

FORSCHUNG

Online-Abschätzung der  
Rammguttragfähigkeit beim  
langsamen Vibrationsrammen  
in nichtbindigen Böden

REIHE F / Heft 65

Markus Schönit





Markus Schönit

**Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit  
beim langsamen Vibrationsrammen in nichtbindigen Böden**

## **Reihe F, Forschung**

Institut für Technologie und Management im Baubetrieb,  
Universität Karlsruhe (TH)

Hrsg. Prof. Fritz Gehbauer

*Heft 65*

Das Institut für Technologie und Management im Baubetrieb (TMB) befasst sich in Forschung und Lehre mit dem gesamten Bereich des Baubetriebs von der Maschinen- und Verfahrenstechnik bis hin zum Management der Projekte, Facilities und Unternehmen.

Weitere Informationen und Kontakte unter [www.tmb.uni-karlsruhe.de](http://www.tmb.uni-karlsruhe.de)

Eine Übersicht der Institutsveröffentlichungen finden Sie am Ende des Buches.

# **Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim langsamen Vibrationsrammen in nichtbindigen Böden**

von  
Markus Schönit



---

universitätsverlag karlsruhe

Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)  
Fakultät für Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften  
Tag der mündlichen Prüfung: 23.07.2009

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Fritz Gehbauer, M.S.  
Institut für Technologie und Management im Baubetrieb  
Universität Karlsruhe (TH)

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
Institut für Fahrzeugtechnik und Mobile Arbeitsmaschinen  
Universität Karlsruhe (TH)

## Impressum

Universitätsverlag Karlsruhe  
c/o Universitätsbibliothek  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe  
www.uvka.de



Dieses Werk ist unter folgender Creative Commons-Lizenz  
lizenziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

Universitätsverlag Karlsruhe 2009  
Print on Demand

ISSN: 1868-5951  
ISBN: 978-3-86644-422-5







# **Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim langsamen Vibrationsrammen in nichtbindigen Böden**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

von der Fakultät für

Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften  
der Universität Fridericiana zu Karlsruhe (TH)

genehmigte

DISSERTATION

von

**Dipl.-Ing. Markus Schönit**

aus

Buchen (Odenwald)

Tag der mündlichen Prüfung: 23.07.2009

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Fritz Gehbauer, M.S.  
Institut für Technologie und Management im Baubetrieb  
Universität Karlsruhe (TH)

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
Institut für Fahrzeugtechnik und Mobile Arbeitsmaschinen  
Universität Karlsruhe (TH)

Karlsruhe 2009



## Vorwort des Herausgebers

In der Rammtechnik gibt es grundsätzlich zwei Verfahren, die schlagende Rammung und die Vibrationsrammung. Die in den Boden eingebrachten Rammgüter erfüllen die unterschiedlichsten Aufgaben. Unter anderem müssen sie auch häufig Vertikallasten übertragen, insbesondere dann, wenn sie Teil der Gründung sind. Der Nachweis der Tragfähigkeit wird am genauesten durch Probelastungen geführt. Da diese jedoch zu aufwendig sind, besteht großes Interesse daran, die Tragfähigkeit aus Messungen während des Eindringvorganges zu bestimmen. Beim schlagenden Rammen geschieht das dadurch, dass die Anzahl der Schläge gemessen wird, die erforderlich sind, um das Rammgut in der letzten Phase in die Endposition zu bringen. Je höher die Anzahl dieser Schläge bezogen auf eine gewisse Eindringstrecke ist, desto höher darf die Tragfähigkeit abgeschätzt werden. Dazu gibt es auch Rammformeln und Diagramme.

Beim Vibrationsrammen hingegen sind diese Schläge nicht klar definiert, da es sich um Schwingungen im Bereich von etwa 30-50 Hz handelt. Weil ein Tragfähigkeitsnachweis aus Messungen während des Rammvorganges hier also nicht möglich ist, lassen anspruchsvolle Bauherren, wie z.B. das Eisenbahnbundesamt, die Vibrationsrammung für vertikal tragende Teile nicht zu, obwohl sie – bei geeigneten Bodenarten – wirtschaftlicher wäre als das Schlagrammen. Es besteht also ein großes volkswirtschaftliches Interesse daran, ein Verfahren zu entwickeln, das die direkte Abschätzung der Tragfähigkeit erlaubt. Dieser Aufgabe widmet sich Herr Schönit.

Nach der grundsätzlichen Vorstellung der Idee zum Energievergleich stellt Herr Schönit die wesentlichen theoretischen Grundlagen des Vibrationsrammens und des

Schlagrammens zusammen und interpretiert diese im Sinne seines beabsichtigten Energievergleiches. Dann werden Laborversuche zu beiden Rammungsarten beschrieben. Diese Laborversuche waren schon vorher am Institut durchgeführt worden, die Messdaten wurden jedoch von Herrn Schönit für seine Arbeit neu ausgewertet. Dann folgen die von ihm durchgeführten Großversuche im Feld und der Nachweis, dass das Energieverhältnis und die daraus ermittelte fiktive Schlagzahl zur Abschätzung der Tragfähigkeit von Vibrationsrammgütern dienen können.

Die Arbeit ist von erheblicher praktischer Bedeutung. Wenn es gelingt, die Tragfähigkeit von vibrierten Rammgütern aus der Messung der Energie auf den letzten Metern des Eindringens abzuschätzen, so kann das wirtschaftliche Verfahren des Vibrierens ausgeweitet werden. Aus den theoretischen Überlegungen und der Beschreibung der praktischen Versuche und deren Resultate gewinnen auch Personen, die sich wissenschaftlich mit dem Thema befassen, erheblichen zusätzlichen Einblick in die Vorgänge, die sich beim Rammen abspielen.

Fritz Gehbauer

## Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Tätigkeit am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH). Hierbei war ich zu Beginn als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Rahmen eines Forschungs- und Entwicklungsprojektes angestellt. Mein Dank gilt der Elpro Verkehrstechnik GmbH, Berlin, die dieses Projekt durch ihre Finanzierung ermöglicht hat. Ebenso möchte ich mich auf diesem Wege bei der weiteren Projektpartnerin ThyssenKrupp GfT Tiefbautechnik GmbH, Alsfeld bedanken.

Im Anschluss an das Forschungs- und Entwicklungsprojekt wurde mir ein Stipendium nach dem Landesgraduiertenförderungsgesetz des Landes Baden-Württemberg gewährt. Die Gewährung des Stipendiums verdanke ich der Fürsprache meines Hauptreferenten Herrn Prof. Dr.-Ing. Fritz Gehbauer, M.S. Ihm gebührt ebenfalls großer Dank für das Vertrauen in meine Projektdurchführung und dem damit verbundenen großen Gestaltungsfreiraum, den ich bei der Bearbeitung der Aufgabenstellung genießen durfte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer danke ich herzlich für die Übernahme des Korreferats.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Dirk Reusch, der einen großen Anteil am Gelingen dieser Arbeit hatte. Während und auch nach seiner Zeit am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb war er jederzeit dazu bereit auf meine Fragen einzugehen und wies mir durch wertvolle Anregungen und konstruktive Kritik stets den richtigen Weg.

Für die ausführliche Unterstützung bei der Datenverarbeitung und -auswertung danke ich Herrn Dipl.-Ing. Michael Steilner, der mir als wissenschaftliche Hilfskraft zuverlässig und mit Eigeninitiative zur Seite stand.

Ebenso sei Herrn Dipl.-Ing. Christian Pfeffer gedankt.

Durch den starken Praxisbezug dieser Arbeit waren zahlreiche Labor- und Feldversuche erforderlich. Für die erfolgreiche Durchführung der Versuche danke ich den Mitarbeitern der Werkstatt des Instituts für Technologie und Management im Baubetrieb und den Diplomanden.

Ebenfalls danke ich allen Kollegen, die während und nach der Arbeitszeit dazu beigetragen haben, meine Motivation aufrecht zu erhalten. Namentlich genannt seien in diesem Zusammenhang Dipl.-Ing. Johannes Karl Westermann, Dipl.-Wirtsch.-Inform. Hagen Engelmann und Dipl.-Ing. Harald Schneider.

Nicht zuletzt gilt mein persönlicher Dank meinen Eltern für ihre uneingeschränkte Unterstützung meines bisherigen Lebensweges.

Markus Martin Schönit

# Kurzfassung

Die Tragfähigkeit ist oftmals ein wichtiges Qualitätsmerkmal in der Rammtechnik. Seit Jahrhunderten kommen beim Rammen schlagende Rammhämmere zum Einsatz und deren Schlagzahl kann als Maß für die Tragfähigkeit und die Bodenverhältnisse interpretiert werden. Allerdings existiert bisher noch kein Verfahren, mit dessen Hilfe sich zuverlässig Aussagen über die Tragfähigkeit beim Vibrationsrammen anhand der Prozessparameter treffen lassen.

Die vorliegende Arbeit greift jene Problematik auf und stellt ein neu entwickeltes Verfahren vor, das die Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen ermöglicht.

Hierfür wurden in einem ersten Schritt Laborversuche mit einem Vibrator und einem Freifallbär durchgeführt. Die Tragfähigkeit der verwendeten Modellrammgüter wurde durch statische Probelastungen und schlagende Nachrammungen bestimmt. In einem zweiten Schritt wurden Feldversuche durchgeführt um die Ergebnisse der Laborversuche auszuweiten und zu überprüfen. Für diese Versuche wurden Rammgüter verschiedener Längen mit einem Vibrator und einem Dieselbär eingerammt. Neben den üblichen Vibrationsrammparametern wurden die Beschleunigung und die Kraft zwischen Spannzange und Rammgut in Echtzeit gemessen. Basierend auf diesen Daten kann die spezifische Energie beim Vibrationsrammen bestimmt und als Schlagzahl eines Schlagbärs gedeutet werden.

Dies ermöglicht die Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen, so dass Rammprotokolle, ähnlich wie beim Schlagrammen, erstellt werden können. Ein entscheidender Aspekt im Hinblick auf die Anwendbarkeit des Verfahrens in

der Praxis ist, dass alle erforderlichen Messdaten direkt am Vibrationsrammgerät erfasst werden können und das Rammgut somit nicht mit Sensorik ausgestattet werden muss.



## Abstract

Bearing capacity often is an important quality characteristic of driven piles. For centuries, pile hammers have been used for pile driving and their number of blows can be interpreted with respect to piles' bearing capacity and soil characteristics. However, currently no dependable method exists for the interpretation of process parameters of vibratory pile driving with respect to a piles' bearing capacity.

The present thesis addresses this problem and presents a new developed method, which allows the online estimation of vibratory driven piles' bearing capacity.

For this purpose, laboratory pile driving experiments were initially carried out by using a vibrator and a hammer. The bearing capacity of the used model piles was determined by static load tests and secondary pile hammerings. In a second step large-scaled piling experiments were carried out to extend and verify the results of the laboratory tests. For these experiments, piles of different lengths have been driven with the help of a vibrator and a diesel hammer. Apart from usual vibratory pile driving parameters the acceleration and the force between vibrator and clamping device was measured in real time. Based on this data, the specific energy of vibratory pile driving can be determined and interpreted as the number of blows of a pile hammer.

This allows the online estimation of vibratory driven piles' bearing capacity and pile driving records, similar to driving records of pile hammering, can thus be produced. A decisive factor for the on-site application of this method is the fact that all required data can directly be measured at the vibratory pile driver and therefore, the installation of measuring devices on the pile is not needed.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b> .....	<b>XIII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Veranlassung .....	1
1.2 Zielsetzung .....	4
1.3 Vorgehensweise .....	5
<b>2 Vergleichsmodell Vibrationsrammen - Schlagrammen</b> .....	<b>7</b>
2.1 Spezifische Energie .....	8
2.2 Energieverhältnis .....	9
2.3 Abschätzung der Schlagzahl .....	9
<b>3 Vibrationsrammen</b> .....	<b>13</b>
3.1 Mechanisches System .....	13
3.2 Wegkoordinaten .....	14
3.3 Kräfte .....	15
3.3.1 Auflast .....	16
3.3.2 Erregerkraft .....	16
3.3.3 Bodenreaktionskraft .....	19
3.4 Modellvereinfachungen .....	19
3.4.1 Einfreiheitsgradsystem .....	19
3.4.2 Starrkörpermodell .....	20
3.4.3 Mitschwingende Bodenmasse .....	22

3.5	Rammgutbewegung .....	22
3.5.1	Spitzenwiderstand.....	24
3.5.2	Mantelwiderstand .....	25
3.6	Energie.....	26
3.6.1	Energie pro Erregerperiode .....	26
3.6.2	Spezifische Energie .....	29
3.6.3	Spezifische Energie bei Spitzenkontakt .....	30
<b>4</b>	<b>Schlagrammen .....</b>	<b>33</b>
4.1	Freifallbär .....	33
4.1.1	Energie pro Schlag .....	33
4.1.1.1	Stoßwirkungsgrad.....	34
4.1.2	Spezifische Energie .....	37
4.2	Dieselbär.....	37
4.2.1	Energie pro Schlag .....	39
4.2.1.1	Kompressionsenergie .....	40
4.2.1.2	Potentielle Energie.....	42
4.2.1.3	Explosionsenergie.....	43
4.2.1.4	Erster Schlag und Schlag ohne Zündung.....	44
4.2.2	Spezifische Energie .....	45
<b>5</b>	<b>Laborversuche .....</b>	<b>47</b>
5.1	Versuchsdurchführung.....	48
5.1.1	Boden.....	48
5.1.2	Rammgut .....	50
5.1.3	Versuchsprogramm.....	51
5.2	Vibrationsrammungen .....	54
5.2.1	Vibrator.....	54
5.2.2	Messgrößen.....	55
5.2.3	Versuchsergebnisse .....	57
5.2.3.1	Bodenreaktionskraft .....	58
5.2.3.2	Eindringgeschwindigkeit.....	60
5.2.3.3	Spezifische Energie .....	62
5.2.3.4	Spezifische Energie bei Spitzenkontakt .....	63
5.3	Schlagrammungen .....	66
5.3.1	Freifallbär .....	66

---

5.3.2	Messgrößen.....	67
5.3.3	Versuchsergebnisse.....	67
5.3.3.1	Eindringung pro Schlag.....	67
5.3.3.2	Schlagzahl.....	69
5.3.3.3	Energie pro Schlag.....	72
5.3.3.4	Spezifische Energie.....	73
5.4	Last-Verschiebungs-Versuche.....	74
5.4.1	Grenztragfähigkeit.....	74
5.4.2	Versuchsaufbau.....	75
5.4.3	Versuchsergebnisse.....	76
5.4.3.1	Vibrationsrammungen.....	76
5.4.3.2	Schlagammungen.....	78
5.5	Vergleich.....	81
5.5.1	Energieverhältnis.....	81
5.6	Zusammenfassung.....	83
<b>6</b>	<b>Feldversuche.....</b>	<b>85</b>
6.1	Versuchsdurchführung.....	85
6.1.1	Boden.....	85
6.1.2	Rammgut.....	87
6.1.3	Versuchsprogramm.....	88
6.1.4	Versuchsanordnung.....	90
6.2	Vibrationsrammungen.....	93
6.2.1	Vibrator MÜLLER MS-10 HFV.....	93
6.2.2	Messgrößen.....	94
6.2.3	Versuchsergebnisse.....	97
6.2.3.1	Bodenreaktionskraft.....	97
6.2.3.2	Eindringgeschwindigkeit.....	100
6.2.3.3	Spezifische Energie.....	101
6.2.3.4	Spezifische Energie bei Spitzenkontakt.....	103
6.3	Schlagammungen.....	105
6.3.1	Dieselbär DELMAG D12-32.....	105
6.3.2	Messgrößen.....	107
6.3.3	Versuchsergebnisse.....	107
6.3.3.1	Eindringung pro Schlag.....	107

	6.3.3.2 Schlagzahl.....	109
	6.3.3.3 Energie pro Schlag .....	111
	6.3.3.4 Spezifische Energie .....	115
6.4	Vergleich.....	117
	6.4.1 Energieverhältnis .....	117
	6.4.2 Abschätzung der Schlagzahl.....	119
6.5	Zusammenfassung .....	121
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>123</b>
	7.1 Rückblick.....	123
	7.2 Ausblick.....	125
<b>A 1</b>	<b>Laborversuchsergebnisse</b> .....	<b>127</b>
	A 1.1 Vibrationsrammungen .....	127
	A 1.1.1 Spezifische Energie .....	127
	A 1.1.2 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt .....	129
	A 1.2 Schlagrammungen .....	130
	A 1.2.1 Spezifische Energie .....	130
	A 1.3 Last-Verschiebungs-Versuche.....	132
	A 1.3.1 Vibrationsrammungen .....	132
	A 1.3.2 Schlagrammungen .....	134
<b>A 2</b>	<b>Feldversuchsergebnisse</b> .....	<b>137</b>
	A 2.1 Vibrationsrammungen .....	137
	A 2.1.1 Spezifische Energie .....	137
	A 2.1.2 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt .....	138
	A 2.2 Schlagrammungen .....	140
	A 2.2.1 Spezifische Energie .....	140
	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>143</b>

# Formelzeichen

$\alpha_1, \alpha_2$	relative Lage der Unwuchtsegmente 1 und 2
$\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$	absolute Lage der Impulsgeber 1 und 2
$\beta$	relative Lage der Unwuchtsegmente zueinander
$\bar{\beta}$	relative Lage der Impulsgeber zueinander
$\varepsilon$	Energieverhältnis zwischen Vibrations- und Schlagammung
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_s$	Stoßwirkungsgrad
$\eta_{th}$	thermischer Wirkungsgrad
$\kappa$	Bodenkontaktindex
$\kappa_I$	Isentropenexponent
$\varphi$	Drehwinkel
$\rho_{Diesel}$	Dichte des Dieselkraftstoffs
$\rho_p$	Dichte des Rammguts
$\omega_p$	Eigenfrequenz des Rammguts
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz
$E_1$	Energie bei Stoßbeginn

---

$E_2$	Energie bei Stoßende
$E_D$	auf das Rammgut übertragene Energie pro Schlag beim Dieselbär
$E_D'$	auf das Rammgut übertragene Energie pro Schlag beim Dieselbär ohne Zündung
$E_{D12-32}$	auf das Rammgut übertragene Energie pro Schlag beim Dieselbär DELMAG D12-32
$E_{D12-32}^*$	Energie pro Schlag beim Dieselbär DELMAG D12-32 (Herstellerangabe)
$E_{exp}$	Explosionsenergie
$E_f$	auf das Rammgut übertragene Energie pro Schlag beim Freifallbär
$E_{komp}$	Kompressionsenergie
$E_p$	Elastizitätsmodul des Rammguts
$E_{pot}$	potentielle Energie
$E_R$	auf das Rammgut übertragene Energie beim Rammen
$E_{R,0}$	spezifische Energie beim Rammen
$E_S$	auf das Rammgut übertragene Energie pro Schlag beim Schlagrammen
$E_{S,0}$	spezifische Energie beim Schlagrammen
$E_{S,10}$	spezifische Energie beim Schlagrammen, gemittelt über 10 cm
$E_V$	Energie beim Vibrationsrammen
$E_V^*$	Vibratorenergie beim Vibrationsrammen
$\bar{E}_V$	Auflastenergie beim Vibrationsrammen
$E_{V,0}$	spezifische Energie beim Vibrationsrammen
$E_{V,0}^*$	spezifische Vibratorenergie
$\bar{E}_{V,0}$	spezifische Auflastenergie
$E_{VS}$	Energie bei Spitzenkontakt
$E_{VS,0}$	spezifische Energie bei Spitzenkontakt
$E_{VS,10}$	spezifische Energie bei Spitzenkontakt, gemittelt über 10 cm
$E_{VS,100}$	spezifische Energie bei Spitzenkontakt, gemittelt über 100 cm



---

$\Delta E$	Verlustenergie
$f$	Erregerfrequenz
$f_S$	Schlagfrequenz
$F_a$	zusätzliche Auflast
$F_b$	resultierende Bodenreaktionskraft
$F_e$	Erregerkraft
$F_{e,0}$	Erregerkraftamplitude
$F_m$	Messkraft zwischen Erregerzelle und Spannzange
$F_m^*$	dynamischer Anteil der Messkraft
$F_M$	Mantelreibungskraft
$F_p$	Schnittkraft zwischen Spannzange und Rammgutkopf
$F_p^*$	dynamischer Kraftanteil
$\bar{F}_p$	statischer Kraftanteil
$F_R$	auf das Rammgut wirkende Kraft
$F_S$	Spitzenwiderstandskraft
$F_z$	Zentrifugalkraft
$F_{z,h}$	Horizontalkomponente der Zentrifugalkraft
$F_{z,v}$	Vertikalkomponente der Zentrifugalkraft
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	Fallhöhe
$h_0$	Anfangsfallhöhe des Kolbens beim Dieselbär
$H_{i,Diesel}$	Heizwert des Dieselkraftstoffs
$k$	Stoßzahl
$l_p$	Länge des Rammguts
$m_1, m_2$	Massen
$m_{dyn}$	Dynamische Masse des Vibrators

---

$m_{Diesel}$	Masse des eingespritzten Dieselkraftstoffs
$m_e$	Masse der Erregerzelle
$m_f$	Masse des Federjochs
$m_{fk}$	Masse des Fallkörpers
$m_k$	Masse des Kolbens
$m_p$	Masse des Rammguts
$m_r$	Masse der Rammhaube
$m_s$	Masse der Spannzange
$m_{ss}$	Masse des Schlagstücks
$m_u$	Masse einer Unwuchtmasse
$M_{stat}$	statisches Moment
$M_{stat,max}$	maximales statisches Moment
$n$	Drehzahl der Unwuchtmassen
$N_0$	lokale Schlagzahl
$N_{10}$	Schlagzahl für 10 cm Eindringung
$N_{100}$	Schlagzahl für 100 cm Eindringung
$N_{V,0}$	lokale fiktive Schlagzahl, abgeschätzt beim Vibrationsrammen
$p$	Druck
$p_0$	atmosphärischer Luftdruck
$p_1$	Druck des Gases im Zylinderraum im verdichteten Zustand
$p_V$	Betriebsdruck des Vibrators
$r_u$	Abstand des Schwerpunkts zur Rotationsachse
$R_g$	Grenztragfähigkeit
$s_g$	Grenzverschiebung
$t$	Zeit
$t_0, t_1, t_2, t_3$	Zeitpunkte

---

$T$	Periodendauer
$v_1, v_2$	Geschwindigkeiten vor dem Stoß
$v^*$	Geschwindigkeit in Stoßmitte
$v'_1, v'_2$	Geschwindigkeiten nach dem Stoß
$V$	Volumen
$V_0$	Volumen des Zylinderraums im unverdichteten Zustand
$V_1$	Volumen des Zylinderraums im verdichteten Zustand
$V_{Diesel}$	Volumen des eingespritzten Dieselkraftstoffs
$x$	lokale Position der Erregerzelle
$\dot{x}$	lokale Eindringgeschwindigkeit
$\ddot{x}$	lokale Beschleunigung
$y$	globale Position der Erregerzelle
$\dot{y}$	globale Eindringgeschwindigkeit
$z$	absolute Position der Erregerzelle
$\dot{z}$	absolute Eindringgeschwindigkeit
$z_0, z_1, \dots, z_n$	absolute Positionen
$z_R, z_{R,0}, z_{R,1}$	absolute Positionen des Rammbärs
$\Delta z_R$	Eindringung beim Rammen
$\Delta z_S$	Eindringung pro Schlag
$\Delta z_{V,i}$	irreversible Eindringung beim Vibrationsrammen
$\Delta z_{VS}$	Eindringung mit Spitzenkontakt beim Vibrationsrammen



# 1 Einleitung

## 1.1 Veranlassung

Das Vibrationsrammen<sup>1</sup> stellt ein wichtiges und sehr häufig angewandtes Verfahren des Spezialtiefbaus dar, welches, neben dem Schlagrammen und dem Einpressen, der Rammtechnik zuzuordnen ist [86].

