau

Abb. 82: Schaufelradtypen und deren Eigenschaften

7.3 Werkstoffwahl der Schneidzähne

Nach [8] soll der Schneidzahn einen Grundkörper aus legiertem Stahlguss mit guter Dehnung haben. Die Zahnschneiden werden zusätzlich mit Panzerschweiße gegen Verschleiß geschützt. Abb. 83 zeigt den Werkstoff der Zahnspitze und die Einsatzzeit eines Schaufelradzahnes in bestimmten Einsatzgebieten.

<i>Tagebau vorliegende Bodenart</i>	<i>Werkstoff der Zahnspitze</i>	<i>Standzeit in Betriebsstunden (soweit bekannt)</i>
<i>Neyveli Cudalore Sandstein Sch Rs $\frac{100}{3} \cdot 20$</i>	<i>Widia GT10 aufge- lötet, Silberlot Plattenstärke 10 mm Form nach Bestellung</i>	<i>in sehr hartem Sand- stein 350 h, in vorgesprengtem Sand 500 h</i>
<i>Landgewinnung Bedok Singapur Yellow Bedoksoil Bild 13-12 Sch Rs 150 S</i>	<i>Widia GT10 Verdur (Krupp) als Flächenpanze- rung</i>	<i>Standzeit max. 500 h Kosten 1967 f. Zähne 0,03 DM / fm³</i>
<i>Hahotoe (Togo) Phosphat Sch Rs 150 S</i>	<i>z. Teil Ripperzähne mit Widia GT10 siehe Bild 6-27</i>	<i>2700 h nur Ausbrüche beim Auftreffen auf Steine</i>
<i>Stripmining Sch Rs $\frac{1500}{5} \cdot 30,5$ Tonschiefer Fr. Krupp Peabody North, Ill.</i>	<i>Esco - Zähne leg. G.St. vergütet $\sigma_z = 63 \text{ kp/mm}^2$ HB = 418</i>	<i>Kosten 1964 0,068 DM / fm³</i>
<i>GCOS - Tagebau am Athabasca River Alberta (Kanada) Ölsand Sch Rs $\frac{1000}{1,5} \cdot 26$</i>	<i>USA - Lieferung auswechselbare Spitzen, gepanzert mit Carbid - Legierung</i>	<i>in vorgesprengtem Ölsand 125 h</i>
<i>Panzerelektroden mit Carbiden</i>	<i>Verdur (Krupp) FOX Multidur (Wo Carbid) 68 - 72 Rc (Böhler) Ledurit 6 - 60 Rc Weldit für Autogen - u. E-Schweißung</i>	

Abb. 83: Werkstoffe und Standzeiten von Schaufelzähnen

Um eine weitere Verbesserung der Standzeit von Schaufelzähnen zu erreichen, empfiehlt es sich in eine bedingt verschleißfähige Matrix, Karbide und andere Hartstoffe einzulagern. Wegen der auf die Schneiden zusätzlich einwirkenden Stoß- und Schlagbeanspruchungen muss auch genügend Zähigkeit vorhanden sein. Die Härtevergleichstabelle (Abb. 84) gibt einen Überblick über die Härte der Minerale und die Härte der Vergütungsstähle.