Die Rammtechnik kommt zum Einsatz um ein Rammgut in den Boden (Baugrund) einzutreiben. Als Rammgut finden je nach Bauvorhaben beispielsweise Spundwandbohlen, Kanaldielen, Stahlbetonfertigteile, Stahlprofile und Stahlrohre Verwendung. Der Zweck einer Rammung kann äußerst vielfältig sein. So verwendet man das eingebrachte Rammgut zur Herstellung von Ufersicherungen, Kaimauern, Baugrubenumschließungen, Stützwänden und Gründungen [71].

Erste Vibrationsrammversuche fanden vor circa 70 Jahren statt, doch erst rund zehn Jahre danach wurden Vibrationsrammgeräte hergestellt. Wiederum etwa zehn Jahre später begann die Technik sich auf Baustellen zu etablieren. Eine ausführliche Zusammenfassung über die geschichtliche Entwicklung der Rammtechnik lässt sich bei BUJA [12] nachlesen. KÜHN [47], SIMONS [70] und STROBL [74], [75] berichten kurz über die Anfänge der Vibrationsrammung.

---

<sup>1</sup> In der Praxis ist auch die Bezeichnung „Rütteln“ geläufig.

Das Grundprinzip der Vibrationsrammung hat sich bis heute nicht geändert: Das Vibrationsrammgerät besteht aus dem Geräteträger (Seilbagger, Hydraulikbagger oder Fahrzeugkran) und dem Vibrator (auch Vibrations- oder Rüttelbär genannt). Der Vibrator kann frei auf dem Rammgut reitend, mäklergeführt oder am Löffelstiel eines Hydraulikbaggers angebaut eingesetzt werden. Er versetzt das Rammgut in eine axial gerichtete Schwingung. Die Schwingung überträgt sich bei der Penetration des Bodens auf dessen Korngerüst, wodurch dieses in einen pseudoflüssigen Zustand [47] versetzt wird. Dadurch wird der Reibungs- und Verdrängungswiderstand erheblich reduziert und das Rammgut dringt aufgrund seiner Eigenmasse, der Masse des Vibrators und einer eventuell vorhandenen Auflast in den Boden ein. Eine solche Auflast kann bei einem freireitenden Vibrator durch zusätzliche Lastplatten realisiert werden, mäklergeführte Geräte können zudem eine Vorspannung mit Hilfe von Hydraulikzylindern oder Seilzügen aufbringen.

Die erzeugten Schwingungen besitzen gängigerweise Frequenzen von bis zu circa 55 Hz. SIEFFERT [68] führte Versuche mit sehr viel höheren Frequenzen (bis zu 3000 Hz) durch. Auf dem Markt befindliche Vibratoren sind mit stufenlos verstellbarem statischen Moment erhältlich (beispielsweise ABI [1], APE [2], ICE [44], LIEBHERR [13], MÜLLER [78], PTC [60], RTG [67], TÜNKERS [79]). Dies ermöglicht das Erreichen der gewünschten Arbeitsfrequenz ohne dabei beim An- und Auslaufen die für Bauwerke gefährlichen Resonanzschwingungen zu erzeugen.

Der Antrieb der Vibratoren erfolgt elektrisch [9], elektrohydraulisch [7] oder hydraulisch, wobei sich in der Praxis überwiegend hydraulisch angetriebene Geräte durchgesetzt haben [14], [73].

Das Vibrationsrammen besitzt gegenüber dem Schlagrammen mehrere Vorteile. Als Hauptvorteil ist die höhere Wirtschaftlichkeit zu nennen, welche durch die höhere Eindringgeschwindigkeit des Rammguts beim Vibrationsrammen gegeben ist. Die Vermeidung von Bodenerschütterungen ist ebenso ein weiterer Vorteil wie die deutlich geringere Schallemission. Des Weiteren werden beim Vibrationsrammen neben den beim Betrieb des Geräteträgers anfallenden Abgasen keine weiteren Schadstoffe emittiert, im Gegensatz zum Schlagrammen mit Dieselmotoren. Außerdem ist das Einbringen mittels Vibrationsrammung wesentlich schonender für das Rammgut, speziell für den Rammgutkopf, als das Einbringen durch Schlagrammung.

In der vorliegenden Arbeit wird das Vibrationsrammen im Hinblick auf die Nutzung des Rammguts als Gründung betrachtet.

Aufgabe einer Gründung ist die Übertragung der Lasten eines Bauwerks in den Baugrund. Das Rammgut muss somit eine bestimmte Last aufnehmen können, es benötigt eine gewisse Tragfähigkeit.

Betrachtet man die Tragfähigkeit des Rammguts, so ist zwischen innerer und äußerer Tragfähigkeit zu unterscheiden.

Unter innerer Tragfähigkeit versteht man die Fähigkeit des Rammguts, die eingetragene Last ohne Materialversagen aufzunehmen. Die innere Tragfähigkeit kann nach den Bemessungsregeln aus dem dem Rammgutwerkstoff entsprechenden Fachgebiet (Stahl-, Stahlbeton- oder Holzbau) ermittelt werden ([29], [22], [23]). Sie soll nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein und wird nachfolgend nicht behandelt.

Die äußere Tragfähigkeit gibt an welche Last von dem Boden in der unmittelbaren Rammgutumgebung aufgenommen werden kann, so dass es zu keinen unzulässig großen Setzungen oder Bruchzuständen im Bauwerk kommt.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird für die äußere Tragfähigkeit nur noch der Begriff Tragfähigkeit verwendet. Des Weiteren ist hierbei stets die axiale Tragfähigkeit gemeint, auf Beanspruchungen quer zur Rammgutachse wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

Der Nachteil beim Vibrationsrammen ist, dass bisher noch kein Verfahren existiert, mit dessen Hilfe sich eine Aussage über die Tragfähigkeit vibrationsgerammter Rammgüter treffen lässt. Beim Schlagrammen stellt sehr häufig die Schlagzahl<sup>2</sup> ein Maß für Tragfähigkeit dar, da statische [52] und dynamische [4] Probelastungen sehr zeit- und kostenintensiv sind. Darüber hinaus sind dynamische Prüfmethode, wie zum Beispiel CAPWAP<sup>3</sup> [63], nur von sachkundigen Spezialisten auszuführen. Beim Tragfähigkeitsnachweis anhand der Schlagzahl kann direkt eine qualitative Bewertung der Rammung erfolgen: je höher die Schlagzahl, desto höher ist auch die Tragfähigkeit des Rammguts.

Bei der Erforschung der Vibrationsrammung wurden bisher vor allem seit den 90er Jahren des vergangenen Jahrhunderts wichtige Erkenntnisse gewonnen. VERSPOHL [82],

---

<sup>2</sup> Der Begriff „Schlagzahl“ steht dabei für die Anzahl der Schläge, die benötigt wird, um eine bestimmte Eindringung zu erreichen.

<sup>3</sup> Case Pile Wave Analysis Program

STORZ [72], DIERSSSEN [35] und CUDMANI [16] haben den Vibrationsrammprozess mathematisch und bodenmechanisch analysiert. Weitere Arbeiten existieren von OLEFF [55] und REUSCH [64]. Sie legten den Schwerpunkt ihrer Forschungen auf die automatische Regelung des Vibrationsrammprozesses.

WIENHOLZ [84] betrachtete die Vibrationsrammung auch schon im Hinblick auf die Rammguttragfähigkeit. Allerdings beschränkt sich seine Arbeit hauptsächlich auf labormaßstäbliche Versuche in denen er den Einfluss der Art der Einbringung des Rammguts auf dessen Tragfähigkeit untersucht. Er führte einen einzelnen Versuch in großem Maßstab durch.

Eine größere Anzahl an großmaßstäblichen Feldversuchen verwirklichte LAMMERTZ [50], [51] im Rahmen des Neubaus der Emspier in Emden. Er stellt einen ersten Ansatz für die Korrelation zwischen Leistung und Tragfähigkeit auf.

## 1.2 Zielsetzung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll ein Verfahren entwickelt werden, mit dem die Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen online<sup>4</sup> ermöglicht werden soll.

Dadurch soll zum einen das Erstellen von Rammprotokollen beim Vibrationsrammen, ähnlich den Rammprotokollen<sup>5</sup> beim Schlagrammen, ermöglicht werden. Zum anderen soll dem Geräteführer der Vibrationsrammeinrichtung bereits während der Einbringung des Rammguts die Voraussetzung für eine Qualitätskontrolle der geleisteten Arbeit geschaffen werden.

Wichtig ist, vor allem im Hinblick auf eine Anwendbarkeit in der Praxis, dass sämtliche Messdaten direkt an der Vibrationsrammeinrichtung erfasst werden sollen. Das Rammgut wird nicht mit Sensorik ausgestattet, ansonsten wäre die Praxistauglichkeit nicht gegeben beziehungsweise sehr stark eingeschränkt.

---

<sup>4</sup> Die Prozessparameter beim Vibrationsrammen sollen im fortlaufenden Betrieb erfasst, ausgewertet und aufgezeichnet werden. Dies soll in direkter Verbindung mit einer Datenverarbeitungseinrichtung geschehen, also „online“.

<sup>5</sup> Siehe DIN 4026 [24], Anhang oder DIN EN 12699 [31], Kapitel 9.2.



## 1.3 Vorgehensweise

Grundgedanke bei der Verfolgung des Ziels ist, dass beim Einbringen des Rammguts Energie vom Rammbar auf das Rammgut übertragen wird. Dies ist sowohl beim Schlagrammen als auch beim Vibrationsrammen der Fall.

Im ersten Teil der Arbeit wird ein Modell vorgeschlagen anhand dessen die Energie beim Vibrationsrammen mit der beim Schlagrammen verglichen wird. Anschließend wird der Vibrationsrammprozess hinsichtlich der Energie<sup>6</sup>, die beim Rammen übertragen wird, analysiert. Ebenso wird das Schlagrammen bezüglich der Rammenergie betrachtet. Anhand von Laborversuchen werden die theoretischen Ansätze überprüft und die Ergebnisse dargestellt. Anschließend werden Feldversuche<sup>7</sup> mit großmaßstäblichen, in der Praxis gebräuchlichen Rammgütern durchgeführt und die Ergebnisse aufgezeigt.

Am Ende der Arbeit werden die Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick über mögliche zukünftige Tätigkeiten vorgestellt.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass in der gesamten Arbeit der Schwerpunkt eindeutig im Bereich der Maschinentechnik, weniger im Bereich der Bodenmechanik liegt.

---

<sup>6</sup> Beim Vibrationsrammen wird die Energie je Zeiteinheit betrachtet, Genaueres hierzu folgt in Abschnitt 3.6.

<sup>7</sup> Die Durchführung solcher Feldversuche stellt einen enormen finanziellen Aufwand dar. Auch daran lässt sich erkennen, welche hohe Wichtigkeit die Thematik der Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen besitzt.



## 2 Vergleichsmodell Vibrationsrammen - Schlagrammen

Allen Rammverfahren liegt das gleiche Prinzip zugrunde (siehe Abbildung 2.1): Das Rammgut wird in  $z_R$ -Richtung in den Boden eingebracht indem eine Kraft  $F_R$  auf den Rammgutkopf wirkt.

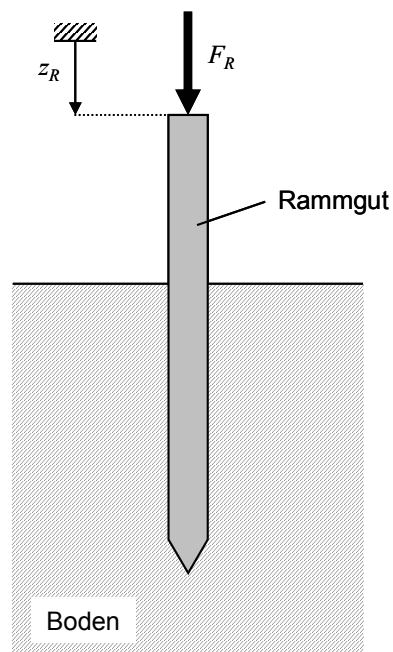


Abbildung 2.1: Rammprinzip

Resultierend aus der Kraft  $F_R$  und der zugehörigen Eindringung  $z_R$  kann die Energie, welche beim Rammen vom Rammbär auf das Rammgut (während der Wegstrecke  $z_{R,0}$  bis  $z_{R,1}$ ) übertragen wird, mit

$$E_R = \int_{z_{R,0}}^{z_{R,1}} F_R dz_R \quad [\text{Nm}] \quad (2.1)$$

bestimmt werden. Die Einheit der Energie wird, wie in der Rammtechnik üblich, in Newtonmeter angegeben<sup>1</sup>.

## 2.1 Spezifische Energie

Zur Bestimmung der Rammguttragfähigkeit ist neben der Ermittlung der Energie  $E_R$ , die vom Rammbär in das Rammgut eingetragen wird, auch die genaue Aufzeichnung der Eindringung  $z_R$  erforderlich [31]. „Genau“ bedeutet hierbei, dass nicht nur die erreichte Gesamteindringung zum Ende des Rammvorgangs erfasst wird. Viel mehr muss während der kompletten Rammung fortlaufend die Eindringung und die zugehörige Energie, die zum Erreichen der Eindringung in das Rammgut eingebracht wurde, aufgezeichnet werden.

Wie wichtig es ist, neben der Energie auch die Eindringung zu erfassen, soll folgendes einfache Beispiel erläutern:

Es werden zwei identische Rammgüter mit demselben Rammbär mit jeweils der gleichen Energiemenge in den Boden gerammt. Rammgut A erreicht bei der Rammung eine Endtiefe von 12 m, Rammgut B kann nur auf eine Tiefe von 9 m gebracht werden.

Betrachtet man nun lediglich die Energiemenge, die bei den beiden Rammungen aufgewendet wurde, so sind die beiden Rammungen identisch. Blickt man aber zusätzlich auf die entsprechende Eindringung, so wird schnell klar, dass sich die beiden Rammungen aufgrund von unterschiedlichen Bodenverhältnissen hinsichtlich ihrer Tragfähigkeit unterscheiden.

---

<sup>1</sup> Im Gegensatz zum allgemeinen Maschinenbau, bei dem üblicherweise Joule als Einheit für die Energie gewählt wird.

Um eine direkt vergleichbare Kenngröße zu bekommen, mit deren Hilfe auch eine Aussage über die Rammguttragfähigkeit getroffen werden kann, scheint es auf jeden Fall sinnvoll, die Energie in Bezug zur Eindringung zu setzen.

Daher wird die Energie (siehe Gleichung (2.1)) dividiert durch die Eindringung als spezifische Energie<sup>2</sup> definiert:

$$E_{R,0} = \frac{E_R}{z_{R,1} - z_{R,0}} = \frac{E_R}{\Delta z_R} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \quad (2.2)$$

Die spezifische Energie beim Vibrationsrammen wird im Folgenden als  $E_{V,0}$  bezeichnet.

Entsprechend erhält die spezifische Energie beim Schlagrammen die Benennung  $E_{S,0}$ .

## 2.2 Energieverhältnis

Die spezifische Energie beim Vibrationsrammen  $E_{V,0}$  kann nun mit der spezifischen Energie beim Schlagrammen  $E_{S,0}$  verglichen werden. Für einen quantifizierbaren Vergleich wird das Energieverhältnis  $\varepsilon$  definiert:

$$\varepsilon = \frac{E_{V,0}}{E_{S,0}} \quad [1]. \quad (2.3)$$

## 2.3 Abschätzung der Schlagzahl

Beim Schlagrammen ist die Schlagzahl eine Kenngröße zur Qualitätsbestimmung der Rammung. So wird beispielsweise bei der Herstellung der Gründung von Fundamenten für Oberleitungsmasten im Eisenbahnbau die Tragfähigkeit der mittels Schlagrammung eingebrachten Rammgüter anhand der Schlagzahl für den letzten Meter der Rammung

---

<sup>2</sup> Die hier neu eingeführte Größe „spezifische Energie“ ist im gesamten Verlauf der Arbeit stets auf die Eindringung bezogen.

nachgewiesen. Vom Eisenbahnbundesamt werden hierfür Richtwerte für die Schlagzahl für den letzten Meter der Rammung,  $N_{100}$ , vorgegeben (siehe Abbildung 2.2).

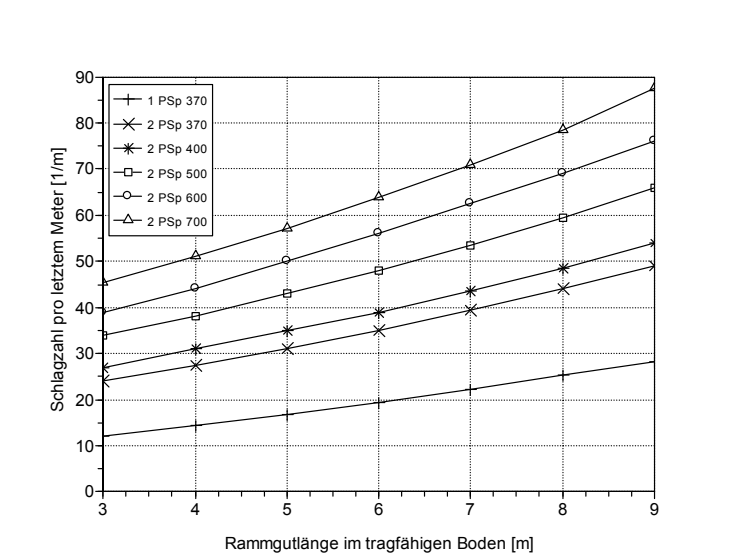


Abbildung 2.2: Richtwerte des Eisenbahnbundesamtes für Dieselbär D12 [36]

Demnach muss zum Beispiel ein Stahlprofil vom Typ Peiner PSp 370 [77] bei einer Rammtiefe von 8 m auf dem letzten Meter der Rammung mit einem DELMAG D12-Dieselbär [18] eine Schlagzahl von mindestens 25 Schlägen aufweisen.

Mit Hilfe des ermittelten Energieverhältnisses  $\varepsilon$  (siehe Gleichung (2.3)) lässt sich aus der spezifischen Energie beim Vibrationsrammen  $E_{V,0}$  abschätzen, welcher Schlagzahl  $N_0$  beim Schlagrammen mit einem beliebigen Schlagbär die spezifische Energie beim Vibrationsrammen entsprechen würde. Diese beim Vibrationsrammen abgeschätzte, fiktive Schlagzahl wird im Folgenden als  $N_{V,0}$  bezeichnet:

$$N_{V,0} = \frac{E_{V,0}}{\varepsilon \cdot E_S} \left[ \frac{1}{\text{m}} \right]. \quad (2.4)$$

$E_S$  ist dabei die Energie, die pro Schlag von einem beliebigen Schlagbär auf das Rammgut übertragen wird.

Der Nachweis der Tragfähigkeit des Rammguts kann erbracht werden indem die fiktive Schlagzahl in eine Rammformel eingesetzt wird. Im speziellen Fall des zu Beginn dieses Abschnitts beschriebenen Beispiels des Tragfähigkeitsnachweises anhand von Richtwerten des Eisenbahnbundesamtes kann die fiktive Schlagzahl direkt in das gegebene Diagramm einfließen.





## 3 Vibrationsrammen

### 3.1 Mechanisches System

Das System Vibrator-Rammgut-Boden ist schematisch in Abbildung 3.1a dargestellt, Abbildung 3.1b zeigt die Idealisierung. Der Vibrator besteht aus Federjoch<sup>1</sup> und Erregerzelle. Je nach Bauart des Vibrators (freireitend, mäklergeführt oder am Bagger angebaut) wird das Federjoch entweder über ein frei hängendes Seil, einen Führungsschlitten oder eine Bolzenverbindung mit dem Geräteträger gekoppelt. In der Praxis wird das Federjoch gelegentlich auch als Isolator bezeichnet, wobei die Aufgabe der Schwingungsisolation von Elastomerelementen übernommen wird, diese verbinden Federjoch und Erregerzelle. Die Erregerzelle beinhaltet gegenläufig rotierende Unwuchtmassen und deren Motoren. An der Erregerzelle angeschraubt befindet sich die hydraulisch betriebene Spannzange (bei großen Geräten können auch mehrere Spannzangen zum Einsatz kommen), welche den Vibrator kraftschlüssig mit dem Rammgut verbindet.

Erregerzelle, Spannzange und Rammgut werden als starre Körper betrachtet und sind fest miteinander verbunden. Sie bilden somit einen starren Körper.

---

<sup>1</sup> Die Bezeichnung „Federjoch“ ist in der Praxis üblich, auch wenn bei modernen Vibratoren keine Federn mehr, sondern Elastomere verwendet werden.

## 3.2 Wegkoordinaten

Zur Beschreibung des Eindringvorgangs beim Vibrationsrammen werden die Wegkoordinaten  $x$ ,  $y$  und  $z$  eingeführt (siehe Abbildung 3.1b).

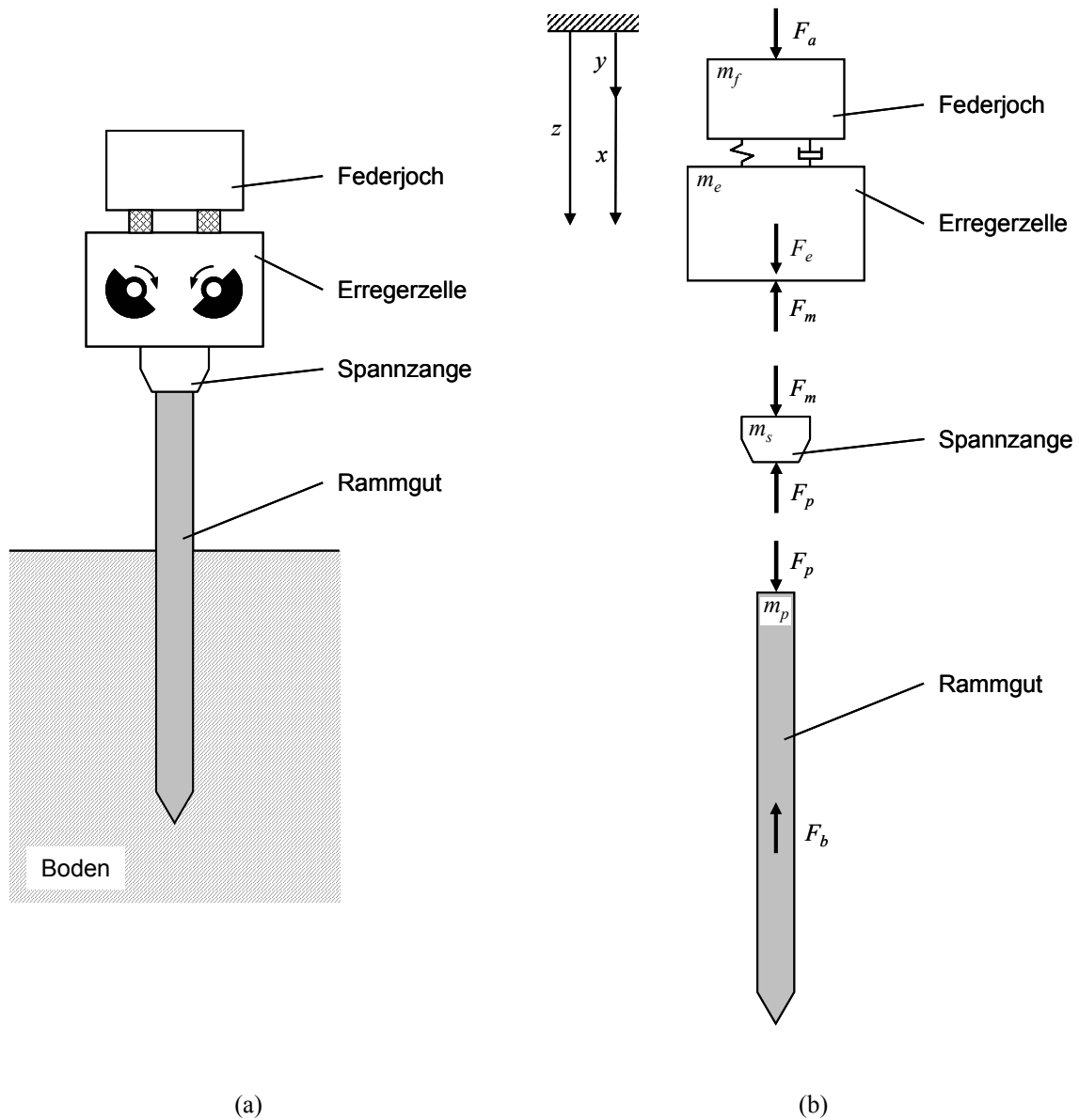


Abbildung 3.1: Vibrator-Rammgut-Boden-System (a) und Idealisierung (b)

Alle drei Wegkoordinaten werden positiv in Richtung der Eindringung gezählt.

$x$  gibt die lokale Position der Erregerzelle an und wird als lokaler Weg bezeichnet. Der Begriff „lokal“ wird gewählt für die Auf- und Abwärtsbewegung (im Folgenden auch für weitere Prozessgrößen), welche durch die periodisch wechselnde Erregerkraft

hervorgerufen wird. Die Nulllage des lokalen Wegs entspricht dem Umkehrpunkt vor der lokalen Aufwärtsbewegung.

Die globale Position der Erregerzelle wird durch die Wegkoordinate  $y$  beschrieben.  $y$  beziffert den globalen Weg, welcher die Eindringtiefe des Rammguts charakterisiert. Der globale Weg hat sein Nullniveau auf Höhe der Geländeoberkante.

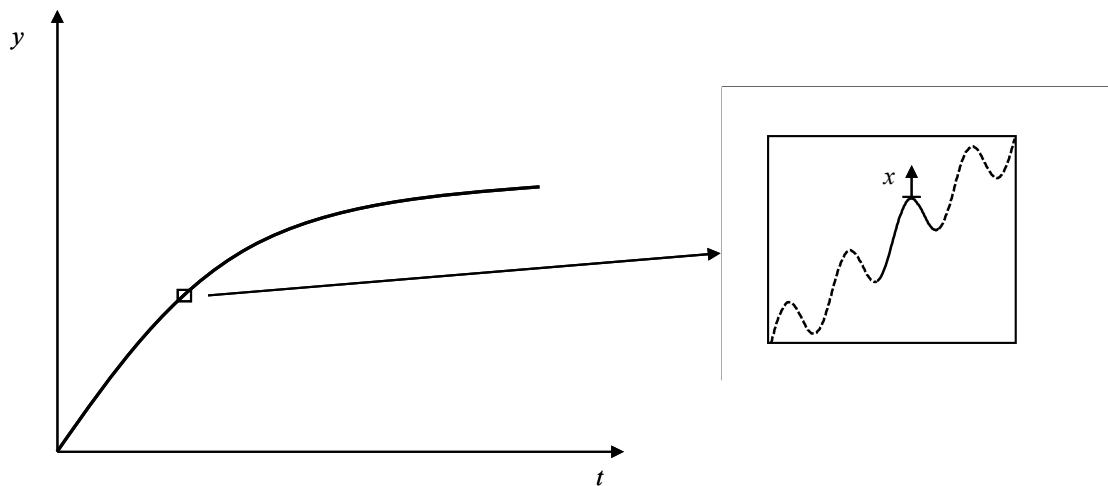


Abbildung 3.2: Globale und lokale Bewegung

Abbildung 3.2 zeigt exemplarisch den Weg-Zeit-Verlauf eines Eindringvorgangs. Die lokale Bewegung ist dabei stark vergrößert auf der rechten Seite dargestellt, die durchgezogene gezeichnete Eindringkurve bildet hierbei eine Erregerperiode ab.

Aus der lokalen und der globalen Position der Erregerzelle kann die absolute Position  $z$  bestimmt werden:

$$z = x + y \quad [\text{m}]. \quad (3.1)$$

### 3.3 Kräfte

In der Darstellung des mechanischen Systems in Abbildung 3.1b sind die zusätzliche Auflast  $F_a$ , die Erregerkraft  $F_e$ , die resultierende Bodenreaktionskraft  $F_b$  und die

Schnittkräfte  $F_m$  und  $F_p$  eingezeichnet. Darüber hinaus wirken die Gewichtskräfte der Massen  $m_f$ ,  $m_e$ ,  $m_s$  und  $m_p$ .

### 3.3.1 Auflast

Neben dem Eigengewicht von Vibrator und Rammgut kann dem System eine zusätzliche Auflast  $F_a$  eingeprägt werden.

Sie wird bei einem freireitenden Vibrator durch Lastplatten, die auf das Federjoch geschraubt werden, realisiert. Die zusätzliche Auflast ist somit während des Rammvorgangs konstant.

Mäklergeführte Geräte erzeugen die zusätzliche Auflast durch einen Seilzugmechanismus oder mit Hilfe von Hydraulikzylindern. Die Auflast (in der Praxis auch Vorspannkraft genannt) ist während der Rammung veränderlich, lässt sich aber über Regelsysteme konstant halten.

Bei Baggeranbauvibratoren wird die zusätzliche Auflast durch entsprechende Verstellung des Baggerauslegers verändert. Dies geschieht nach derzeitigem Stand der Technik manuell durch den Geräteführer und ist dadurch einer ständigen Veränderung unterworfen.

### 3.3.2 Erregerkraft

Die harmonisch wechselnde Erregerkraft  $F_e$  wird durch in der Erregerzelle gegenläufig rotierende, paarweise angeordnete Unwuchtmassen erzeugt (siehe Abbildung 3.3). Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass sich die Horizontalkomponenten der Zentrifugalkraft  $F_{z,h}$  gegenseitig ausgleichen. Die Vertikalkomponenten  $F_{z,v}$  hingegen addieren sich wodurch die vertikal gerichtete Erregerkraft  $F_e$  erzeugt wird. Sie errechnet sich zu

$$F_e = 2 \cdot F_{z,v} = F_{e,0} \cdot \sin(\Omega \cdot t) \quad [\text{N}]. \quad (3.2)$$

Hierbei ist der Maximalwert der Erregerkraft, die Erregerkraftamplitude

$$F_{e,0} = M_{stat} \cdot \Omega^2 \quad [\text{N}], \quad (3.3)$$

das Produkt aus dem statischen Moment  $M_{stat}$  und dem Quadrat der Erregerkreisfrequenz  $\Omega$ .

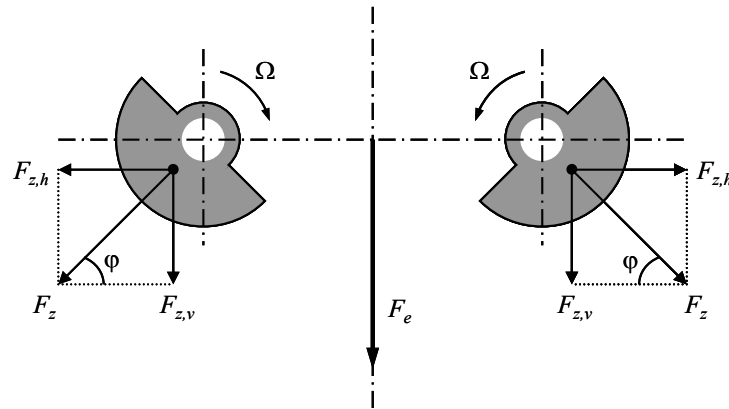


Abbildung 3.3: Gegenläufig rotierende Unwuchtmassen

Das statische Moment<sup>2</sup> stellt in der Praxis eine wichtige Kenngröße zur Beschreibung des Vibrators dar. Es errechnet sich als Summe der Produkte von Masse und Abstand des Schwerpunktes zur Rotationsachse aller Unwuchtmassen (siehe Abbildung 3.4):

$$M_{stat} = \sum m_u \cdot r_u \quad [\text{kgm}]. \quad (3.4)$$

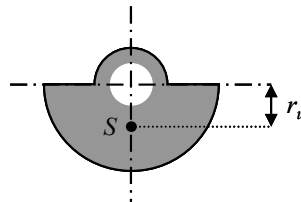


Abbildung 3.4: Unwuchtmasse und Abstand des Schwerpunktes zur Rotationsachse

Bestimmte Bauarten von Vibratoren ermöglichen die stufenlose Verstellung des statischen Moments während des laufenden Rammbetriebs (beispielsweise ABI [1], APE [2], ICE [44], LIEBHERR [13], MÜLLER [78], PTC [60], RTG [67], TÜNKERS [79]). Abbildung

<sup>2</sup> Die Bezeichnung ist in der Vibrationsrammtechnik üblich, in der technischen Mechanik wird eher die Bezeichnung „statische Unwucht“ gebraucht.

3.5 zeigt das Verstellprinzip<sup>3</sup> der Segmentphasenverschiebung mit Unwuchtsegmenten<sup>4</sup> auf konzentrischen Wellen.

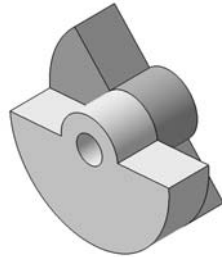


Abbildung 3.5: Unwuchtsegmente

Die Verdrehung der beiden Unwuchtsegmente relativ zueinander bewirkt die Veränderung des statischen Moments  $M_{stat}$ .

Der zweite Faktor in Gleichung (3.3), die Erregerkreisfrequenz  $\Omega$ , wird durch die Erregerfrequenz  $f$  bestimmt:

$$\Omega = 2 \cdot \pi \cdot f \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]. \quad (3.5)$$

Zwischen der Erregerkreisfrequenz  $f$  und der Anzahl der Umdrehungen pro Minute der Unwuchtmassen  $n$  (Drehzahl) besteht folgender Zusammenhang:

$$f = \frac{1}{T \text{ [s]}} = \frac{n \left[ \frac{1}{\text{min}} \right]}{60} \text{ [Hz]}. \quad (3.6)$$

<sup>3</sup> OLEFF [55] liefert einen ausführlichen Überblick über Verstellprinzipien.

<sup>4</sup> In der vorliegenden Arbeit bilden zwei Unwuchtsegmente eine Unwuchtmasse.

### 3.3.3 Bodenreaktionskraft

Bei der Eindringung in den Boden wirken auf den Mantel und die Spitze des Rammguts Bodenreaktionskräfte aufgrund von Reibung, Dämpfung und Verdrängungskräften. Unter der Annahme eines starren Rammguts können diese durch eine resultierende Bodenreaktionskraft  $F_b$  (siehe Abbildung 3.1b) ersetzt werden. Diese wirkt in vertikaler Richtung, da sich die horizontalen Anteile im idealisierten Fall aufheben.

Nach dem Prinzip von D'ALEMBERT (HAUGER, SCHNELL & GROSS [43]) lassen sich für das mechanische System aus Abbildung 3.1b folgende Bewegungsgleichungen aufstellen:

$$F_p = F_m + m_s \cdot (g - \ddot{x}) \quad [\text{N}], \quad (3.7)$$

$$F_b = F_p + m_p \cdot (g - \ddot{x}) \quad [\text{N}]. \quad (3.8)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (3.7) in Gleichung (3.8) ergibt sich somit die Bodenreaktionskraft zu

$$F_b = F_m + (m_s + m_p) \cdot (g - \ddot{x}) \quad [\text{N}]. \quad (3.9)$$

## 3.4 Modellvereinfachungen

### 3.4.1 Einfreiheitsgradsystem

Der Vibrator besteht, wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, aus Federjoch und Erregerzelle. Damit dieses Mehrkörpersystem als Einfreiheitsgradsystem<sup>5</sup> behandelt werden kann, ist es erforderlich, dass die Eigenfrequenzen des Federjochs einen ausreichend großen Abstand

---

<sup>5</sup> In Anlehnung an STORZ [72] wird hier das mechanische System mit einem Freiheitsgrad als „Einfreiheitsgradsystem“ bezeichnet.

zu den bei den Vibrationsrammungen verwendeten Erregerfrequenzen besitzen (STORZ [72]).

VERSPOHL [82] hat im Rahmen seiner Versuche im Labormaßstab Beispielrechnungen hierzu durchgeführt und kam zu dem Schluss, dass die Erweiterung auf ein Zweifreiheitsgradsystem wesentlich geringere Änderungen bewirkt als zum Beispiel die natürliche Streuung der Bodenkennwerte. BOSSCHER, MENCLOVA, RUSSELL & WAHL [10], SIEFFERT [69] und VIKING [83] wandten die Vereinfachung auf ein Einfreiheitsgradsystem ebenso für großmaßstäbliche Feldversuche an.

Somit scheint die Behandlung als Einfreiheitsgradsystem gerechtfertigt.

### 3.4.2 Starrkörpermodell

Die Betrachtung des Rammguts als starrer Körper ist zulässig, wenn die Eigenfrequenz des Rammguts  $\omega_p$  deutlich über der Erregerfrequenz  $f$  liegt (OLEFF [55]). Zur Bestimmung der Eigenfrequenzen wird von einem einseitig fest gelagerten Stab ausgegangen, da sowohl beim beidseitig frei als auch beim beidseitig fest gelagerten Stab die Eigenfrequenzen höher sind (siehe zum Beispiel GROSS, HAUGER & WRIGGERS [40]).

Dann berechnet sich in der ersten Eigenform die Eigenfrequenz (zum Beispiel nach MAGNUS & POPP [53]) zu

$$\omega_p = \frac{\pi}{2 \cdot l_p} \cdot \sqrt{\frac{E_p}{\rho_p}} \quad [\text{Hz}]. \quad (3.10)$$

Hierin ist  $l_p$  die Rammgutlänge und  $\sqrt{\frac{E_p}{\rho_p}}$  die Wellenfortpflanzungsgeschwindigkeit in Längsrichtung.

Für das in den Laborversuchen verwendete Rammgut<sup>6</sup> sind folgende Zahlenwerte (zum Beispiel aus BEITZ & KÜTTNER [6]) einzusetzen:

$$l_p = 1,16 \text{ m},$$

---

<sup>6</sup> Werkstoff: Aluminium EN AW-6082



$$E_p = 70 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2},$$

$$\rho_p = 2,7 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}.$$

Somit ergibt sich in der ersten Eigenform eine Eigenfrequenz von

$$\omega_p \approx 6895 \text{ Hz.}$$

Analog dazu erhält man für das längste Rammgut<sup>7</sup> der Feldversuche, mit den Zahlenwerten

$$l_p = 9,5 \text{ m,}$$

$$E_p = 210 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2},$$

$$\rho_p = 7,85 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3},$$

die Eigenfrequenz

$$\omega_p \approx 855 \text{ Hz.}$$

Für alle weiteren Eigenformen sind die Eigenfrequenzen  $\omega_p$  höher. Ebenso wächst die Eigenfrequenz mit zunehmender Eindringung, da sich die freie Stablänge verkürzt.