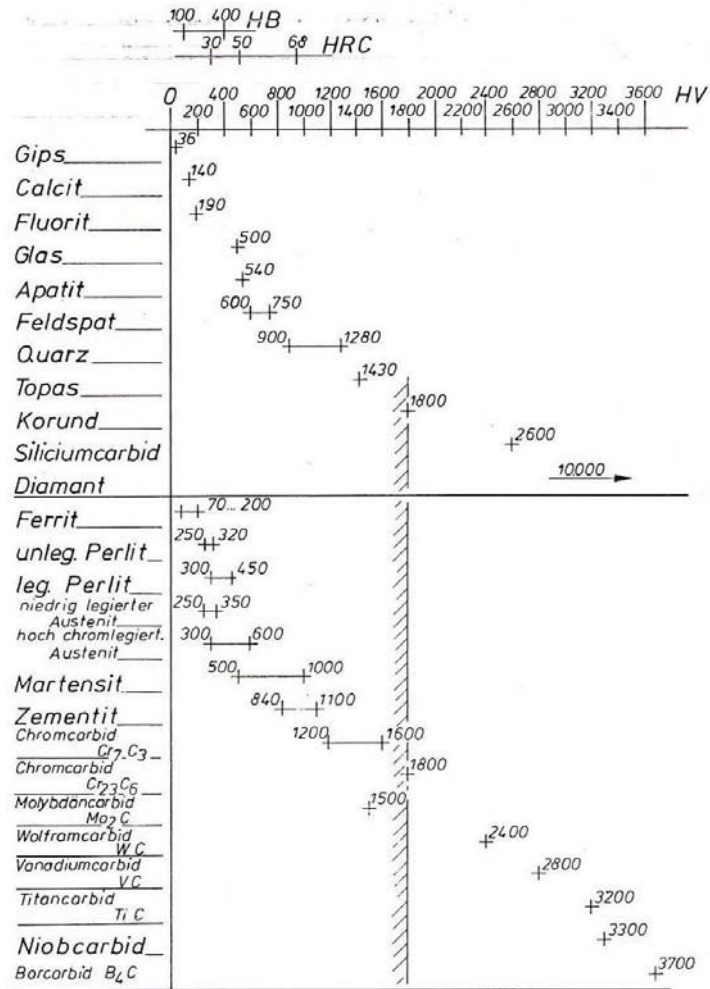


Abb. 84: Härtevergleichstabelle

7.4 Berechnung der Schaufelradantriebsleistung

Die erforderliche Leistung des Schaufelradantriebes wird durch folgende Beziehung beschrieben:

$$P_S = \frac{\sum P_i}{\eta} \quad (\text{G 7.6})$$

$\sum P_i$ wird als Gesamtleistung betrachtet und setzt sich aus den nachstehenden Teilleistungen zusammen:

$$\sum P_i = P_U + P_P + P_H + P_t' + P_t'' \quad (\text{G 7.7})$$

- P_U Grableistung (Schneiden und Befüllen)
- P_P Leistung für die Beschleunigung des Fördergutes
- P_H Leistung für das Heben des Fördergutes
- P_t' Leistung für die Überwindung der Reibung der Fördermasse an der Innenschurre des Schaufelrades
- P_t'' Leistung für die Überwindung der Reibung die durch die seitlichen Abdruckkräfte entstehen
- η Wirkungsgrad des gesamten Schaufelradantriebes

7.5 Grableistung P_U

Aufgrund zahlreicher Erfahrungen mit Schaufelradbaggern, die unter verschiedensten Bedingungen und bei unterschiedlichen Lockergesteinsarten eingesetzt wurden, stellt die Zuordnung der spezifischen Grabkraft F_u und der angenäherten spezifischen linearen Grabwiderstände k_L zu einzelnen Lockergesteinsarten eine der besten Methoden für die Ermittlung der Schaufelradantriebsleistung dar (Abb. 85).

Gewinnungs- klasse	Bezeichnung	Erforderliche spezifische Grabarbeit F_u [kJ/m ³]	Angenäherte Bereiche der spezifischen nominalen linearen Grabwiderstände K_L [kN/m]	Beispiele von Lockergesteinsarten in den einzelnen Gewinnungsklas- sen
I	leicht baggerbar	bis 200	bis 30	Sand, Kies, Tonstaub, Torfböden und Torfe, weicher sandiger Lehm,
II	mittel baggerbar	200 bis 400	30 bis 60	Tonsand, Sandlehm, Silt, fester Sand, weiche Braunkohle,
III	schwer baggerbar	400 bis 600	60 bis 90	Geschiebelehm, mittelfeste Braun- kohle, sandige Tone, mittelfeste Tone, feste schluffige Tone,
IV	sehr schwer baggerbar	600 bis 800	90 bis 120	Schwerer Geschiebelehm, „Posener-Ton“, harte Braunkohle, trockener Ton, trockener fester Löß, weiche Kreide,
V	Lockergestein, wobei spezielle Technologien und Schneid- organe benö- tigt werden	über 800	über 120	Mittelfeste Kreide, mittelfester Schiefer, Gips, weicher Mergel, Agglomerate und ihre Misch- formen, sehr weicher, poröser Kalkstein.

Abb. 85: Gewinnungsklassen von Lockergestein für Schaufelradbagger

In [13] wird die Abhängigkeit der spezifischen Grabarbeit F_u von der Förderleistung Q_n im anstehenden Gestein dargestellt.

Die auf Basis dieses Diagramms berechnete Grableistung P_U ergibt sich aus der Multiplikation der spezifischen Grabarbeit F_u mit der nominellen Förderleistung Q_n :

$$P_U = F_u \cdot Q_n \quad (\text{G 7.8})$$

Die spezifische Grabarbeit und die daraus resultierende Leistung verändern sich im Laufe des Abnutzungsprozesses der Schneidorgane. Die Vergrößerung des Leistungsverbrauchs ist besonders mit dem wachsenden Schnittwinkel während des Verschleißprozesses verbunden.

Aus diesem Grund sind für die Endphase des Abstumpfungsprozesses des Schneidorgans in jeder Gewinnungsklasse die maximalen Werte der Grableistung anzunehmen.

7.6 Leistung PP für die Beschleunigung des Fördergutes

Während des Grabvorganges wird das abgebaute Fördergut von der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 0$ bis zur Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades v_s beschleunigt.

Daraus resultiert die Leistung für die Beschleunigung des Fördergutes:

$$P_P = \gamma_C \cdot Q_n \cdot v_s^2 \quad (\text{G 7.9})$$

γ_C bezeichnet dabei das spezifische Gewicht des Fördergutes.