Die bei den Labor- und Feldversuchen verwendete Erregerfrequenz betrug maximal 40 Hz, das heißt die Betrachtung des Rammguts als starrer Körper ist berechtigt.

---

<sup>7</sup> Werkstoff: Stahl S240GP

### 3.4.3 Mitschwingende Bodenmasse

Die am Rammgut haftende Bodenmasse ist im Vergleich zur Masse des Vibrator-Rammgut-Systems vernachlässigbar klein und wird somit im mechanischen System nicht berücksichtigt.

## 3.5 Rammgutbewegung

Abbildung 3.6 zeigt die typische Bewegung des Rammguts während einer Erregerperiode. Sie besteht aus einer Abwärtsbewegung (Eindringen) und einer Aufwärtsbewegung (Herausziehen). Die Abwärtsbewegung beginnt im Umkehrpunkt 0 (Zeitpunkt  $t_0$ , Position  $z_0$ ) und endet im unteren Umkehrpunkt 2 (Zeitpunkt  $t_2$ , Position  $z_2$ ). Im Umkehrpunkt 0 hat die Rammgutspitze zu Beginn noch keinen Bodenkontakt, sie trifft erst im Punkt 1 (Zeitpunkt  $t_1$ , Position  $z_1$ ) auf den anstehenden Boden. Der Boden wird verformt und verdrängt. Vereinfachend wird nun angenommen, dass der Bodenkontakt wieder abreißt, sobald das Rammgut den unteren Umkehrpunkt 2 erreicht. Dann wird das Rammgut herausgezogen bis zum oberen Umkehrpunkt 3 (Zeitpunkt  $t_3$ , Position  $z_3$ ). Hier endet die Erregerperiode und es folgt eine erneute Abwärtsbewegung, welche um die erzielte irreversible Eindringung nach unten verschoben ist. Die irreversible Eindringung  $\Delta z_{V,i}$  entspricht in Abbildung 3.6 der Differenz  $z_3 - z_0$ .

In der vorliegenden Arbeit wird stets von der oben beschriebenen Rammgutbewegung ausgegangen, was dem Bewegungstyp des langsamen Vibrationsrammens (nach DIERSSEN [35]) entspricht. Dies ist gerechtfertigt, da bei den durchgeführten Versuchen durchweg langsames Vibrationsrammen vorherrschte, was mit Hilfe des von REUSCH [64] definierten Bodenkontaktindex  $\kappa$  nachgewiesen werden konnte.

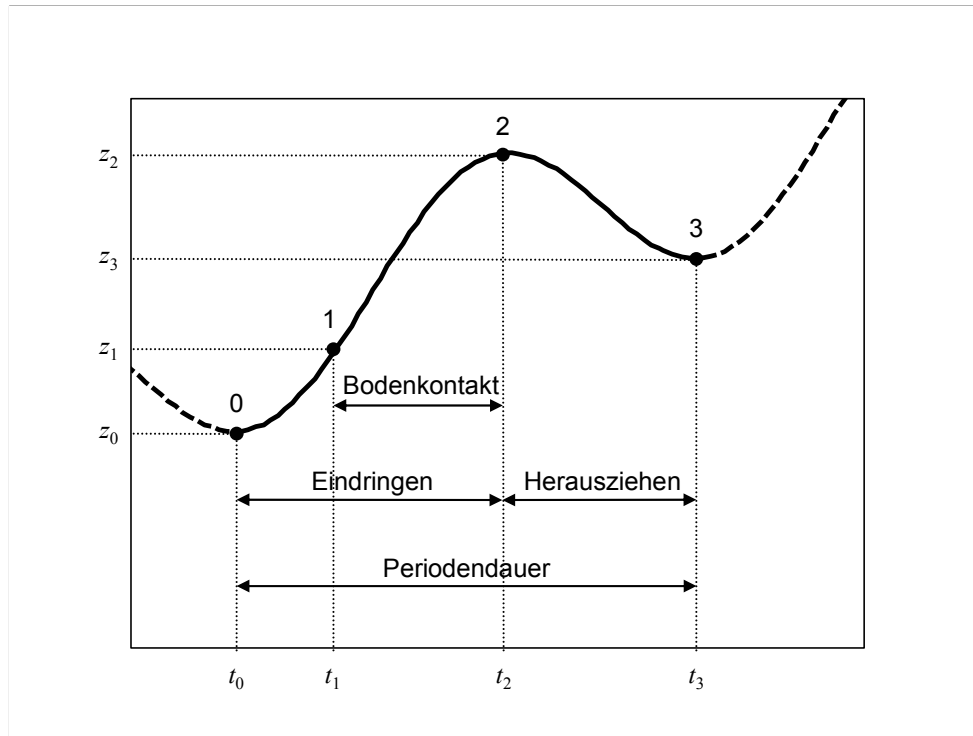


Abbildung 3.6: Rammgutbewegung

Der Vollständigkeit halber soll hier dennoch ein kurzer Überblick über die weiteren Bewegungstypen geliefert werden:

RODGER & LITTLEJOHN [66] haben bereits Bewegungstypen mit und ohne Bewegungsumkehr betrachtet. Sie unterscheiden langsames (mit Bewegungsumkehr) und schnelles (ohne Bewegungsumkehr) Vibrationsrammen.

DIERSSEN [35] erweiterte das Modell. Er unterscheidet drei Bewegungstypen:

Beim oben bereits beschriebenen *langsamen Vibrationsrammen* findet stets eine Bewegungsumkehr statt. Der Boden wird bei der Aufwärtsbewegung wieder vollständig entspannt. Im Vergleich zum statischen Eindringen ist der Spitzenwiderstand wesentlich kleiner.

Beim *schnellen Vibrationsrammen* findet ebenso immer eine Bewegungsumkehr statt, allerdings wird dabei der Boden unter der Rammgutspitze nicht mehr vollständig entspannt. Der Spitzenwiderstand ist größer als beim langsamen Vibrationsrammen.

Der dritte mögliche Bewegungstyp ist das *pulsierende Vibrationsrammen*. Dabei findet keine Bewegungsumkehr statt, das Rammgut bewegt sich nur abwärts. Der Spitzenwiderstand ist deutlich größer als bei den anderen beiden Bewegungstypen.

### 3.5.1 Spitzenwiderstand

Der Spitzenwiderstand ist bei der Eindringung des Rammguts von entscheidender Bedeutung. Allerdings kann der Spitzenwiderstand nicht direkt gemessen werden, es wird lediglich die resultierende Bodenreaktionskraft  $F_b$  (vergleiche Abschnitt 3.3.3) erfasst.

Für die Beschreibung des Spitzenwiderstands wird auf das Modell von DIERSSEN [35] zurückgegriffen. Der idealisierte Verlauf der Spitzenwiderstandskraft  $F_S$  in Abhängigkeit von der Eindringung ist in Abbildung 3.7 dargestellt, er ist in vier Phasen unterteilt.

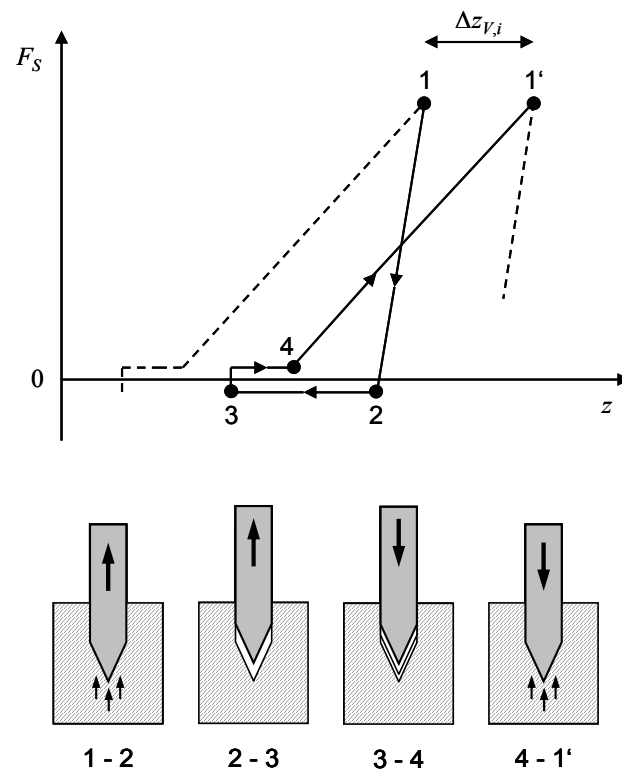


Abbildung 3.7: Idealisierter Verlauf der Spitzenwiderstandskraft

In Phase 1-2 befindet sich das Rammgut in der Aufwärtsbewegung, welche im unteren Umkehrpunkt 1 beginnt. Die Rammgutspitze ist noch in Kontakt mit dem Boden.

Phase 2-3: Der Bodenkontakt bricht ab mit dem vollständigen Abbau der Spitzenwiderstandskraft. Es entsteht ein Hohlraum, der aufgrund des kurzen Zeitintervalls

zwischen Kontaktverlust und Bewegungsumkehr nicht mit Boden verfüllt wird. CUDMANI [16] schreibt diesbezüglich vom *kavitativen*<sup>8</sup> Vibrationsrammen. Die Bewegungstypen schnelles und pulsierendes Vibrationsrammen werden von ihm entsprechend *nicht kavitatives* Vibrationsrammen genannt.

Im oberen Umkehrpunkt 3 beginnt die Abwärtsbewegung in Phase 3-4 ohne Kontakt zwischen Rammgutspitze und Boden.

Sobald die Rammgutspitze auf den Boden trifft, steigt die Spitzenwiderstandskraft an (Phase 4-1'). Der Boden hat den reversiblen Teil seiner Verformung bis zum Auftreffen der Spitze überwiegend zurückgewonnen. Ein Teil der Verformungen ist jedoch irreversibel und das Rammgut dringt um  $\Delta z_{V,i}$  während einer Erregerperiode ein.

### 3.5.2 Mantelwiderstand

Neben dem Spitzenwiderstand übt der Boden noch den Mantelwiderstand auf das Rammgut aus. Dieser ist im vorliegenden Fall (nichtbindiger Boden) auf Reibung zurückzuführen.

Abbildung 3.8 zeigt den idealisierten Verlauf der Mantelreibungskraft  $F_M$ .

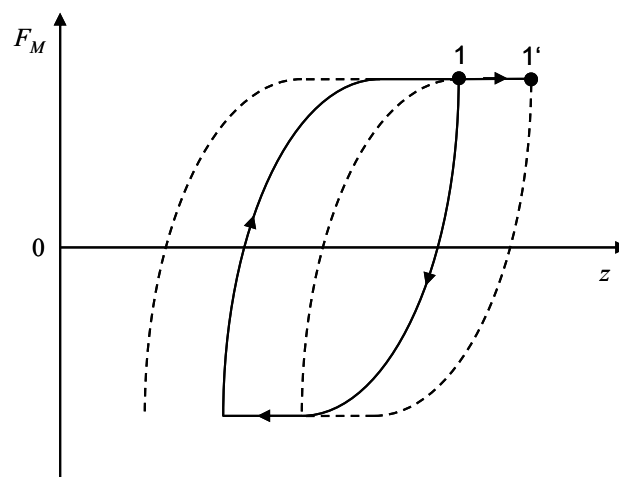


Abbildung 3.8: Idealisierter Verlauf der Mantelreibungskraft

Nach DIERSSSEN [35] ist die Mantelreibungskraft bei dem für das Vibrationsrammen typischen Geschwindigkeitsbereich geschwindigkeitsunabhängig. Somit hängt die Mantelreibungskraft nur von der Bewegungsrichtung und den Verschiebungen zwischen Rammgut und Boden

<sup>8</sup> Von lateinisch „cavitas“: Höhle, Höhlung.

ab. Die Maximalwerte der Mantelreibungskraft werden bereits für sehr kleine Verschiebungen (ca. 1 mm) mobilisiert, das heißt es herrscht dann Gleiten vor. Dann gilt am Ende einer Aufwärtsbewegung  $F_b \approx F_M$  [64].

Für vertiefende Betrachtungen des Mantelwiderstands sei an dieser Stelle auf DIERSSEN [35] verwiesen, im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist eine genauere Anschauung nicht erforderlich.

## 3.6 Energie

### 3.6.1 Energie pro Erregerperiode

Die Energie einer Erregerperiode, welche vom Vibrator auf das Rammgut übertragen wird, lässt sich durch das folgende Kurvenintegral beschreiben:

$$E_V = \oint F_p dz \quad [\text{Nm}] \quad (3.11)$$

Dieses kann auch zu

$$E_V = \int F_p \cdot \dot{z} dt \quad [\text{Nm}] \quad (3.12)$$

berechnet werden (zum Beispiel nach BRONSTEIN & SEMENDJAJEW [11]).

Die Schnittkraft  $F_p$  (siehe Abbildung 3.1b und Gleichung (3.7)) kann in einen statischen und einen dynamischen Anteil aufgeteilt werden:

$$F_p = \bar{F}_p + F_p^* \quad [\text{N}]. \quad (3.13)$$

Der statische Anteil  $\bar{F}_p$  entspricht der auf den Rammgutkopf wirkenden Auflast, bestehend aus den Gewichtskräften der Massen des Federjochs, der Erregerzelle und der Spannzange, und der zusätzlichen Auflast:

$$\bar{F}_p = (m_f + m_e + m_s) \cdot g + F_a \quad [\text{N}]. \quad (3.14)$$

Für den mittelwertfreien<sup>9</sup> dynamischen Anteil gilt:

$$F_p^* = F_m^* + m_s \cdot (g - \ddot{x}) \quad [\text{N}]. \quad (3.15)$$

Zur Lösung von Gleichung (3.12) wird noch die absolute Eindringgeschwindigkeit des Rammgutkopfes  $\dot{z}$  benötigt. Sie setzt sich zusammen aus der lokalen und globalen Eindringgeschwindigkeit:

$$\dot{z} = \dot{x} + \dot{y} \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]. \quad (3.16)$$

Die mittelwertfreie lokale Eindringgeschwindigkeit  $\dot{x}$  lässt sich durch Integration der lokalen Beschleunigung ermitteln:

$$\dot{x} = \int \ddot{x} dt \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]. \quad (3.17)$$

Durch numerische Differentiation der globalen Eindringung berechnet sich die globale Eindringgeschwindigkeit zu

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} \quad \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]. \quad (3.18)$$

---

<sup>9</sup> Es ist selbstverständlich ein Mittelwert vorhanden, dieser besitzt jedoch den Wert Null.

Setzt man nun die Gleichungen (3.13) und (3.16) in Gleichung (3.12) ein, so erhält man die Energie für eine Erregerperiode:

$$\begin{aligned}
 E_V &= \int_{t_0}^{t_0+T} (\bar{F}_p + F_p^*) \cdot (\dot{x} + \dot{y}) dt \\
 &= \int_{t_0}^{t_0+T} \bar{F}_p \cdot \dot{x} dt + \int_{t_0}^{t_0+T} \bar{F}_p \cdot \dot{y} dt + \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{x} dt + \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{y} dt \quad [\text{Nm}].
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

Da  $F_p^*$  und  $\dot{x}$  mittelwertfreie periodische Signale sind, gilt:

$$\begin{aligned}
 E_V &= \underbrace{\int_{t_0}^{t_0+T} \bar{F}_p \cdot \dot{x} dt}_{=0} + \int_{t_0}^{t_0+T} \bar{F}_p \cdot \dot{y} dt + \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{x} dt + \underbrace{\int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{y} dt}_{=0} \\
 &= \bar{F}_p \cdot \dot{y} \cdot T + \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{x} dt \quad [\text{Nm}].
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

Der erste Summand aus Gleichung (3.20) wird nun als Auflastenergie bezeichnet:

$$\bar{E}_V = \bar{F}_p \cdot \dot{y} \cdot T \quad [\text{Nm}]. \tag{3.21}$$

Mit der irreversiblen Eindringung pro Periode

$$\Delta z_{V,i} = \frac{\dot{y}}{f} \quad [\text{m}] \tag{3.22}$$

ergibt sich die Auflastenergie zu

$$\begin{aligned}
 \bar{E}_V &= \bar{F}_p \cdot \dot{y} \cdot T \\
 &= \bar{F}_p \cdot \dot{y} \cdot \frac{1}{f} \\
 &= \bar{F}_p \cdot \Delta z_{V,i} \quad [\text{Nm}].
 \end{aligned} \tag{3.23}$$



Der zweite Summand aus Gleichung (3.20) erhält die Bezeichnung Vibratorenergie:

$$E_V^* = \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{x} dt \quad [\text{Nm}]. \quad (3.24)$$

Somit lässt sich die Energie für eine Erregerperiode (siehe Gleichung (3.20)) auch wie folgt darstellen:

$$E_V = \bar{E}_V + E_V^* \quad [\text{Nm}]. \quad (3.25)$$

### 3.6.2 Spezifische Energie

Die spezifische Energie ist definiert als die in das Rammgut eingetragene Energie bezogen auf die damit verbundene Eindringung (siehe Abschnitt 2.1). Sie ergibt sich durch Division der Energie durch die Eindringung (Gleichung (2.2)).

Somit errechnet sich die spezifische Energie pro Erregerperiode aus Gleichung (3.25) zu

$$\begin{aligned} E_{V,0} &= \frac{E_V}{\Delta z_{V,i}} \\ &= \frac{\bar{E}_V}{\Delta z_{V,i}} + \frac{E_V^*}{\Delta z_{V,i}} \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \end{aligned} \quad (3.26)$$

Die spezifische Auflastenergie ergibt sich aus Gleichung (3.23):

$$\begin{aligned} \bar{E}_{V,0} &= \frac{\bar{E}_V}{\Delta z_{V,i}} \\ &= \frac{\bar{F}_p \cdot \Delta z_{V,i}}{\Delta z_{V,i}} \\ &= \bar{F}_p \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right], \end{aligned} \quad (3.27)$$

dies bedeutet die spezifische Auflastenergie entspricht dem statischen Anteil der Schnittkraft  $F_p$ .

Für die spezifische Vibratorenergie gilt entsprechend mit Gleichung (3.24):

$$\begin{aligned}
 E_{V,0}^* &= \frac{E_V^*}{\Delta z_{V,i}} \\
 &= \frac{1}{\Delta z_{V,i}} \cdot \int_{t_0}^{t_0+T} F_p^* \cdot \dot{x} dt \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right].
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

Analog zu Gleichung (3.25) lässt sich die spezifische Energie für eine Erregerperiode darstellen als

$$E_{V,0} = \bar{E}_{V,0} + E_{V,0}^* \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \tag{3.29}$$

### 3.6.3 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt

Für den Vergleich der spezifischen Energie beim Vibrationsrammen mit der spezifischen Energie beim Schlagrammen wurde in Abschnitt 2.2 das Energieverhältnis  $\varepsilon$  definiert.

Nachdem nun in Abschnitt 3.5 die Bewegung des Rammguts beim Vibrationsrammen detailliert betrachtet wurde wird deutlich, dass während einer Erregerperiode die Energie, welche vom Vibrator auf das Rammgut übertragen wird, auf unterschiedliche Weise genutzt wird. Zum einen wird die Energie über Mantelreibung dissipiert, zum anderen wird sie zur Überwindung des Spitzenwiderstands aufgewandt. Um die irreversible Eindringung zu erreichen muss der Spitzenwiderstand überwunden werden.

Zur Bestimmung des Energieverhältnisses  $\varepsilon$  scheint es sinnvoll, beim Vibrationsrammen nur den Teil der spezifischen Energie zu betrachten, der auf das Rammgut übertragen wird während Kontakt besteht zwischen Rammgutspitze und Boden. Jener Teil wird im Folgenden *spezifische Energie bei Spitzenkontakt* genannt und berechnet sich zu

$$E_{VS,0} = \frac{E_{VS}}{\Delta z_{V,i}} \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \tag{3.30}$$

Hierbei ist  $E_{VS}$  die Energie, die während der Phase einer Erregerperiode, in der die Rammgutspitze in Kontakt mit dem Boden steht, vom Vibrator auf das Rammgut übertragen wird. Sie kann analog zu Gleichung (3.20) näherungsweise zu

$$E_{VS} = \bar{F}_p \cdot \dot{y} \cdot T + \int_{t_1}^{t_2} F_p^* \cdot \dot{x} dt \quad [\text{Nm}] \quad (3.31)$$

bestimmt werden.

$t_1$  und  $t_2$  bezeichnen die Grenzen des Zeitintervalls, in dem zwischen der Rammgutspitze und dem Boden Kontakt besteht. Die Grenzen können auf Basis der Rammgutbewegung ermittelt werden, die in Abbildung 3.9 nochmals dargestellt ist.

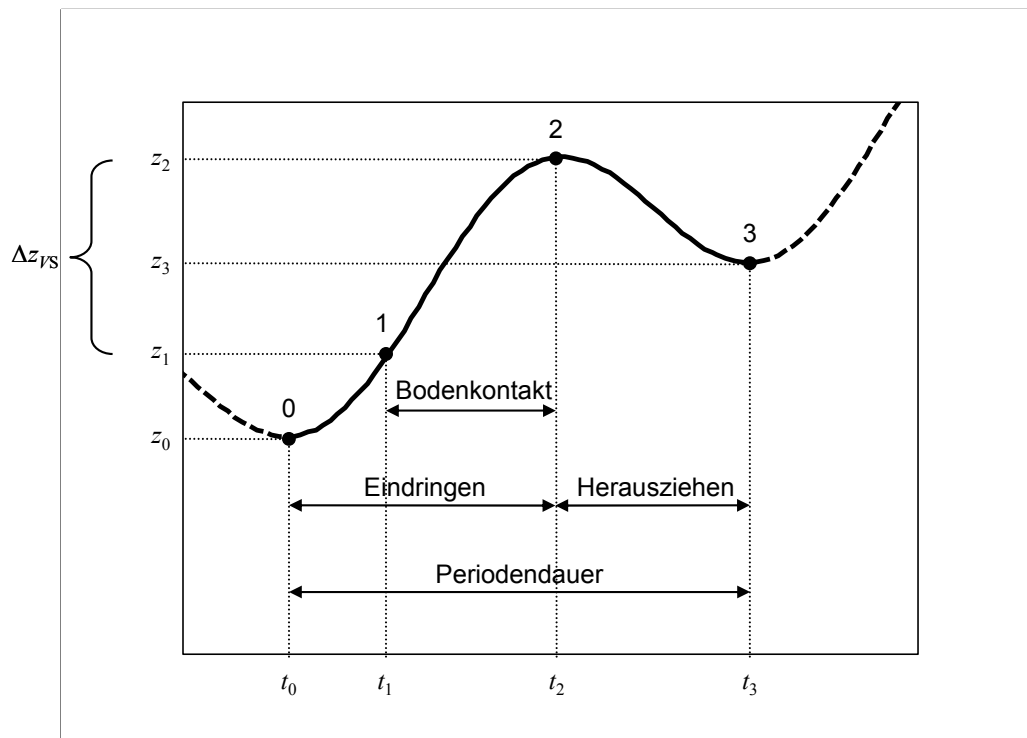


Abbildung 3.9: Rammgutbewegung

$t_2$  ist der Zeitpunkt des unteren Umkehrpunktes 2, welcher auf der Position  $z_2$  erreicht wird. Hier reißt der Bodenkontakt ab und das Rammgut wird wieder aus dem Boden herausgezogen.

$t_1$ , der Zeitpunkt zu dem die Rammgutspitze während der Abwärtsbewegung auf den Boden trifft, kann ermittelt werden, wenn die dazugehörige Position  $z_1$  bekannt ist. Diese lässt sich zu

$$z_1 = z_2 - \Delta z_{v,s} \quad [\text{m}] \quad (3.32)$$

berechnen.

$\Delta z_{v,s}$  sei die Eindringung mit Spitzenkontakt. Es wird angenommen, dass  $\Delta z_{v,s}$  der irreversiblen Eindringung  $\Delta z_{v,i}$  entspricht, denn es ist nahe liegend, dass nur bei Kontakt der Rammgutspitze mit dem Boden während der Abwärtsbewegung eine irreversible Eindringung erreicht werden kann. Dann gilt nach Gleichung (3.32):

$$z_1 = z_2 - \Delta z_{v,i} \quad [\text{m}]. \quad (3.33)$$

## 4 Schlagrammen

In diesem Kapitel werden Schlagrammungen mit Freifall- und Dieselbären behandelt. Beide Bärtypen werden hinsichtlich der Energie, die von ihnen pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, betrachtet. Hierzu findet eine Analyse des jeweiligen Rammprozesses statt, in deren Verlauf die mechanischen Vorgänge erläutert werden. Die in der Praxis ebenfalls häufig vorkommenden Hydraulikbäre [45], [81] werden hier nicht untersucht.

### 4.1 Freifallbär

#### 4.1.1 Energie pro Schlag

Freifallbäre funktionieren nach dem Prinzip des freien Falls: ein Fallkörper mit der Masse  $m_{fk}$  fällt aus der Höhe  $h$  auf das Rammgut. Dabei wird der Fallkörper nur durch die Erdbeschleunigung beschleunigt.

Der Aufprall des Fallkörpers auf das Rammgut stellt einen geraden teilelastischen<sup>1</sup> Stoß dar. Die Energie, welche dabei von dem Fallkörper auf das Rammgut übertragen wird entspricht der potentiellen Energie, die der Fallkörper vor Beginn des Falls hatte,

---

<sup>1</sup> In der Literatur existieren auch die Bezeichnungen „wirklicher“ [8] und „physikalischer“ [59] Stoß.

$$E_{pot} = m_{fk} \cdot g \cdot h \quad [\text{Nm}], \quad (4.1)$$

abgemindert durch den mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$  und den Stoßwirkungsgrad  $\eta_s$ . Der weitere Energieverlust durch den Luftwiderstand beim freien Fall ist vernachlässigbar gering.

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  ist nur anzusetzen, wenn der Fallkörper durch ein Führungssystem einen Reibungswiderstand erfährt.

Somit ergibt sich die Energie, die pro Schlag vom Freifallbär auf das Rammgut übertragen wird, zu

$$E_f = m_{fk} \cdot g \cdot h \cdot \eta_m \cdot \eta_s \quad [\text{Nm}]. \quad (4.2)$$

#### 4.1.1.1 Stoßwirkungsgrad

Der Stoßwirkungsgrad  $\eta_s$  ist definiert als das Verhältnis von der Energie, die auf das Rammgut übertragen wird, zu der Energie, die der Fallkörper vor dem Stoß besitzt. Somit unterscheidet er sich von dem in der Literatur zu findenden „Schlagwirkungsgrad“ [8] oder „Umformwirkungsgrad“ [43].

Der Stoßwirkungsgrad lässt sich wie folgt herleiten:

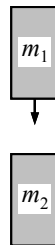


Abbildung 4.1: Stoßvorgang

Seien  $m_1$  und  $m_2$  zwei Massen, die aufeinander stoßen, und  $v_1$  und  $v_2$  die zugehörigen Geschwindigkeiten der beiden Massen (siehe Abbildung 4.1). Zum Zeitpunkt des Stoßes besitzen beide die gleiche Geschwindigkeit  $v^*$ . Nach dem Stoß besitzen die Massen die

Geschwindigkeiten  $v'_1$  und  $v'_2$ . Durch Deformation, Wärme- und Schallentwicklung kommt es beim Stoß zu einer Energiedissipation. Nach NEWTON kann der somit auftretende Energieverlust durch eine zusätzliche Annahme berücksichtigt werden: die Stoßzahl<sup>2</sup>  $k$  kennzeichnet die stoßenden Körper und ermöglicht die Bestimmung der Geschwindigkeiten nach dem Stoß. Sie ist gleich dem Verhältnis der Geschwindigkeiten des Berührungspunktes der stoßenden Massen vor und nach dem Stoß:

$$k = \frac{v'_1 - v'_2}{v_2 - v_1} \quad [1]. \quad (4.3)$$

Für den vollkommen elastischen Stoß ergibt sich  $k = 1$ , beim vollkommen plastischen Stoß  $k = 0$ . Die Stoßzahl kann für die unterschiedlichen Werkstoffe durch Fallversuche ermittelt werden, in der Literatur existieren Tabellen mit entsprechenden Werten<sup>3</sup> (zum Beispiel BEITZ & KÜTTNER [6], BÖGE [8], PÖSCHL [59]).

Für den teilelastischen Stoß gilt nach dem Energieerhaltungssatz (siehe zum Beispiel BÖGE [8]):

$$E_2 = E_1 - \Delta E. \quad (4.4)$$

Hierin ist  $E_1$  die Energie bei Stoßbeginn und  $E_2$  die Energie bei Stoßende.  $\Delta E$  ist die Verlustenergie. Sie ist nach BÖGE [8]:

$$\Delta E = \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot (v_1 - v_2)^2 \cdot (1 - k^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \quad [\text{Nm}]. \quad (4.5)$$

---

<sup>2</sup> Die Stoßzahl wird häufig auch „Stoßziffer“, seltener „Restitutionskoeffizient“ genannt.

<sup>3</sup> Beispiel:  $k \approx 0,6$  für Stahl / Stahl;  $k \approx 0,94$  für Glas / Glas

Der Stoßwirkungsgrad lässt sich nun bestimmen zu

$$\begin{aligned}
 \eta_s &= \frac{E_2}{E_1} \\
 &= \frac{E_1 - \Delta E}{E_1} \\
 &= 1 - \frac{\Delta E}{E_1} \quad [1],
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Da die Masse  $m_2$  zu Beginn in Ruhe ist, gilt  $v_2 = 0$ . Somit ergibt sich nach dem Einsetzen in Gleichung (4.6):

$$\begin{aligned}
 \eta_s &= 1 - \frac{\Delta E}{E_1} \\
 &= 1 - \frac{m_1 \cdot m_2 \cdot v_1^2 \cdot (1 - k^2)}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \\
 &= 1 - \frac{\frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2}{m_1 + m_2} \\
 &= 1 - \frac{m_2 \cdot (1 - k^2)}{m_1 + m_2} \\
 &= \frac{m_1 + m_2 - m_2 + k^2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \\
 &= \frac{m_1 + k^2 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \quad [1].
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

Ersetzt man in Gleichung (4.7) die Bezeichnung der theoretischen Masse  $m_1$  durch die Masse des Fallkörpers  $m_{fk}$  und entsprechend  $m_2$  durch die Masse des Rammguts und die Masse der Rammhaube, so ergibt sich der Stoßwirkungsgrad für den Freifallbär letztendlich zu

$$\eta_s = \frac{m_{fk} + k^2 \cdot (m_p + m_r)}{m_{fk} + m_p + m_r} \quad [1]. \tag{4.8}$$



### 4.1.2 Spezifische Energie

Die spezifische Energie (vergleiche Abschnitt 2.1) beim Schlagrammen mit dem Freifallbär berechnet sich mit der Energie pro Schlag des Freifallbärs  $E_f$  und der Eindringung pro Schlag  $\Delta z_s$  zu

$$E_{s,0} = \frac{E_f}{\Delta z_s} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \quad (4.9)$$

## 4.2 Dieselbär

Bei den durchgeführten Feldversuchen kam ein Dieselbär zum Einsatz, der nach dem Prinzip der Schlagzerstäubung (System HAAGE [48]) arbeitet. Genaue Details zu dem verwendeten Gerät folgen im weiteren Verlauf dieser Arbeit, an dieser Stelle wird die prinzipielle Funktionsweise erläutert, die auch für andere Geräte dieser Bauart gültig ist. Heutzutage werden diese Dieselbäre hergestellt mit einer Kolbenmasse von bis zu 20 t und einer Energie pro Schlag<sup>4</sup> von bis zu 682 kNm [18], [57].

Der Dieselbär kann als einzylindriger Zweitakt-Dieselmotor ohne rotierende Teile angesehen werden. Der Kolben bewegt sich frei im Zylinder, somit ist der Dieselbär eine Freikolbenmaschine. Abbildung 4.2 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Dieselbärs und, in fünf Phasen unterteilt, seine Arbeitsweise.

---

<sup>4</sup> Herstellerangabe

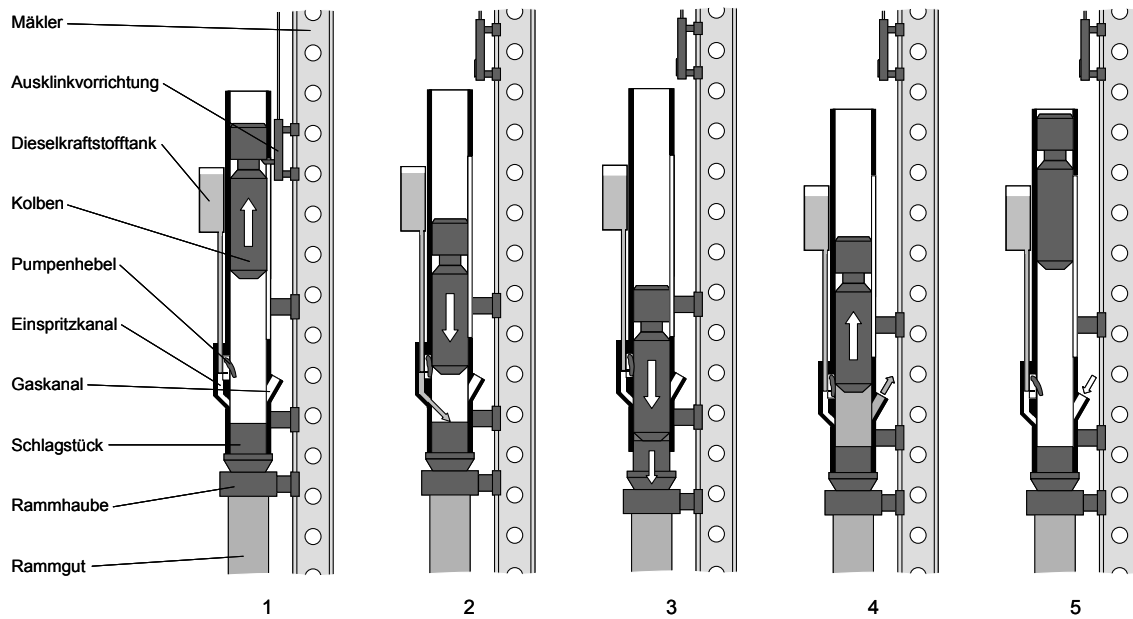


Abbildung 4.2: Prinzipieller Aufbau und Arbeitsweise des Dieselbärs

Zum Starten des Dieselbärs wird der Kolben mit Hilfe der Ausklinkvorrichtung auf die Anfangsfallhöhe gezogen (Phase 1).

Nach dem Ausklinken fällt der Kolben im freien Fall (Phase 2). Er betätigt den Pumpenhebel und über den Einspritzkanal wird Dieseldieseltank auf das Schlagstück gespritzt. Unmittelbar danach überläuft und verschließt der Kolben den Gaskanal und komprimiert die Luft im Zylinderraum. Der wachsende Kompressionsdruck presst das Schlagstück und die darunter sitzende Rammhaube fest auf das Rammgut.

Beim Aufprall des Kolbens auf das Schlagstück wird das Rammgut in den Boden getrieben (Phase 3). Gleichzeitig zerstäubt der Kolben den Dieseldieseltank in den ringförmigen Verbrennungsraum. Hier entzündet sich das hochkomprimierte Gemisch aus Dieseldieseltank und Luft. Durch die Explosionsenergie wird einerseits das Rammgut weiter in den Boden eingetrieben, andererseits wird der Kolben wieder hoch geworfen.

Der nach oben fliegende Kolben legt den Gaskanal frei, so dass die Verbrennungsgase entweichen können und der Druckausgleich im Zylinderraum ermöglicht wird (Phase 4).

Phase 5: Während der Kolben sich weiter aufwärts bewegt wird durch den Gaskanal Frischluft angesaugt. Diese spült und kühlt den Zylinderraum. Der Pumpenhebel kehrt wieder in seine Ausgangslage zurück und die Pumpe wird mit neuem Dieseldieseltank befüllt. Nach dem Erreichen des oberen Totpunkts fällt der Kolben erneut nach unten und ein neues Arbeitsspiel beginnt.

### 4.2.1 Energie pro Schlag

Wie aus der oben beschriebenen Arbeitsweise ersichtlich wird, ist das treibende Element des Dieselbärs der Dieselkraftstoff, welcher dem System durch dessen Explosion Energie zuführt. Der Startvorgang ist beim Betrieb des Dieselbärs ein Sonderfall<sup>5</sup>, bei dem durch Anheben des Kolbens auf die Anfangsfallhöhe von außen Energie zugeführt wird.

Die Energie, die vom Dieselbär pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, kann allerdings nicht ohne weiteres gleichgesetzt werden mit der Energie, die bei der Explosion des Dieselkraftstoffs freigesetzt wird. Zum besseren Verständnis der Ermittlung der Energie, welche vom Dieselbär pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, empfiehlt es sich, einen Rammzyklus ab dem Zeitpunkt zu betrachten, zu welchem sich der Kolben am oberen Totpunkt befindet (siehe hierzu Abbildung 4.3):

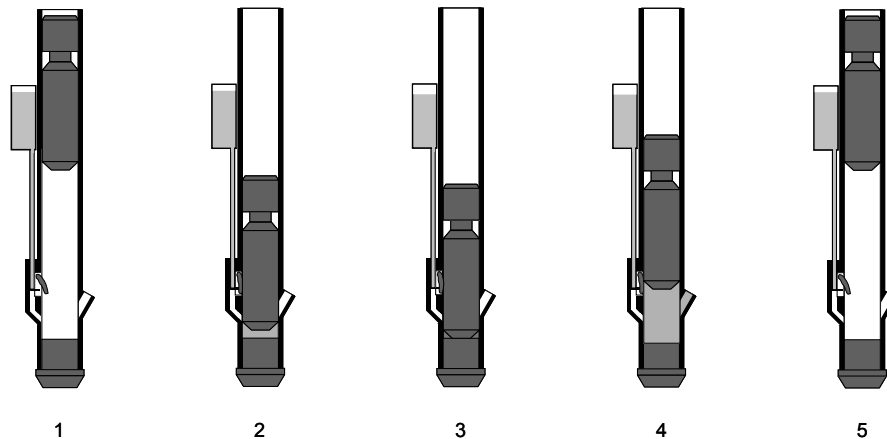


Abbildung 4.3: Rammzyklus

Am oberen Totpunkt besitzt der Kolben potentielle Energie (Abbildung 4.3 (1)).

Nun fällt der Kolben nach unten und komprimiert dabei die Luft im Zylinderraum (Abbildung 4.3 (2)). Die komprimierte Luft ist als pneumatische Feder anzusehen, sie besitzt die so genannte Kompressionsenergie.

Im fortschreitenden Zyklus kommt es dann zum Aufprall des Kolbens auf das Schlagstück (Abbildung 4.3 (3)). Hierbei wird Schlagenergie übertragen. Die Schlagenergie besteht, analog zum Freifallbär, aus der potentiellen Energie, sie wird allerdings durch die Kompression der Luft abgemindert. Die auf das Rammgut wirkende Schlagenergie

<sup>5</sup> Genauere Erläuterungen zum ersten Schlag und zum Schlag ohne Zündung folgen in Abschnitt 4.2.1.4.

entspricht somit der potentiellen Energie abzüglich der Energie, die zur Kompression der Luft benötigt wurde, abgemindert durch den Stoßwirkungsgrad.

Unmittelbar nach dem Aufprall des Kolbens auf das Schlagstück kommt es zur Explosion des Dieselkraftstoff-Luft-Gemischs, wodurch die Explosionsenergie freigesetzt wird. Sie wirkt sowohl auf das Rammgut als auch auf den Kolben (Abbildung 4.3 (4)). Die auf das Rammgut wirkende Explosionsenergie nimmt mit zunehmendem Eindringwiderstand des Rammguts im Boden ab: Je größer der Eindringwiderstand wird, desto größer wird der Teil der Explosionsenergie, der den Kolben anhebt. Somit steigt mit zunehmendem Eindringwiderstand die Fallhöhe des Kolbens. Die auf das Rammgut wirkende Explosionsenergie ist also gleich der bei der Verbrennung freigesetzten Explosionsenergie abzüglich der Energie, die den Kolben auf seine Schlaghöhe anhebt. Jener Teil entspricht der potentiellen Energie, welche der Kolben in seiner neuen Position (dem oberen Totpunkt, siehe Abbildung 4.3 (5)) besitzt.

Zusammenfassend lässt sich nun für die Abschätzung der auf das Rammgut übertragenen Energie pro Schlag folgende Energiebilanz aufstellen:

$$E_D = \left( \underbrace{E_{komp}}_{\text{Kompressionsenergie}} + \underbrace{(E_{pot} - E_{komp}) \cdot \eta_s}_{\text{wirkende Schlagenergie}} + \underbrace{E_{exp} - E_{pot}}_{\text{wirkende Explosionsenergie}} \right) \cdot \eta_m \quad [\text{Nm}]. \quad (4.10)$$

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$  berücksichtigt Verluste durch Reibung.

Die einzelnen Energieanteile lassen sich wie folgt bestimmen:

#### 4.2.1.1 Kompressionsenergie

Bei der Kompressionsphase des Dieselprozesses handelt es sich um eine isentrope<sup>6</sup> Kompression. Es wird die vereinfachte Annahme getroffen, dass es sich bei der Luft im Zylinderraum des Dieselbärs um ein ideales Gas handelt. Dann gilt (zum Beispiel nach WINDISCH [85])

---

<sup>6</sup> Bei einer isentropen Zustandsänderung bleibt die Entropie konstant.