7.7 Leistung P_H für das Heben des Fördergutes

Diese Leistung wird benötigt um das Fördergut von der mittleren Aufnahmehöhe bis zur mittleren Abwurfhöhe H des Schaufelrades anzuheben:

$$P_H = H \cdot g \cdot \gamma_C \cdot Q_n \quad (\text{G 7.10})$$

Ersetzt man die mittlere Abwurfhöhe H des Schaufelrades durch $0,6 D_S$ (Außenschneiddurchmesser des Schaufelrades), so ergibt sich folgende Beziehung:

$$P_H = 0,6 \cdot D_S \cdot g \cdot \gamma_C \cdot Q_n \quad (\text{G 7.11})$$

7.8 Leistung P_t' für die Bewältigung der Reibung an der Innenschurre des Schaufelrades

Die Leistung für die Bewältigung der Umfangsreibung des Fördergutes an der Innenschurre des Schaufelrades ist proportional zu

- der Masse des Fördergutstromes,
- der Erdbeschleunigung,
- dem Reibungskoeffizienten μ zwischen dem Fördergut und der Innenschurre.

Mit der Änderung des Wertes der radialen, zur Mitte des Schaufelrades gerichteten Komponente der Schwerkraft des Fördergutes in den Eimern während der Drehbewegung des zellenlosen Schaufelrades, ändert sich im Bereich von 0 bis Maximum auch die damit verbundene Reibungskraft zwischen dem Fördergut und der Innenschurre. Für die Ermittlung der Reibungsleistung P_t' wird deshalb ein Mittelwert der Reibungskraft in Höhe von 50 % der maximalen Reibungskraft angenommen:

$$P_t' = 0,5 \cdot g \cdot \gamma_C \cdot Q_n \cdot v \cdot \mu \quad (\text{G 7.12})$$

7.9 Leistung P_t'' für die Bewältigung der Reibung die durch die seitlichen Abdruckkräfte verursacht wird

Der Wert dieser Leistung kann wie folgt definiert werden:

$$P_t'' = \left(F_p''^{Abd} + F_s''^{Abd} \right) \cdot \mu \cdot v_s \quad (G 7.13)$$

Der Ausdruck $F_p''^{Abd}$ bezeichnet die am Umfang auftretenden Abdruckkräfte die in Form von Abdruckspuren beim Grabprozess sichtbar werden. Die Folge dieser Kräfte ist eine starke Abnutzung der Schneide am Umfang.

In der seitlichen Richtung des Grabvorganges ist die Abstumpfung der Schneidorgane ähnlich. Die Kraftkomponente $F_s''^{Abd}$ wird daher seitliche Abdruckkraft genannt und sorgt für die Abrundung der Freiflächen an den seitlichen Schneidflächen.

Abb. 86 zeigt die Wirkung der Kraftkomponenten auf einen Schneidkeil und den Verschleißverlauf.