Die thermodynamische Größe „Entropie“ soll hier nicht näher erläutert werden, für eine anschauliche Erklärung sei hier auf THESS [76] verwiesen.

$$p \cdot V^{\kappa_I} = \text{const.} \quad (4.11)$$

$\kappa_I$  bezeichnet dabei den konstanten Isentropenexponenten<sup>7</sup> und weist für zweiatomige Gase (Luft) einen Zahlenwert von 1,4 auf (BACKÉ [3]).

Aus Gleichung (4.11) folgt für den Druck des Gases im Zylinderraum im verdichteten Zustand

$$p_1 = p_0 \cdot \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{\kappa_I} \quad [\text{Pa}], \quad (4.12)$$

wobei für  $p_0$  der atmosphärische Luftdruck einzusetzen ist ( $p_0 = 1,01325 \cdot 10^5$  Pa, zum Beispiel nach LANGEHEINECKE, JANY & THIELEKE [49]).  $V_0$  entspricht dem Volumen des Zylinderraumes im unverdichteten,  $V_1$  dem im verdichteten Zustand. Abbildung 4.4 verdeutlicht, dass sich  $V_0$  erst einstellt, wenn der Kolben den Gaskanal verschlossen hat.

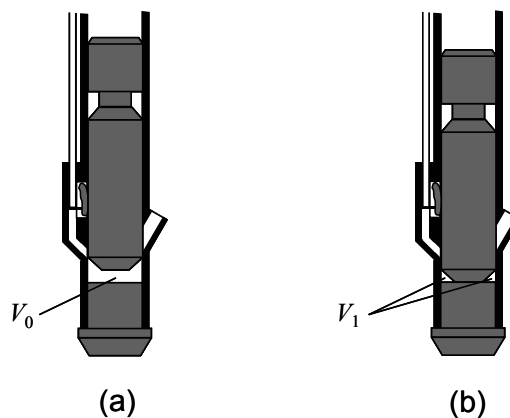


Abbildung 4.4: Zylinderraumvolumen im unverdichteten (a) und verdichteten (b) Zustand

Die Kompressionsenergie  $E_{komp}$  berechnet sich (zum Beispiel nach WINDISCH [85]) zu

---

<sup>7</sup> Üblicherweise wird der Isentropenexponent mit dem Formelzeichen  $\kappa$  bezeichnet. Da in der vorliegenden Arbeit die Bezeichnung  $\kappa$  bereits in Abschnitt 3.5 für den Bodenkontaktindex vergeben wurde, wird der Isentropenexponent als  $\kappa_I$  bezeichnet.

$$E_{komp} = \int_{V_0}^{V_1} p dV \quad [\text{Nm}]. \quad (4.13)$$

Nach dem Einsetzen von Gleichung (4.12) und einiger Umformung erhält man

$$E_{komp} = \frac{\kappa_I}{\kappa_I - 1} \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot \left( \left( \frac{V_0}{V_1} \right)^{\kappa_I - 1} \right) \quad [\text{Nm}]. \quad (4.14)$$

Aus Gleichung (4.14) ergibt sich, dass die Kompressionsenergie für jeden Schlag konstant ist und somit ihr Anteil an der Energie, die vom Dieselbär pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, immer gleich groß ist.

#### 4.2.1.2 Potentielle Energie

Die potentielle Energie lässt sich, analog zu Gleichung (4.1) in Abschnitt 4.1.1, zu

$$E_{pot} = m_k \cdot g \cdot h \quad [\text{Nm}] \quad (4.15)$$

bestimmen. Die Masse des Kolbens  $m_k$  und die Erdbeschleunigung  $g$  sind dabei Konstanten, die Fallhöhe  $h$  ist variabel.

$h$  kann nach DELMAG [20] anhand der Schlagfrequenz  $f_s$  zu

$$h = \frac{4415}{f_s^2} \left[ \frac{1}{\text{min}^2} \right] \quad [\text{m}] \quad (4.16)$$

berechnet werden. Für  $f_s$  ist die Anzahl der Schläge pro Minute<sup>8</sup> einzusetzen. Die Berechnung nach Gleichung (4.16) gilt nur bei senkrechter Rammung.

Gleichung (4.16) lässt sich aus der allgemeinen Bewegungsgleichung für den freien Fall (zum Beispiel nach HAUGER, SCHNELL, GROSS [43]) ableiten:

---

<sup>8</sup> In der Praxis gängige Dieselbärmodelle erzielen üblicherweise Schlagfrequenzen von 35 bis 53 Schlägen pro Minute [18].

$$s(t) = s_0 - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 \quad [\text{m}] \quad (4.17)$$

Hierin ist  $s$  die Höhe zum Zeitpunkt  $t$  und  $s_0$  die Anfangsfallhöhe (entspricht also  $h$  in Gleichung (4.16)).

Die Schlagfrequenz  $f_s$  gibt die Anzahl der Schläge pro Minute an, also wie oft der Kolben in einer Minute die doppelte Fallhöhe zurücklegt. Somit ist  $t = \frac{60}{2 \cdot f_s}$  [s]. Zum Zeitpunkt

$t = 0$  ist der Kolben auf dem Schlagstück, so dass  $s = 0$  gilt. Damit kann nun Gleichung (4.17) umgeschrieben werden in

$$\begin{aligned} s_0 &= \frac{1}{2} \cdot g \cdot \left( \frac{60}{2 \cdot f_s} \right)^2 \\ &= \frac{1}{8} \cdot 9,81 \cdot 3600 \cdot \frac{1}{f_s^2} \\ &\approx \frac{4415}{f_s^2} \quad [\text{m}] \end{aligned} \quad (4.18)$$

Die Gleichungen (4.15) und (4.16) zeigen, dass die potentielle Energie allein von der Schlagfrequenz abhängt. Diese wiederum ist vom Eindringwiderstand des Rammguts im Boden abhängig: je größer der Eindringwiderstand, desto größer ist der Anteil der Explosionsenergie, der den Kolben nach oben beschleunigt, desto höher wird der Kolben bewegt und desto kleiner wird die Schlagfrequenz.

### 4.2.1.3 Explosionsenergie

Die Explosionsenergie entspricht dem nutzbaren Anteil der Energie, welche durch die Verbrennung des Dieselkraftstoffs freigesetzt wird.

Nach MOLLENHAUER & TSCHÖKE [54] ergibt sie sich aus dem Heizwert des Dieselkraftstoffs  $H_{i,Diesel}$ , der Masse des Dieselkraftstoffs  $m_{Diesel}$  und dem thermischen Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  zu

$$E_{exp} = H_{i,Diesel} \cdot m_{Diesel} \cdot \eta_{th} \quad [\text{Nm}]. \quad (4.19)$$

Der Heizwert des Dieselkraftstoffs  $H_{i,Diesel}$  liegt zwischen 42 und 43 MJ/kg [54], er wird für die Berechnung mit 42 MJ/kg angesetzt. Für den thermischen Wirkungsgrad wird nach MOLLENHAUER & TSCHÖKE [54]  $\eta_{th} = 0,36$  angenommen. Dies stellt einen realistischen Wert dar, so dass man sich bei der Berechnung „auf der sicheren Seite“ befindet.

Die Explosionsenergie ist während des laufenden Dieselbärbetriebs konstant sofern die Kraftstoff-Regelpumpe immer mit derselben Regelstufe betrieben wird.

#### 4.2.1.4 Erster Schlag und Schlag ohne Zündung

Beim Normalbetrieb des Dieselbärs lässt sich nach den obigen Formeln die Energie, die pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, berechnen.

Zur exakten Berechnung der Energie bei einer Rammung mit dem Dieselbär sind noch zwei Sonderfälle des Betriebs zu beachten:

Der erste Sonderfall tritt zu Beginn jeder Rammung auf: *der erste Schlag* des Dieselbärs. Dabei entspricht die Fallhöhe des Kolbens nicht dem berechneten Wert nach Gleichung (4.16), sondern der Anfangsfallhöhe des Kolbens  $h_0$ . Somit berechnet sich die potentielle Schlagenergie für diesen Fall zu

$$E_{pot} = m_k \cdot g \cdot h_0 \quad [\text{Nm}]. \quad (4.20)$$

Der zweite Sonderfall ist *ein Schlag ohne Zündung* des Dieselkraftstoffs. Ein solcher Schlag kommt immer am Ende jeder Rammung vor, sobald die Kraftstoffzufuhr unterbrochen wird. Dann setzt sich die Energie, die bei diesem Schlag auf das Rammgut übertragen wird, nur aus der Kompressionsenergie und der Schlagenergie zusammen:

$$E_D' = \left( \underbrace{E_{komp}}_{\text{Kompressionsenergie}} + \underbrace{(E_{pot} - E_{komp}) \cdot \eta_s}_{\text{wirkende Schlagenergie}} \right) \cdot \eta_m \quad [\text{Nm}]. \quad (4.21)$$



## 4.2.2 Spezifische Energie

Die spezifische Energie (vergleiche Abschnitt 2.1) beim Schlagrammen mit dem Dieselbär berechnet sich mit der Energie pro Schlag des Dieselbärs  $E_D$  und der Eindringung pro Schlag  $\Delta z_S$  zu

$$E_{S,0} = \frac{E_D}{\Delta z_S} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right]. \quad (4.22)$$



## 5 Laborversuche

Die in den Kapiteln 2 bis 4 behandelten theoretischen Ansätze wurden im Rahmen von Laborversuchen praktisch überprüft. Die Versuche hatten das Ziel, die grundsätzliche Durchführbarkeit der Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen zu überprüfen. Dies konnte im Labormaßstab zu einem Bruchteil der Kosten, die für großmaßstäbliche Feldversuche mit praxistauglichem Gerät aufzubringen sind, geschehen. Des Weiteren sollten anhand der Laborversuche eventuell auftretende Unterschiede der Tragfähigkeiten von vibrations- und schlaggeramnten Rammgütern untersucht werden.

Es wurden Rammungen mit einem Vibrator und mit einem Freifallbär durchgeführt. Für die quantitative Überprüfung der Rammguttragfähigkeit wurden die eingebrachten Rammgüter axial belastet und die entsprechenden Last-Verschiebungs-Diagramme aufgezeichnet.

Die Laborversuche wurden in der Versuchshalle des Instituts für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH) absolviert<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Die Durchführung der Versuche erfolgte vor der Tätigkeit des Verfassers am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb (siehe GIBELIUS [39], POLIVKA [58] und RIMPF [65]). Die Versuchsdaten wurden für die vorliegende Arbeit übernommen und dabei größtenteils neu ausgewertet.

## 5.1 Versuchsdurchführung

### 5.1.1 Boden

Die Versuche wurden in zwei unterschiedlichen, nichtbindigen Böden durchgeführt:

Zum einen wurde Sand mit einer Korngröße von 0 bis 0,5 mm verwendet. Dieser Boden wird nachfolgend als *feiner Boden* bezeichnet.

Der zweite Boden, im weiteren Verlauf *grober Boden* genannt, wies eine Korngröße von 0,5 bis 2 mm auf.

Beide Versuchsböden wurden auf ihren Wassergehalt nach DIN 18121 [25], ihre Korngrößenverteilung nach DIN 18123 [26], ihre Korndichte nach DIN 18124 [27], und ihre Dichte bei lockerster und dichtester Lagerung nach DIN 18126 [28] hin untersucht. Die Kennwerte der beiden Böden sind in Tabelle 5.1 aufgeführt, Abbildung 5.1 zeigt die Körnungslinien nach DIN 18123 [26].

Tabelle 5.1: Bodenkennwerte

	Feiner Boden	Grober Boden
Korngröße	0 - 0,5 mm	0,5 - 2 mm
Wassergehalt $w$	$\approx 0\%$	$\approx 0\%$
Lagerungsdichte $D$	0,91	0,68
Korndichte $\rho_s$	2,66 g/cm <sup>3</sup>	2,60 g/cm <sup>3</sup>
Dichte (eingebaut) $\rho_f$	1,58 g/cm <sup>3</sup>	1,63 g/cm <sup>3</sup>
Dichte bei lockerster Lagerung $\min \rho_d$	1,36 g/cm <sup>3</sup>	1,45 g/cm <sup>3</sup>
Dichte bei dichtester Lagerung $\max \rho_d$	1,60 g/cm <sup>3</sup>	1,72 g/cm <sup>3</sup>

Die oben beschriebenen Böden wurden für jeden einzelnen Versuch in ein Versuchsbehältnis eingebracht. Als Versuchsbehältnis wurde ein Stahlfass mit einem Volumen von rund 220 Litern gewählt (siehe Abbildung 5.6 in Abschnitt 5.2.1). Bei

diesem war ein ausreichend großer Abstand<sup>2</sup> der Wand zum Rammgut gegeben, um eine Beeinflussung des Bodens zu vermeiden.

Um für jeden Versuch gleiche Bodenverhältnisse, speziell eine über die Tiefe konstante, reproduzierbare Lagerungsdichte, zu erzeugen, wurde die so genannte Einrieseltechnik (siehe zum Beispiel KOLBUSZEWSKI & JONES [46] oder VAID & NEGUSSEY [80]) beim Einbau der Böden angewandt. Dabei lagern sich die Körner näherungsweise so wie bei der Entstehung von Sedimentböden ab. Weitere Einzelheiten zum Versuchstand und dem Einbau des Bodens können den Arbeiten von POLIVKA [58] und RIMPF [65] entnommen werden.

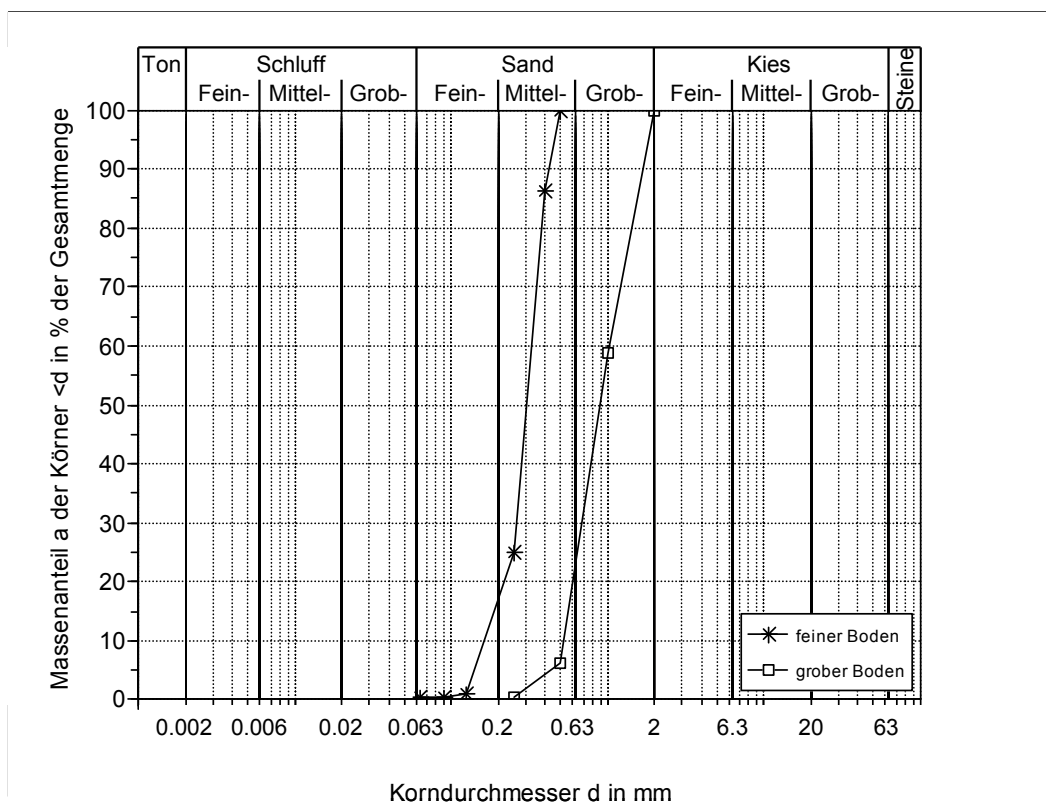


Abbildung 5.1: Körnungslinien der Versuchsböden

<sup>2</sup> Nach HARTUNG [42] ist eine Beeinflussung des umliegenden Bodens im Bereich von fünf bis sechs Rammgutdurchmessern auszuschließen.

## 5.1.2 Rammgut

Als Rammgut für die Laborversuche wurde ein I-Profil aus Aluminium mit einer Länge von 116 cm verwendet. Die wichtigsten Kennwerte können Tabelle 5.2 entnommen werden, Abbildung 5.2 zeigt den Profilquerschnitt mit Bemaßung.

Tabelle 5.2: Rammgutkennwerte

Profiltyp	I (60 x 60 x 5 mm)
Werkstoff	EN AW-6082
Länge	116 cm
Masse	3,62 kg

Der Werkstoff Aluminium hatte gegenüber Stahl im Rahmen der Versuche zwei Vorteile. Zum einen wurde durch die geringere Masse des Aluminiumprofils gewährleistet, dass der Vibrator bei den Vibrationsrammversuchen ausreichende Leistungsreserven besitzt. Zum anderen weist Aluminium einen geringeren Elastizitätsmodul als Stahl auf. Somit treten bei gleicher Krafteinwirkung beim Aluminiumprofil größere Verformungen auf als bei einem Stahlprofil mit denselben Abmessungen. Dies war für die Versuche vorteilhaft, da am Rammgutkopf Dehnungsmessstreifen zur Kraftmessung angebracht waren.

Des Weiteren wurde der Rammgutkopf mit einem piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer zur Messung der auftretenden Beschleunigungen bestückt.

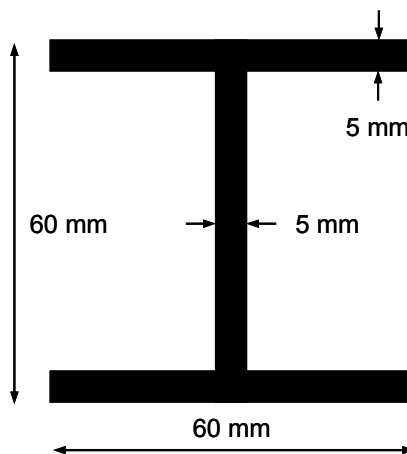


Abbildung 5.2: Profilquerschnitt

### 5.1.3 Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm der Laborversuche umfasste drei unterschiedliche Versuchsreihen: Vibrationsrammungen, Schlagrammungen und Vibrations-rammungen mit anschließenden schlagenden Nachrammungen.

Die ersten beiden Versuchsreihen wurden nach der Rammung axial belastet.

Sämtliche Versuche wurden im feinen und im groben Boden durchgeführt. Die Endtiefe variierte in 10 cm-Schritten, es wurden mit jedem Rammverfahren Tiefen von 20 bis 60 cm erreicht. Die Vibrationsrammversuche erfolgten mit unterschiedlichen Erregerfrequenzen, bei den Schlagrammungen wurde mit zwei unterschiedlichen Fallhöhen gerammt.

Im feinen Boden wurde stets mit 60 % des maximal möglichen statischen Moments und 50 % der maximal möglichen zusätzlichen Auflast gerammt. Bei den Rammungen im groben Boden lauteten die Einstellungen 70 % für das statische Moment und 60 % für die zusätzliche Auflast.

Insgesamt ergab sich durch die Variation der verschiedenen Rammparameter eine Anzahl von 50 Vibrationsrammungen, 20 Schlagrammungen und 30 Vibrationsrammungen mit anschließenden schlagenden Nachrammungen.

Eine Übersicht über alle durchgeführten Versuche ist in Abbildung 5.3 bis Abbildung 5.5 dargestellt.

Für eine unmissverständliche Dokumentation wurden für die einzelnen Versuche Bezeichnungen vergeben, die Aufschluss über die verwendeten Rammparameter geben.

Versuche der Versuchsreihe *Vibrationsrammung* enthalten als Bezeichnung eine Zeichenfolge mit Angaben über die Versuchsreihe, die Erregerfrequenz, das statische Moment (in Prozent des maximal möglichen statischen Moments), die zusätzliche Auflast (in Prozent der maximal möglichen Auflast), die Bodenart und die Endtiefe der Rammung.

Die Bezeichnung der Versuche der Versuchsreihe *Schlagrammung* setzt sich zusammen aus Angaben über die Versuchsreihe, die Masse des Fallkörpers des Freifallbärs, die Fallhöhe, die Bodenart und die Endtiefe.

Bei der Versuchsreihe *Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung* besitzen die Versuche die Bezeichnung analog zu der Versuchsreihe *Vibrationsrammung*, jedoch an zweiter Stelle der Zeichenfolge den Zusatz „v“ beziehungsweise „s“ für Vibrationsrammung beziehungsweise schlagende Nachrammung.