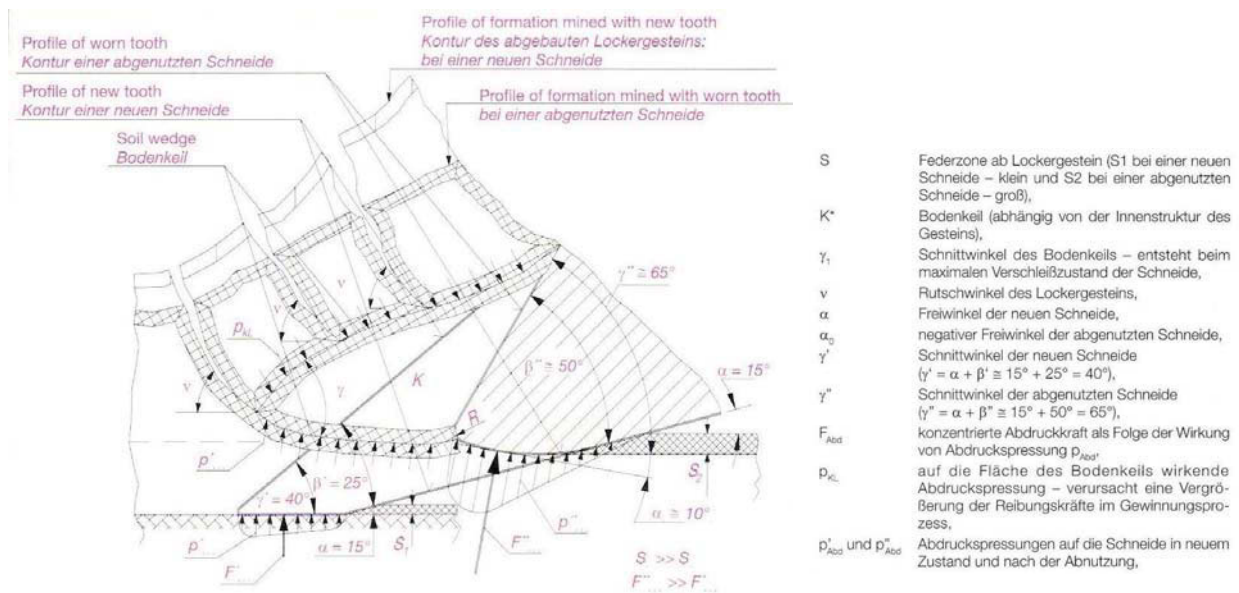


Abb. 86: Verlauf des Verschleißprozesses und Entstehung der Abdruckkräfte

Der zusätzliche Leistungsbedarf für das Bewältigen der Reibung durch die vertikalen und seitlichen Abdruckkräfte hat eine wesentliche Bedeutung in der Endphase der

Schneidenabnutzung. Besonders im Lockergestein aus den höheren Gewinnungsklassen entstehen erhebliche Grabarbeitsverluste durch abgenutzte Schneiden.

Die mittleren Werte der Abdruckkraft F^{Abd} sind in Abb. 87 für alle fünf Gewinnungsklassen ersichtlich.

No.	Mineability class Gewinnungsklasse	Cycle start – new cutting corners <i>Anfang des Anfangszyklus – neue Schneidecken</i>			Cycle end – new cutting corners <i>Ende des Anfangszyklus – neue Schneidecken</i>		
		Lateral impression force <i>Seitliche Abdruckkraft</i> $F_b^{Abd} = ?$	Vertical impression force <i>Vertikale Abdruckkraft</i> $F_p^{Abd} = ?$	Total impression force <i>Gesamte Abdruckkraft</i> $\Sigma F^{Abd} = ?$	Lateral impression force <i>Seitliche Abdruckkraft</i> $F_b^{Abd} = ?$	Vertical impression force <i>Vertikale Abdruckkraft</i> $F_p^{Abd} = ?$	Total impression force <i>Gesamte Abdruckkraft</i> $\Sigma F^{Abd} = ?$
1	I*	$0.15 F_b^{max}$	$0.0 F_{skr}^{nom}$	$0.15 F_b^{max}$	$0.4 F_b^{max}$	$0.2 F_{skr}^{nom}$	$0.4 F_b^{max} + 0.2 F_{skr}^{nom}$
2	II	$0.3 F_b^{max}$	$0.1 F_{skr}^{nom}$	$0.3 F_b^{max} + 0.1 F_{skr}^{nom}$	$0.5 F_b^{max}$	$0.3 F_{skr}^{nom}$	$0.5 F_b^{max} + 0.3 F_{skr}^{nom}$
3	III*	$0.4 F_b^{max}$	$0.15 F_{skr}^{nom}$	$0.4 F_b^{max} + 0.15 F_{skr}^{nom}$	$0.65 F_b^{max}$	$0.45 F_{skr}^{nom}$	$0.65 F_b^{max} + 0.45 F_{skr}^{nom}$
4	IV	$0.5 F_b^{max}$	$0.3 F_{skr}^{nom}$	$0.5 F_b^{max} + 0.3 F_{skr}^{nom}$	$0.8 F_b^{max}$	$0.6 F_{skr}^{nom}$	$0.8 F_b^{max} + 0.6 F_{skr}^{nom}$
5	V*	$0.7 F_b^{max}$	$0.5 F_{skr}^{nom}$	$0.7 F_b^{max} + 0.5 F_{skr}^{nom}$	$1.0 F_b^{max}$	$0.8 F_{skr}^{nom}$	$1.0 F_b^{max} + 0.8 F_{skr}^{nom}$

F_b^{max} maximum, resulting from friction clutch, lateral force from rotation mechanism
maximale, in der Überlastkupplung eingestellte Seitenkraft des Schwenkmechanismus (gemessen in der Mitte des Schaufelrades)
 F_{skr}^{nom} nominal cutting force at bucket tooth
nominale Schneidkraft auf den Schneidorganen der Eimer (Umfangskraft am Schaufelrad)
 * For classes I, III, and V impression forces were estimated
**In den Gewinnungsklassen I, III und V wurden die Werte der Abdruckkräfte geschätzt.*

Abb. 87: Zusammenstellung der mittleren seitlichen und vertikalen Abdruckkräfte unter Berücksichtigung der Gewinnungsklassen

Die Entstehung von hohen Abdruckkräften während des Abbaus von Lockergestein aus den Gewinnungsklassen IV und V ist praktisch unvermeidlich. Stabilitätssicherheit des Schaufelradbaggers und Ermüdungsfestigkeit der Tragkonstruktion sind unter erschwerten Bedingungen besonders sorgfältig nachzuprüfen.

7.10 Abhängigkeit der effektiven Förderleistung Q_n von der Gewinnungsklasse und dem Abnutzungsgrad

Die zuvor beschriebenen Leistungen P_U , P_P , P_H und P_t' hängen von der effektiven Leistung Q_n ab, im Gegenteil zur Leistung P_t'' , die im Grundarbeitsbereich des Baggers von der effektiven Leistung unabhängig ist. Die Leistung P_t'' wird vor allem von der Reibung beeinflusst, die von den seitlichen und von den Umfangs – Abdruckkräften verursacht werden, sowie von der Schnittgeschwindigkeit v_s und vom Reibungskoeffizient μ zwischen Schneide und Gestein.

Wird die Gesamtleistung des Schaufelradantriebes (G 8.1) umgeformt, so ergibt sich:

$$P_S \cdot \eta - P_t'' = P_U + P_P + P_H + P_t' \quad (\text{G 7.14})$$

$$P_S \cdot \eta - P_t'' = Q_C \cdot (F_U + \gamma_C \cdot v_S^2 + 0,6 \cdot D_S \cdot \gamma_C \cdot g + 0,5 \cdot \gamma_C \cdot g \cdot v_S \cdot \mu) \quad (\text{G 7.15})$$

Aus dieser Abhängigkeit ergibt sich:

$$Q_C = \left(\frac{P_S \cdot \eta - P_t''}{F_U + \gamma_C \cdot v_S^2 + 0,6 \cdot D_S \cdot \gamma_C \cdot g + 0,5 \cdot \gamma_C \cdot g \cdot v_S \cdot \mu} \right) \quad (\text{G 7.16})$$

Nach dieser Formel kann gemäß Abb. 87 bei konstanten Werten v_S , D_S , g , γ_C , μ und bei den Variablen P_t'' und F_U , die effektive Förderleistung eines Baggers in gegebener Gewinnungsklasse am Anfang und am Ende des Verbrauchszyklus der Schneidorgane berechnet werden.

Die benötigte Schaufelradantriebsleistung P_S kann, bei der erforderlichen Leistung Q_n und der definierten Gewinnungsklasse des Lockergesteins, mittels folgender Gleichung bestimmt werden:

$$P_S = \frac{P_U + P_P + P_H + P_t' + P_t''}{\eta} \quad (\text{G 7.17})$$

8 Zusammenfassung

8.1 Überblick

Die Einsatzbereiche von Schaufelrädern in der Materialgewinnung können sehr unterschiedlich sein. Betrachtet man einen Schaufelradbagger über einen Einsatzzeitraum von zwanzig Jahren, so verändern sich in dieser Periode die geologischen Gegebenheiten zwangsläufig. Adaptierungen der Abbauorgane müssen ständig vorgenommen werden und dabei auf den Erdstoff und dessen Gewinnungsparameter abgestimmt werden. Im Gegensatz dazu ändern sich die Einsatzbedingungen von Schaufelrädern in Haldenrückladesystemen während eines längeren Zeitabschnittes nur geringfügig. Vergleiche zwischen den einzelnen im Einsatz befindlichen Schaufelradtypen sowohl in Schaufelradbaggern als auch in Haldenrückgewinnungsgeräten können daher nur schwer getroffen werden, da in Abhängigkeit des Einsatzes jede Schaufelradkonstruktion eine Lösung für den gegebenen Anwendungsfall darstellt.

Die folgenden Punkte stellen die Ziele dieser Arbeit dar:

- Unterscheidungsmerkmale zwischen den Schaufelradtypen
- Gestaltung von Zusatzelementen zur Steigerung der Fördermenge
- Einsatzgrenzen der Graborgane in der Gewinnung
- Unterschiede zwischen Schaufelrädern in Schaufelradbaggern und dem Einsatz in Haldenrückladegeräten
- Berechnung der Antriebsleistung in der Gewinnung von Lockergestein

8.2 Anwendbarkeit der Ergebnisse auf Problemstellungen

Die technischen Herausforderungen in der Planung von Schaufelrädern und deren Antrieben, liegt in der Vielzahl von Konstruktionsparametern die berücksichtigt werden müssen. Diese Arbeit beschreibt die Vorgehensweise zur Auslegung eines Schaufelrades von der Bestimmung der Fördermenge und des Schaufelraddurchmessers bis zur Berechnung der Schaufelradantriebsleistung unter Berücksichtigung verschiedener Bodenklassen. Damit der Maschinenbauingenieur eine rasche Vorauswahl der Schaufelradparameter treffen kann, ist ein Überblick der wichtigsten Einflussgrößen (Schaufelraddurchmesser, Schaufelinhalt, Schaufelradrehzahl) in die Arbeit integriert. Die Möglichkeit der Schaufelradauslegung umfasst sowohl den Einsatz von Schaufelrädern in Schaufelradbaggern, als auch die Anwendung von Schaufelrädern in Haldenrückgewinnungssystemen.