Beispielhaft sind nachfolgend vier Versuche aufgeführt:

1.) Versuch v406050g40:

- Vibrationsrammung
- 40 Hz Erregerfrequenz
- 60 % des maximal möglichen statischen Moments
- 50 % der maximal möglichen zusätzlichen Auflast
- grober Boden
- 40 cm Endtiefe

2.) Versuch S3245G40:

- Schlagrammung
- 3,2 kg Fallkörpermasse
- 45 cm Fallhöhe
- grober Boden
- 40 cm Endtiefe

3.) Versuch vv256050f50:

- Vibrationsrammung der Reihe Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung
- 25 Hz Erregerfrequenz
- 60 % des maximal möglichen statischen Moments
- 50 % der maximal möglichen zusätzlichen Auflast
- feiner Boden
- 50 cm Endtiefe

4.) Versuch vs256050f50: schlagende Nachrammung des Versuchs aus Beispiel 3.)



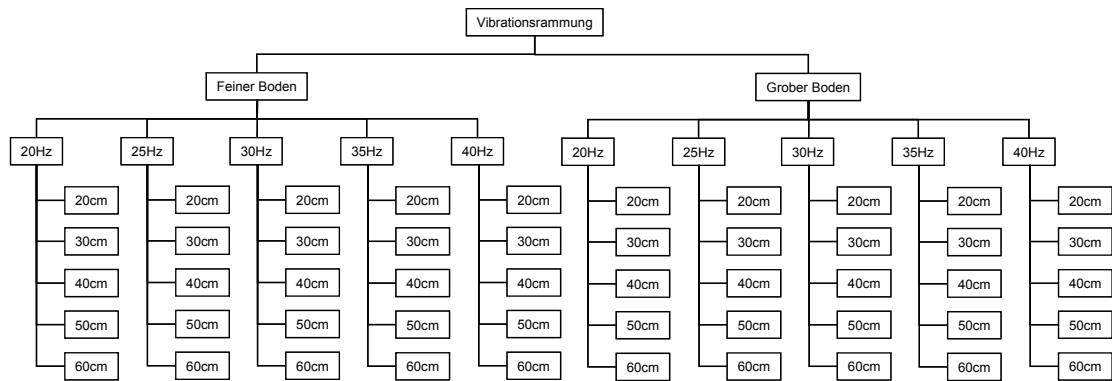


Abbildung 5.3: Versuchsprogramm Vibrationsrammung

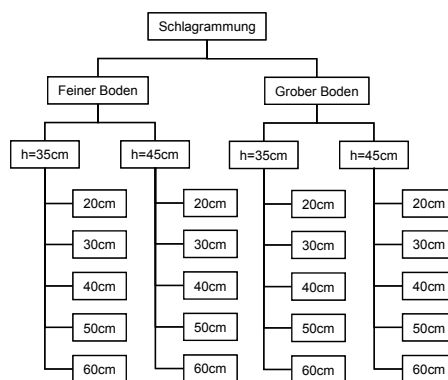


Abbildung 5.4: Versuchsprogramm Schlagrammung

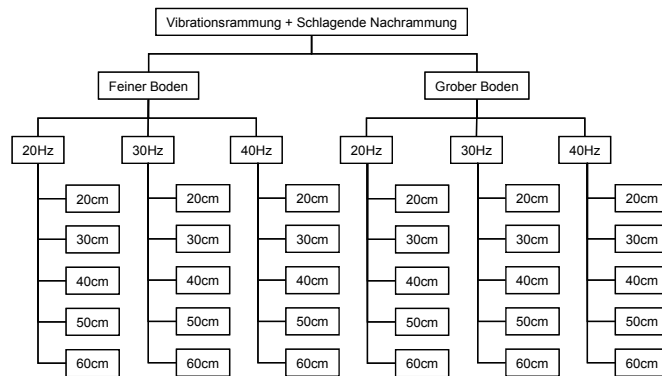


Abbildung 5.5: Versuchsprogramm Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung

## 5.2 Vibrationsrammungen

### 5.2.1 Vibrator

Für die Vibrationsrammungen im Labor kam der kleinmaßstäbliche Vibrator zum Einsatz, der im Rahmen der Arbeit von OLEFF [55] am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH) entwickelt und konstruiert wurde (siehe Abbildung 5.6). Der elektrisch angetriebene Vibrator verfügt über eine Verstellmöglichkeit zur stufenlosen Einstellung des statischen Moments. Seine Erregerfrequenz beträgt maximal 40 Hz. Die zusätzliche Auflast kann über einen Elektromotor eingestellt werden. Sämtliche Einstellungen lassen sich über ein numerisches Steuerungssystem<sup>3</sup> realisieren. Die technischen Daten des Vibrators sind in Tabelle 5.3 aufgeführt.

Tabelle 5.3: Technische Daten kleinmaßstäblicher Vibrator

Erregerkraft $F_e$	0 - 8000 N
Statisches Moment $M_{stat}$	0 - 0,125 kgm
Erregerfrequenz $f$	0 - 40 Hz
Zusätzliche Auflast $F_a$	0 - 900 N
Dynamische Masse $m_{dyn}$	32 kg
Antriebsleistung (max.)	1000 W

<sup>3</sup> Einzelheiten hierzu können der Arbeit von OLEFF [55] entnommen werden.



Abbildung 5.6: Laborversuchsstand Vibrationsrammungen

## 5.2.2 Messgrößen

Neben den in Abschnitt 5.1.2 schon beschriebenen Messgrößen Kraft und Beschleunigung, welche direkt am Rammgutkopf gemessen wurden, erfolgte noch die Aufzeichnung der globalen Position der Erregerzelle, der Erregerfrequenz und des statischen Moments.

Die Erregerfrequenz und das statische Moment wurden mit Hilfe von Impulsgebern ermittelt, was im Folgenden näher erläutert werden soll: In Abbildung 5.7 sind die durch Massenpunkte idealisierten Unwuchtsegmente und die Impulsgeber schematisch dargestellt.

Die absolute Lage der beiden Impulsgeber wird durch die Winkel  $\bar{\alpha}_1$  und  $\bar{\alpha}_2$  beschrieben. Das statische Moment lässt sich durch die relative Lage der Unwuchtsegmente zueinander bestimmen:

$$\beta = \alpha_2 - \alpha_1 \quad [^\circ]. \quad (5.1)$$

Sei  $M_{stat,max}$  das maximale statische Moment, dann ergibt sich das statische Moment zu

$$M_{stat} = M_{stat,max} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad [\text{kgm}]. \quad (5.2)$$

Zur messtechnischen Erfassung von  $\beta$  muss auch die relative Lage der Impulsgeber zueinander bekannt sein:

$$\bar{\beta} = \bar{\alpha}_2 - \bar{\alpha}_1 \quad [^\circ]. \quad (5.3)$$

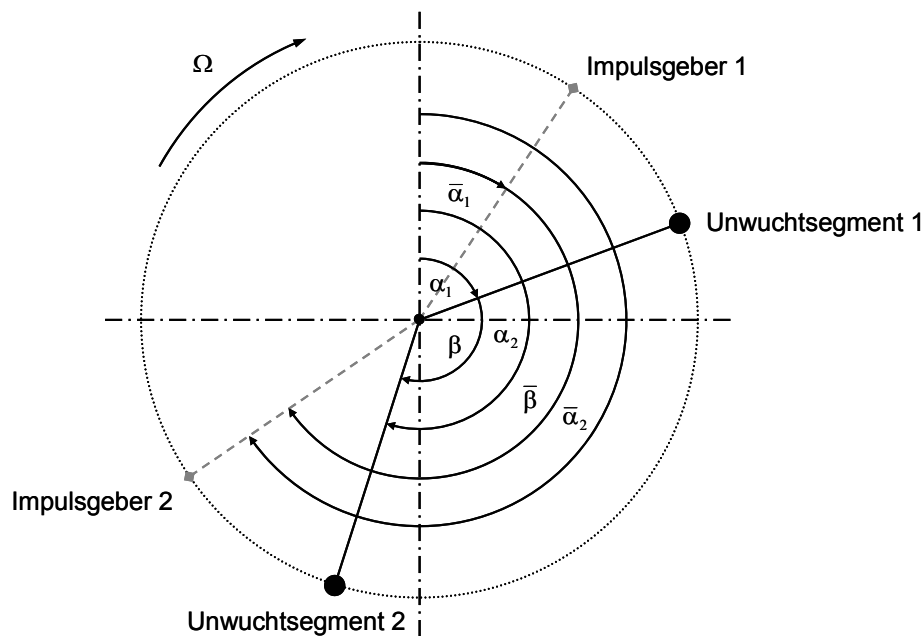


Abbildung 5.7: Unwuchtsegmente mit Impulsgebern

Kraft und Beschleunigung wurden mit einer Abtastfrequenz von 2610 Hz gemessen. Die Aufzeichnung erfolgte hierbei jede Sekunde über die Dauer von zwei Erregerperioden, wie in Abbildung 5.8 (nicht maßstabsgetreu) schematisch dargestellt. Die restlichen Messgrößen wurden jede Sekunde aufgezeichnet. Tabelle 5.4 liefert einen Überblick über alle Messgrößen und die entsprechenden Messfrequenzen.

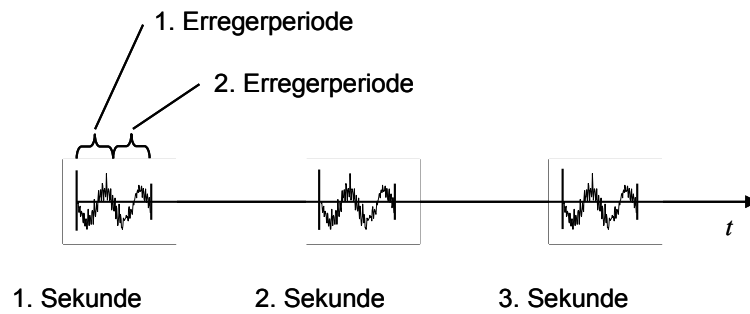


Abbildung 5.8: Prinzip der Messdatenaufzeichnung

Tabelle 5.4: Messgrößen und Messfrequenzen

Kraft <sup>4</sup> $F_m$	2 Perioden mit 2610 Hz pro Sekunde
Beschleunigung $\ddot{x}$	2 Perioden mit 2610 Hz pro Sekunde
Globale Position $y$	1 Wert pro Sekunde
Unwuchtimpulse	1 Wert pro Umdrehung

### 5.2.3 Versuchsergebnisse

Aufgrund der Vielzahl der Versuche werden in der vorliegenden Arbeit fast ausschließlich Ergebnisse der dritten Versuchsreihe (Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung) beispielhaft dargestellt, da jene Versuchsreihe die größte Affinität zu den Feldversuchen, die in Kapitel 6 beschrieben werden, besitzt. Die Ergebnisse aller Laborversuche können den Arbeiten von GIBELIUS [39], POLIVKA [58] und RIMPF [65] entnommen werden.

Für die bessere Lesbarkeit der nachfolgenden Abbildungen sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass in Diagrammen, in denen Ergebnisse von Versuchen mit mehreren Erregerfrequenzen dargestellt sind, stets einheitliche Symbole zur Markierung gewählt wurden. So sind Versuche mit der Erregerfrequenz von 20 Hz durch einen Stern, Versuche mit 30 Hz durch ein Quadrat, und Versuche mit 40 Hz durch ein Dreieck gekennzeichnet.

<sup>4</sup> Für die Energieberechnung ist zu beachten, dass der kleinmaßstäbliche Vibrator nicht mit einer Spannzange ausgestattet ist. Das Rammgut wird direkt mit dem Vibrator verschraubt.

### 5.2.3.1 Bodenreaktionskraft

In Abschnitt 3.3.3 und Abschnitt 3.5.1 wird beschrieben wie sich die Bodenreaktionskraft  $F_b$  bestimmen lässt und wie sich deren idealisierter Verlauf darstellt. Die folgenden Abbildungen zeigen die Verläufe der Bodenreaktionskraft in Abhängigkeit des Wegs für jeweils zwei Erregerperioden. In Abbildung 5.9 wurden, analog zu Abbildung 3.7, Richtungspfeile eingefügt, um den Bewegungsverlauf des Rammguts anschaulicher darzustellen.

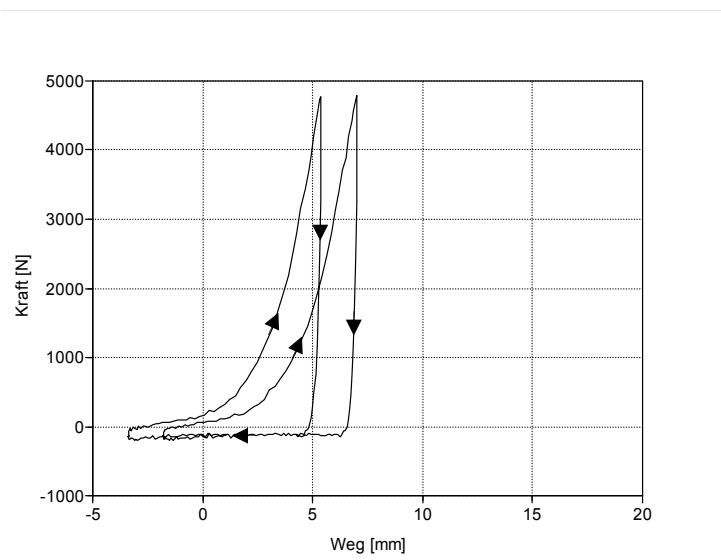


Abbildung 5.9: Bodenreaktionskraft vv207060g50,  $t = 11$  s,  $z = 50,7$  cm

Abbildung 5.9 zeigt den Zustand in der elften Sekunde des Versuchs vv207060g50. Das Rammgut wurde mit einer Erregerfrequenz von 20 Hz auf eine Tiefe von 50,7 cm im groben Boden eingerammt. Im unteren Umkehrpunkt der ersten Erregerperiode ist die Bodenreaktionskraft maximal. Dann wird das Rammgut bei der Aufwärtsbewegung aus dem Boden gezogen, die Kraft fällt bis unter die Nulllinie ab. Dies bedeutet, dass die Rammgutspitze nicht mehr in Kontakt mit dem Boden steht. Im oberen Umkehrpunkt beginnt die Abwärtsbewegung. Bis die Rammgutspitze wieder Bodenkontakt hat wächst die Kraft nur unwesentlich. Sobald Bodenkontakt vorhanden ist steigt die Kraft mit einer großen Steigung an und verformt und verdrängt den Boden bis zum unteren Umkehrpunkt, eine neue Erregerperiode beginnt.

Vergleicht man den Versuch vv207060g50 aus Abbildung 5.9 mit einem Versuch, der ebenfalls mit 20 Hz aber im feinen Boden gerammt wurde (vv206050f50 in Abbildung 5.10), so fällt auf, dass die maximale Bodenreaktionskraft in nahezu gleicher Tiefe im feinen Boden wesentlich geringer ist (ca. 3500 N gegenüber 4800 N). Dies lässt sich

dadurch erklären, dass der Eindringwiderstand im feinen Boden kleiner als im groben Boden ist. Das Korngerüst des feinen Bodens wird durch die Schwingungserregung leichter umgelagert und somit ist die „Pseudoverflüssigung“ (KÜHN [47]) stärker ausgeprägt als im groben Boden. Ergänzend muss an dieser Stelle aber angemerkt werden, dass die Bodenreaktionskraft im feinen Boden eventuell auch durch die Reduktion des statischen Moments und der Auflast geringere Werte aufweist.

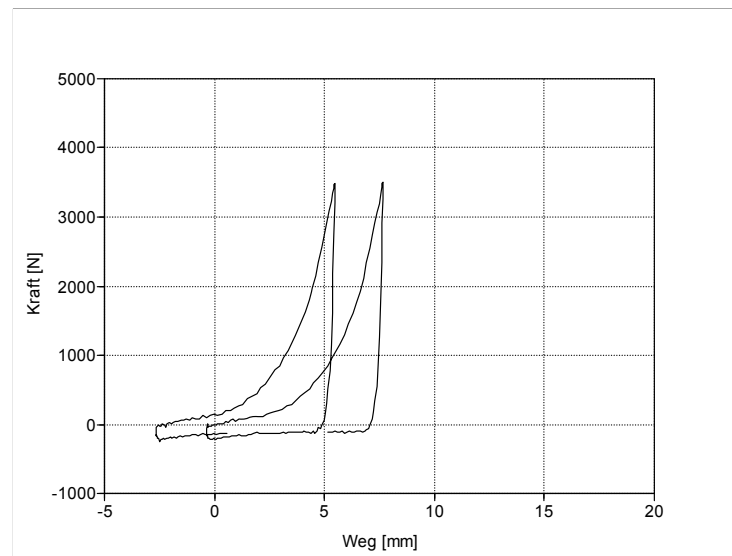


Abbildung 5.10: Bodenreaktionskraft vv206050f50,  $t = 10$  s,  $z = 49,7$  cm

Noch deutlicher wird der Effekt der Verflüssigung bei Versuchen mit höherer Erregerfrequenz. Hier ist die maximale Bodenreaktionskraft in vergleichbarer Tiefe noch geringer als in den beiden oben beschriebenen Beispielen (siehe vv406050f50 in Abbildung 5.11), sie erreicht einen Wert von etwa 2500 N.

Dennoch bleibt der typische Kraft-Weg-Verlauf erkennbar, die Bewegungsumkehr und die vollständige Entspannung des Bodens unter der Rammgutspitze finden stets statt, es liegt also langsames Vibrationsrammen (vergleiche Abschnitt 3.5) vor.

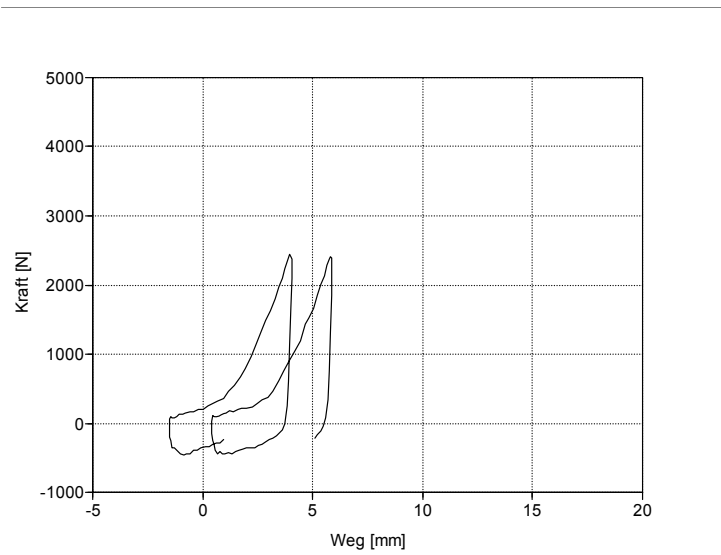


Abbildung 5.11: Bodenreaktionskraft vv406050f50,  $t = 6 \text{ s}$ ,  $z = 52,5 \text{ cm}$

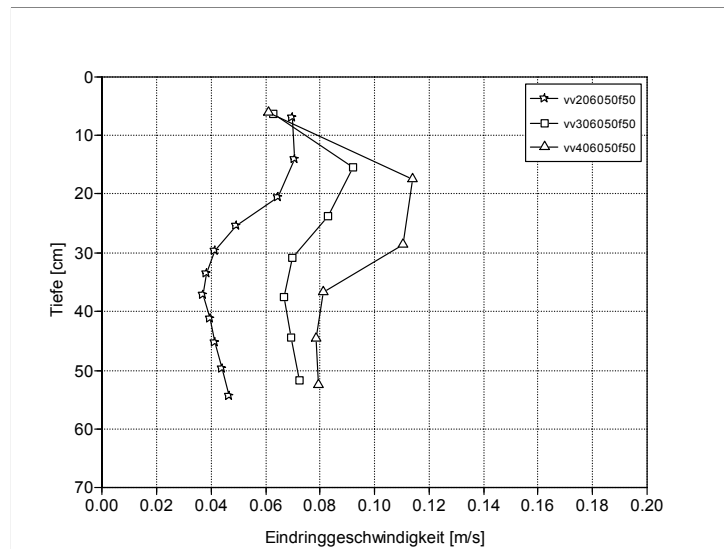
### 5.2.3.2 Eindringgeschwindigkeit

Die globale Eindringgeschwindigkeit  $\dot{y}$  ist in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit einer Rammung entscheidend. Um die Dauer zum Erreichen der gewünschten Solltiefe möglichst gering zu halten muss die Eindringgeschwindigkeit möglichst hoch sein. Die globale Eindringgeschwindigkeit hat keinen direkten Einfluss auf die Rammguttragfähigkeit, sie wird an dieser Stelle dennoch aufgeführt, da sie eine wichtige Kenngröße der Vibrationsrammung darstellt.