9 Verzeichnisse

9.1 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Wirkprinzipien der mechanischen Gewinnung [1].....	11
Abb. 2: Schnittformen [1].....	13
Abb. 3: Formen der Spanbildung [1].....	14
Abb. 4: Prozessbestandteile des instationären Schnittprozesses am Beispiel Schaufelrad [1].....	14
Abb. 5: Einflussgrößen für den Gewinnungsprozess [1].....	15
Abb. 6: Kräfte und Geometrie der Elementarprozesse am verschleißbehafteten keilförmigen Werkzeug [1].....	16
Abb. 7: Modellierung der Erdstoffbeanspruchung (Spanbildung) [1]	16
Abb. 8: Modellierung der Erdstoffbeanspruchung (Verschleißflächenwirkung) [1].....	17
Abb. 9: Spezifischer Schneid- und Grabwiderstand [1].....	21
Abb. 10: Spez. Energie für Werkzeugarten und Erdstofffestigkeiten [1]	21
Abb. 11: Ebenes Modell für den Grabvorgang [1].....	23
Abb. 12: Relative Grabkraftanteile in Abhängigkeit vom Neigungswinkel ω [1].....	24
Abb. 13: Hauptkomponenten eines Schaufelradbaggers [2].....	25
Abb. 14: Schaufelradbagger mit verschiebbarem Ausleger [2].....	26
Abb. 15: Schaufelradbagger mit teleskopierbarem Schaufelradträger [2]	27
Abb. 16: Schnitte des Schaufelradbaggers mit Vorschub [2].....	28
Abb. 17: Schnittfigur einer Schaufel [10].....	28
Abb. 18: Schnitte des Schaufelrades ohne Vorschub [2]	30
Abb. 19: Terrassenschnitt – Abnahme der Schnitttiefe bei zunehmendem Schwenkwinkel [2]..	30
Abb. 20: Bezeichnungszuordnung für den Terrassenschnitt [2].....	31
Abb. 21: Fallschnitt - Abnahme der Schnittlänge bei zunehmendem Schwenkwinkel [2]	32
Abb. 22: Schaufelradbagger im Tiefschnitt mit gedrehten Schaufeln [2]	33
Abb. 23: Schaufelrad mit Zellen [10].....	36
Abb. 24: Halbzellenrad [2]	37
Abb. 25: Zellenloses Schaufelrad [2]	38
Abb. 26: Trapezförmige Schaufel [2].....	39
Abb. 27: Kreisförmige Schaufel [2]	39
Abb. 28: Aufgesteckter Zahn [2].....	40
Abb. 29: Schaufelbefestigung am Schaufelradkörper [2].....	41
Abb. 30: Schaufelradbefestigung bei drehbaren Schaufeln [2]	41
Abb. 31: Füllgrad bei verschiedenen Schaufelradtypen [8]	42
Abb. 32: Schaufelrad mit angebrachten Zwischenschneidern [2]	43
Abb. 33: Doppelwandiger Schaufelradkörper [2].....	45
Abb. 34: Aufbau eines Speichenrades [2]	46
Abb. 35: Einwandiges Konusrad [2]	47

Abb. 36: Teilung des Schaufelradkörpers für den Transport [2]	48
Abb. 37: Schraubverbindung des Schaufelrades mit der Schaufelradwelle [2].....	49
Abb. 38: Anordnung von Schaufelrad und Getriebe zwischen den Lagern der Schaufelradwelle [2].....	51
Abb. 39: Anordnung des Schaufelrades zwischen den Lagern der Schaufelradwelle [2].....	52
Abb. 40: Anordnung von Schaufelrad und Schaufelradgetriebe außerhalb der Lager [2].....	53
Abb. 41: Flanschverbindung von Schaufelradwelle und Getriebe [2]	54
Abb. 42: Verbindung von Schaufelradwelle und -getriebe durch Aufpressen [2].....	55
Abb. 43: Nutverbindung zwischen Großrad und Schaufelradwelle [2]	56
Abb. 44: Flanschverbindung zwischen Schaufelradwelle und Getriebegroßrad [2].....	57
Abb. 45: Getriebeeigenmasse in Abhängigkeit der Bauform [1].....	59
Abb. 46: Verlagerung des Schaufelradgetriebes [8]	60
Abb. 47: Schaufelradgetriebe der Bauart Kegel-Stirnrad-Planetengetriebe [1]	61
Abb. 48: Schaufelradgetriebe der Bauart Kegel-Planeten-Stirnradgetriebe [1]	62
Abb. 49: Schaltbild und Kennlinie einer untersynchronen Stromrichtererkaskade [1]	65
Abb. 50: Schaltbild Stromrichtermotor	66
Abb. 51: Drehstromantrieb mit Zwischenkreisumrichter.....	67
Abb. 52: Bauarten von Hydromotoren [2].....	69
Abb. 53: Hydrostatischer Antrieb mit integrierter Leckölspeisung	70
Abb. 54: Hydraulische Antriebseinheit der Firma Integrated Drives Sweden (Werbematerial)..	72
Abb. 55: Rastkupplung in fixiertem und gelöstem Zustand [8].....	75
Abb. 56: Drehmomentenwaage [9]	77
Abb. 57: Stellung des Schaufelrades zum Schaufelradausleger [2].....	79
Abb. 58: Veränderung der Lage des Schaufelrades in Abhängigkeit von der Höhe des Schaufelradauslegers [2].....	80
Abb. 59: Formen der Schnittfläche [5].....	81
Abb. 60: Schaufelradträger mit Schaufelrad BWE 1400 C467 (Unterlagen VAMH).....	84
Abb. 61: Schaufelkomponenten (Unterlagen VAMH).....	84
Abb. 62: Fördervolumen [2]	85
Abb. 63: Verlängerung des Schaufelrückens [2]	86
Abb. 64: Darstellung der Seitenwand einer Schaufel (Unterlagen VAMH)	88
Abb. 65: Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Schaufelraddurchmesser [2]	90
Abb. 66: Fallkurve eines Masseteilchens [2].....	91
Abb. 67: Schematischer Aufbau des Druckversuches [12]	93
Abb. 69: Tragbares Prüfgerät zur Bestimmung der Materialfestigkeit [12].....	94
Abb. 70: Freischnittwinkel [2]	96
Abb. 71: Lagerung von Schüttgütern [10].....	98
Abb. 72: Einteilung der Haldenrückladesysteme [3]	99
Abb. 73: Rückladegerät mit drehbarem Ausleger [10]	100
Abb. 74: Hauptelemente eines Brückenrückladers [10].....	101
Abb. 75: Schneidgegebenheiten und Materialfluss bei Haldenrückladegeräten [3]	103
Abb. 76: Schaufel eines Haldenrückladegerätes (Unterlagen VAMH).....	105

Abb. 77: Häufigkeitsverteilung der Schüttungszahlen von Erzladern [16]	107
Abb. 78: Häufigkeitsverteilung der Schüttungszahlen von Kohleladern [16]	107
Abb. 79: Funktionaler Zusammenhang zwischen Schaufelinhalt und Schnittkreisdurchmesser [16]	108
Abb. 80: Zusammenhang zwischen Schaufelraddurchmesser und Schaufelzahl [6]	110
Abb. 81: Grenzgeschwindigkeit des Schaufelrades [2]	110
Abb. 82: Schaufelradtypen und deren Eigenschaften	111
Abb. 83: Werkstoffe und Standzeiten von Schaufelzähnen [8]	112
Abb. 84: Härtevergleichstabelle [6]	113
Abb. 85: Gewinnungsklassen von Lockergestein für Schaufelradbagger [11]	114
Abb. 86: Verlauf des Verschleißprozesses und Entstehung der Abdruckkräfte [7]	117
Abb. 87: Zusammenstellung der mittleren seitlichen und vertikalen Abdruckkräfte unter Berücksichtigung der Gewinnungsklassen [7]	118

9.2 Literaturnachweis

- [1] Günter Kunze, Helmut Göhring, Klaus Jacob: Baumaschinen – Erdbau- und Tagebaumaschinen, 1. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft 2002. ISBN 3-528-06628-8

- [2] W. Durst, W. Vogt: Schaufelradbagger, Trans Tech Publications 1986. ISBN 0-87849-057-4

- [3] R. H. Wölbier: Stacking Blending Reclaiming of Bulk Materials, Trans Tech Publications 1977. ISBN 0-87849-018-3

- [4] Heinz-Herbert Cohrs, Rainer Oberdrevermann: Giganten im Erd- und Tagebau, 1. Auflage, Motorbuch Verlag 2004. ISBN 3-613-02395-4

- [5] F. Kurth: Fördertechnik – Tagebaugroßgeräte und Universalbagger, VEB Verlag Technik Berlin 1971

- [6] Herbert Klein: Diplomarbeit – Grab-, und Schneidvorgang beim kontinuierlichen Gewinnungsgerät Schaufelradbagger, Institut für Fördertechnik der Montanuniversität Leoben 1985

- [7] Alexander L. May: Analyse der dreidimensionalen Schnittverhältnisse beim Schaufelradbagger, Veröffentlichung des Institutes für Maschinenwesen im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH) 1987, Heft 37

- [8] Ludwig Rasper: Der Schaufelradbagger als Gewinnungsgerät, 1. Auflage, Trans Tech Publications 1973. ISBN 3-87849-008-6

- [9] Ludwig Rasper: The Bucket Wheel Excavator – Development, Design, Application, 1. Auflage, Trans Tech Publications 1975. ISBN 0-87849-012-4

- [10] A. Doetsch: Vorlesungsunterlagen zu Gewinnungsmaschinen, Institut für Fördertechnik und Konstruktionslehre der Montanuniversität Leoben im WS 05/06
- [11] E. Jungblut: Bereitstellung standfester und scharfer Schneiden für Schaufeln der im rheinischen Braunkohlerevier eingesetzten Geräte, Veröffentlichung aus Braunkohle Heft 10, Oktober 1979
- [12] B. Schlecht: Messtechnische Analyse der Schneidkräfte eines Kompaktschaufelradbaggers, Braunkohle Surface Mining, Heft 4, Juli/August 1999, ISSN 1431-2719
- [13] Norbert Wocka: Verteilung der Schaufelradantriebsleistung bei Schaufelradbaggern über den gesamten Abnutzungszyklus der Eimerschneidorgane, World of Mining, Heft 6, Dezember 2005, ISSN 1613-2408
- [14] B. Schlecht: Effektive Überlastsicherung in Schaufelradantrieben, Braunkohle Surface Mining, Heft 1, Januar/Februar 1998, ISSN 1431-2719
- [15] V. Raaz: Grabkraftermittlung und Optimierung der maschinen- und verfahrenstechnischen Parameter von Schaufelradbaggern für einen energie- und verschleißgünstigen Abbau von Abraum, Kohle und Zwischenmitteln im Tagebau, Braunkohle Surface Mining, Heft 5, September/Okttober 1999, ISSN 1431-2719
- [16] Heino Gäthe, Hans- Wilhelm Henneking: Untersuchung zur Ermittlung der Schaufelradantriebsleistung bei Kohle- und Erzladern, dhf, Juli/August 1979,

9.3 Größenverzeichnis

Kapitel	Bezeichnung	Größe	Einheit
2	F_{ResS}	Spanbildungskraft	[kN]
2	k_{AR}	Spezifische Spanbildungskraft	[kN/m ²]
2	A_S	Spanquerschnitt	[m ²]
2	F_{ResV}	Verdrängungskraft	[kN]
2	k_{LV}	Spezifische Verschleißflächenkraft	[kN/m]
2	a	Kontaktlänge des Werkzeuges	[m]
2	F_T	Tangentiale Kraftkomponente	[kN]
2	F_{TS}	Tangentiale Kraftkomponente Spanbildung	[kN]
2	F_{TV}	Tangentiale Kraftkomponente Verschleiß	[kN]
2	F_N	Normale Kraftkomponente	[kN]
2	F_{NS}	Normale Kraftkomponente Spanbildung	[kN]
2	F_{NV}	Normale Kraftkomponente Verschleiß	[kN]
2	k_B	Spezifische Gewinnungskraft	[kN/m] oder [kN/m ²]
2	F_T	Tangentiale Kraftkomponente am Werkzeug	[kN]
2	B	Bezugsgröße der spez. Gewinnungskraft	[m] oder [m ²]
2	F_A	Benötigte Arbeitskraft beim Gewinnungsvorgang	[kN]
2	e_A	Spezifische Energie am Antrieb	[kWh/m ³]
2	P_A	Antriebsleistung am Werkzeug	[kW]
2	Q	Durchsatz	[m ³ /h]
3	A	Querschnitt der Schnittsichel	[m ²]
3	h	Schnitthöhe	[m]
3	t	Schnitttiefe	[m]
3	v_{schw}	Schwenkgeschwindigkeit in der Schnittsichel	[m/s]
3	Q_1	Fördermenge je Zeiteinheit	[m ³ /s]
3	t_0	Schnittstärke beim Auslenkwinkel $\alpha = 0^\circ$	[m]
3	t_α	Schnittstärke beim Auslenkwinkel α	[m]
3	α	Auslenkwinkel	[rad]
5	v_u	Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades	[m/s]
5	g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
5	m	Gewicht eines Massenteilchens	[kg]
7	P_S	Erforderliche Leistung des Schaufelradantriebes	[kW]
7	η	Wirkungsgrad des Schaufelradantriebes	[]
7	P_U	Grableistung	[kW]
7	P_P	Leistung für das Beschleunigen des Fördergutes	[kW]
7	P_H	Leistung für das Heben des Fördergutes	[kW]
7	P_t'	Reibungsleistung zw. Fördergut und Schurre	[kW]
7	P_t''	Reibungsleistung der seitlichen Abdruckkräfte	[kW]
7	F_U	Spezifische Grabarbeit	[kJ/m ³]
7	Q_n	Theoretische Förderleistung	[m ³ /h]
7	γ_C	Spezifisches Gewicht des Fördergutes	[t/m ³]
7	D_S	Außenschneiddurchmesser des Schaufelrades	[m]
7	v_S	Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades	[m/s]
7	μ	Reibungskoeffizient zwischen Zahn und Erde	[]
7	F_P „Abd	Abdruckkräfte am Umfang des Schaufelrades	[kN]
7	F_S „Abd	Seitliche Abdruckkräfte des Schaufelrades	[kN]