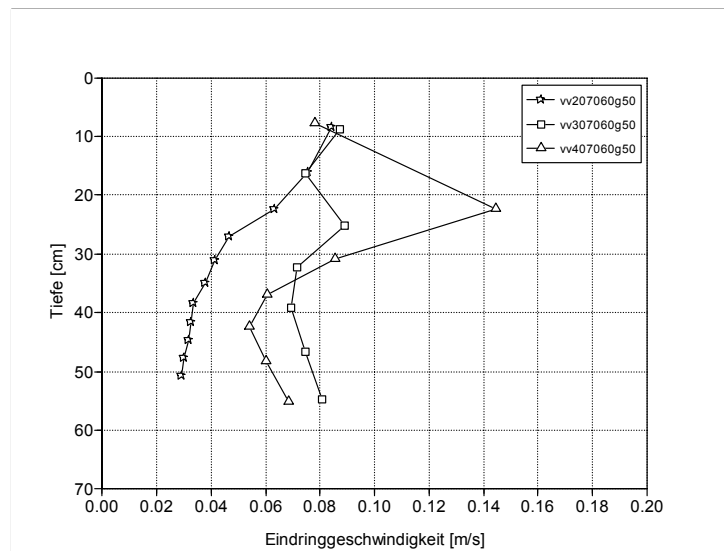
In Abbildung 5.12 ist der Verlauf der globalen Eindringgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Tiefe für drei Versuche im feinen Boden mit jeweils unterschiedlicher Frequenz dargestellt, Abbildung 5.13 zeigt die entsprechenden Verlaufskurven von Rammungen im groben Boden.

Im feinen Boden (Abbildung 5.12) steigt die Geschwindigkeit von Beginn der Rammungen bis zu einer Tiefe von etwa 15 bis 20 cm zunächst an, dann fällt sie bis zur Tiefe von circa 35 cm mit zunehmender Tiefe ab. Anschließend kommt es zu einer geringen Erhöhung der globalen Eindringgeschwindigkeit bis zum Erreichen der Endtiefe von etwa 50 cm.



Abbildung 5.12: Globale Eindringgeschwindigkeit,  $z = 50$  cm, feiner Boden

Im groben Boden (Abbildung 5.13) sinkt die Eindringgeschwindigkeit des Versuchs mit 20 Hz bis zum Ende der Rammung stark ab. Die Rammungen mit den höheren Frequenzen (30 und 40 Hz) weisen zu Beginn der Rammung eine steigende Geschwindigkeit auf, im Tiefenbereich von etwa 25 bis 40 cm fällt sie aber wieder ab um anschließend wieder leicht anzusteigen.

Abbildung 5.13: Globale Eindringgeschwindigkeit,  $z = 50$  cm, grober Boden

Diese Verläufe der globalen Eindringgeschwindigkeit lassen sich tendenziell auch bei anderen Versuchen beobachten.

Die höchste gemessene Geschwindigkeit trat bei einem Versuch im groben Boden mit 40 Hz auf, sie liegt bei ungefähr 0,163 m/s. Die geringste Geschwindigkeit, 0,025 m/s, wurde bei einer Rammung mit 20 Hz aufgezeichnet.

Insgesamt ist bei allen Versuchen eine Abhängigkeit der globalen Eindringgeschwindigkeit von der Frequenz erkennbar: je höher die Frequenz, desto höher ist auch die Geschwindigkeit.

Ein signifikanter Einfluss der Korngröße auf die Eindringgeschwindigkeit ist bei den durchgeführten Versuchen nicht erkennbar.

### 5.2.3.3 Spezifische Energie

In Abschnitt 3.6.2 wird erläutert wie sich die spezifische Energie  $E_{V,0}$  berechnen lässt.

Abbildung 5.14 zeigt den Verlauf der spezifischen Energie in Abhängigkeit von der Tiefe der drei Versuche im feinen Boden, deren Verläufe der globalen Eindringgeschwindigkeit bereits im vorherigen Abschnitt beschrieben wurden. Entsprechend sind in Abbildung 5.15 die vergleichbaren Versuche im groben Boden dargestellt.

Deutlich erkennbar ist, dass die Streuung bei den Versuchen im groben Boden größer ist als im feinen Boden. So variiert die spezifische Energie in der Tiefe von 50 cm im feinen Boden von etwa 20,5 bis 28 Nm/cm, im groben Boden beträgt die Spanne circa 27 bis 60 Nm/cm. Dies lässt sich bei allen, nicht nur bei den hier exemplarisch aufgeführten Versuchen beobachten.

Im Gegensatz zur globalen Eindringgeschwindigkeit ist bei der spezifischen Energie keine signifikante Abhängigkeit von der Erregerfrequenz erkennbar.

Allerdings wird hier ein Unterschied zwischen den Rammungen im feinen und groben Boden sichtbar: die spezifische Energie nimmt im groben Boden mit der Tiefe stärker zu als im feinen Boden. Entsprechend wurden im groben Boden auch die größten Werte gemessen: 70Nm/cm bei einem Versuch mit 30 Hz in 60 cm Tiefe.

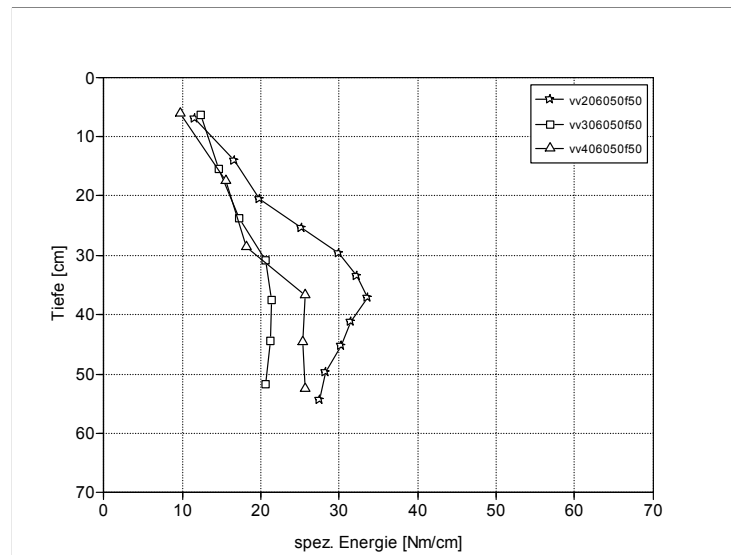


Abbildung 5.14: Spezifische Energie, z = 50 cm, feiner Boden

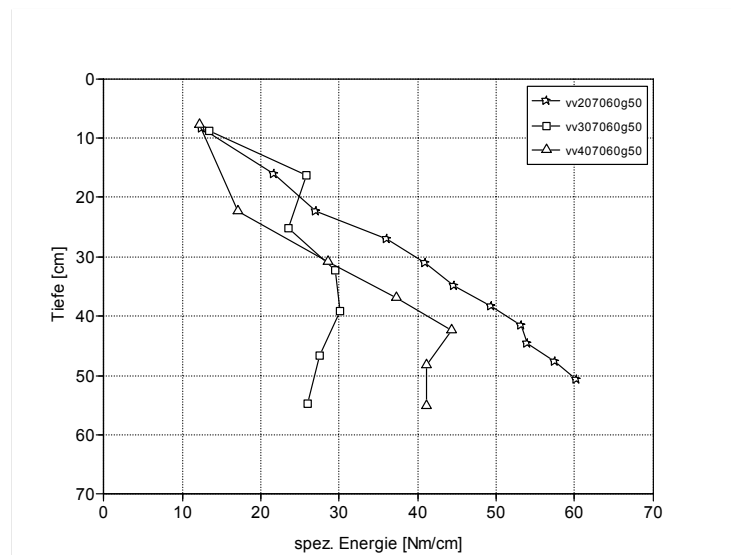


Abbildung 5.15: Spezifische Energie, z = 50 cm, grober Boden

#### 5.2.3.4 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt

Entsprechend der theoretischen Grundlagen aus Abschnitt 3.6.3 konnte die spezifische Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$  bestimmt werden. Die Ergebnisse sind exemplarisch in Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 für die Versuche dargestellt, die auch schon in den beiden vorangegangenen Abschnitten betrachtet wurden.

Vergleicht man die Kurvenverläufe der spezifischen Energie mit denen der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt, so fällt auf, dass die Streuung der Werte vor allem bei Versuchen im groben Boden geringer geworden ist. Dennoch ist die Streuung im groben

Boden noch sichtbar ausgeprägter als im feinen Boden: in der Vergleichstiefe von 50 cm variiert die spezifische Energie mit Spitzenkontakt von circa 20 bis 37 Nm/cm (siehe Abbildung 5.17).

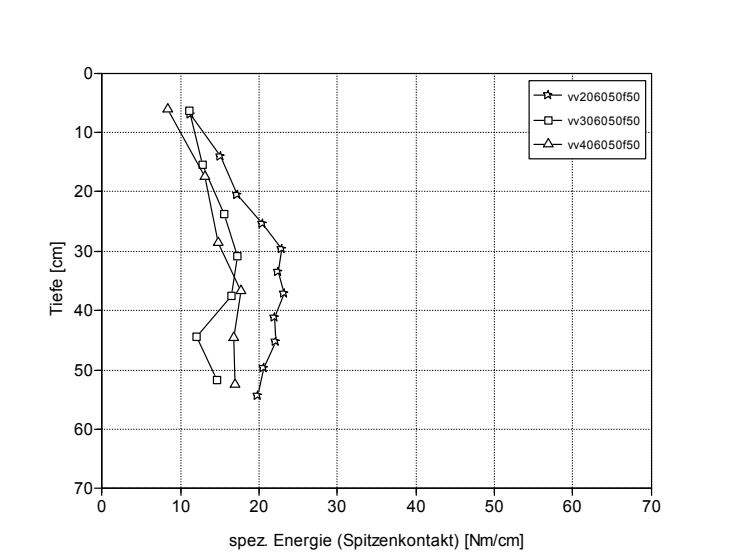


Abbildung 5.16: Spezifische Energie bei Spitzenkontakt,  $z = 50$  cm, feiner Boden

Während die Steigungen der Kurven im feinen Boden bei spezifischer Energie und spezifischer Energie bei Spitzenkontakt ähnlich verlaufen, so sind die Steigungen der Kurven im groben Boden bei der spezifischen Energie mit Spitzenkontakt größer als bei der spezifischen Energie.

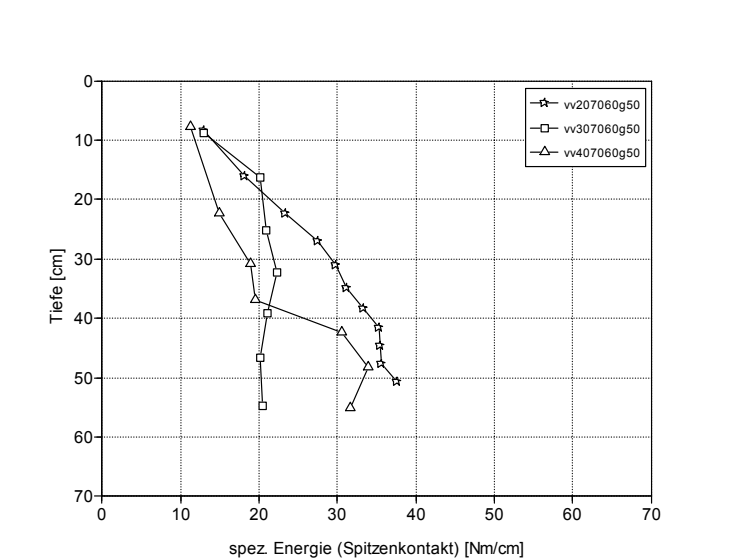


Abbildung 5.17: Spezifische Energie bei Spitzenkontakt,  $z = 50$  cm, grober Boden

Wie groß der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$  an der spezifischen Energie  $E_{V,0}$  ist, wird in Abbildung 5.18 (feiner Boden) und in Abbildung 5.19 (grober Boden) dargestellt.

Die beiden Abbildungen zeigen deutlich, wie der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie mit zunehmender Tiefe abnimmt. Diese Abnahme lässt sich dadurch erklären, dass mit wachsender Tiefe auch die Mantelfläche des Rammguts, die in Kontakt mit dem Boden steht zunimmt. Somit erhöhen sich auch die Mantelreibung und der Anteil der Energie, der durch Mantelreibung dissipiert wird.

Ein signifikanter Unterschied zwischen den Steigungen der Kurvenverläufe im feinen und im groben Boden ist, im Gegensatz zu den oben betrachteten Diagrammen, nicht zu erkennen. Allerdings ist auch hier in einer Vergleichstiefe von 50 cm erneut eine größere Spannweite der Werte beim groben Boden zu beobachten. So liegen die Werte im feinen Boden zwischen 65 und 73 %, im groben Boden schwanken sie zwischen 62 und 81 %. In geringeren Tiefen ist kein wesentlicher Unterschied erkennbar, bei 20 cm beträgt der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie im feinen und im groben Boden bei allen Frequenzen zwischen 83 und 88 %.

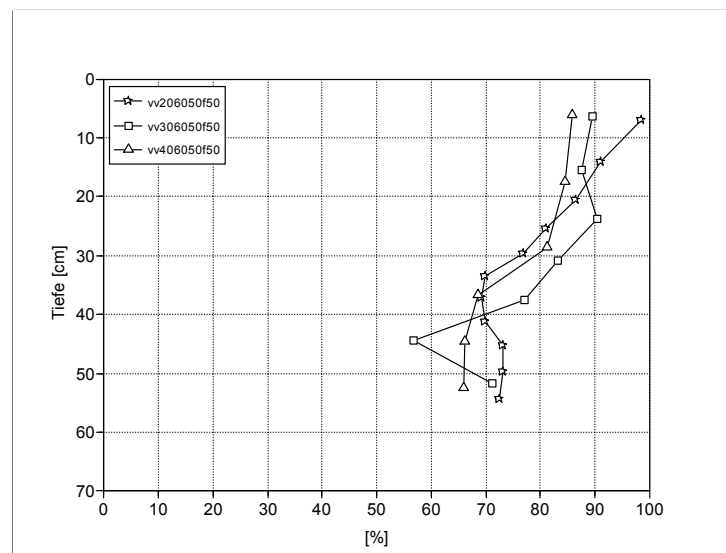


Abbildung 5.18: Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie,  $z = 50$  cm, feiner Boden

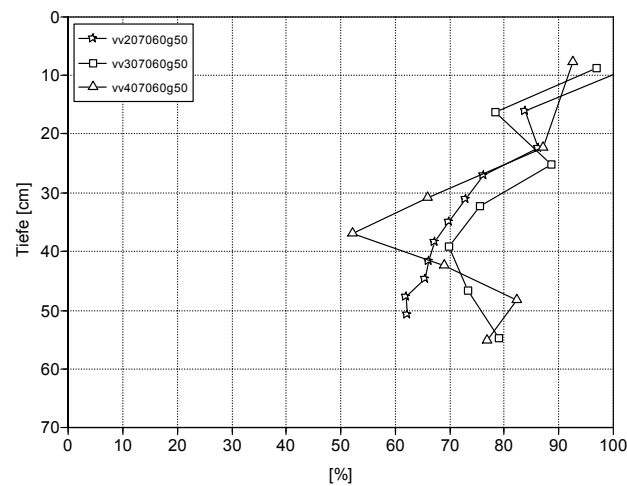


Abbildung 5.19: Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie,  $z = 50$  cm, grober Boden

## 5.3 Schlagammungen

### 5.3.1 Freifallbär

Bei den Schlagammversuchen im Labor kam ein Freifallbär zum Einsatz. Dieser ist so konstruiert, dass der Fallkörper von einer umlaufenden, elektrisch angetriebenen Kette auf die gewünschte Fallhöhe gehoben und dann über einen mechanischen Auslöser ausgeklinkt wird. Der Fallkörper wird dabei stets von Führungsstangen geführt<sup>5</sup>. Die technischen Daten können Tabelle 5.5 entnommen werden. Der Versuchstand ist in Abbildung 5.20 dargestellt.

Tabelle 5.5: Technische Daten Freifallbär

Masse des Fallkörpers $m_{fk}$	5,72 kg
Fallhöhe $h$	0 - 0,45 m
Potentielle Energie $E_{pot}$	0 - 25,25 Nm

<sup>5</sup> Somit ist bei der Berechnung der Energie pro Schlag ein mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$  anzusetzen (vergleiche 4.1.1).



Abbildung 5.20: Laborversuchsstand Schlagrammungen

## 5.3.2 Messgrößen

Es erfolgte die Aufzeichnung der Eindringung mit Hilfe eines Seilzugwegaufnehmers. Dabei wurde mit einer Abtastfrequenz von 1000 Hz gearbeitet.

## 5.3.3 Versuchsergebnisse

### 5.3.3.1 Eindringung pro Schlag

Abbildung 5.21 zeigt die Kurvenverläufe der Eindringung pro Schlag der schlagenden Nachrammungen in der Vergleichstiefe von 30 cm im feinen Boden, die entsprechenden Versuche im groben Boden sind in Abbildung 5.22 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass zu Beginn der Nachrammungen eine geringere Eindringung pro Schlag erzielt wird. So weist Versuch vs206050f30 beim ersten Schlag der Nachrammung eine Eindringung von 2 mm auf, beim zweiten etwa 2,4 mm, bis sich im weiteren Verlauf Eindringungen von etwa 3,5 mm ergeben. Ähnlich verhält es sich im groben Boden, allerdings sind dort im Allgemeinen kleinere Eindringungen pro Schlag zu beobachten. Versuch vs407060g30 erzielt mit dem ersten Schlag eine Eindringung von 1 mm, beim

zweiten Schlag sind es 2 mm. Gegen Ende der Nachrammung nimmt die Eindringung pro Schlag zu.

Dieser Effekt der geringeren Eindringung pro Schlag zu Beginn der Nachrammungen lässt darauf schließen, dass durch die Vibrationsrammung der Boden verdichtet wurde.

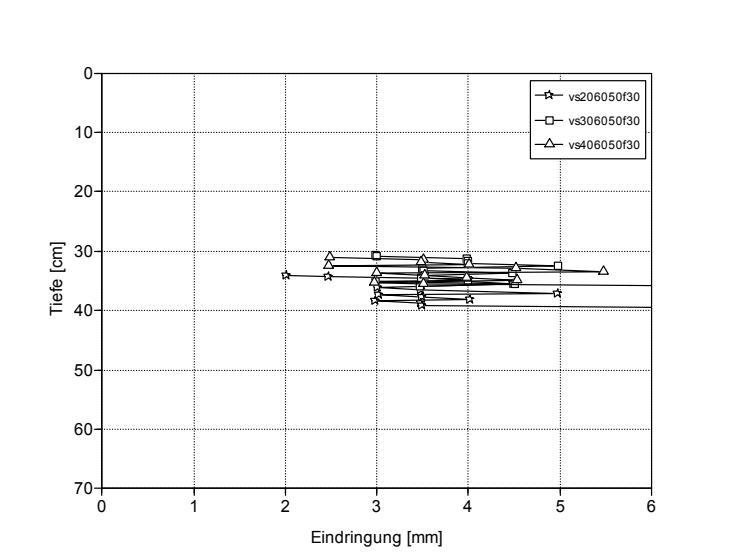


Abbildung 5.21: Eindringung pro Schlag,  $z = 30$  cm, feiner Boden

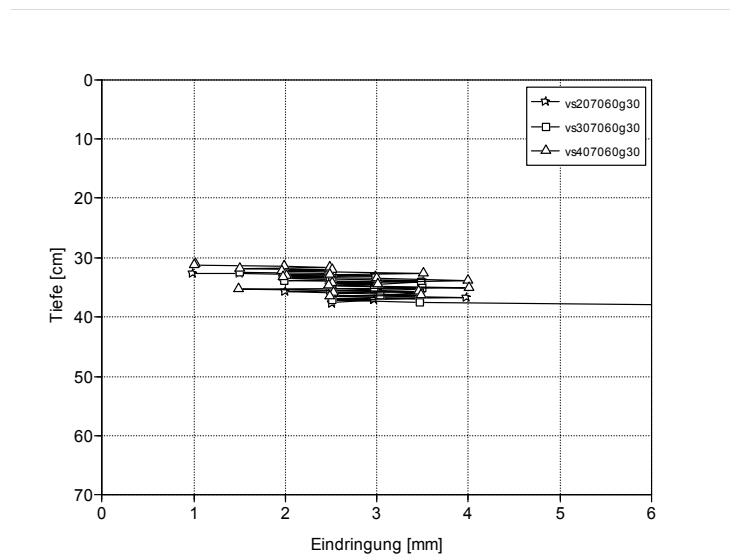


Abbildung 5.22: Eindringung pro Schlag,  $z = 30$  cm, grober Boden

Betrachtet man die Eindringungen pro Schlag in einer größeren Vergleichstiefe (50 cm, siehe Abbildung 5.23 und Abbildung 5.24), so ist der Effekt der geringeren Eindringung bei den ersten Schlägen nur noch bei den Versuchen im feinen Boden (Abbildung 5.23) zu erkennen.

Wie schon zuvor beschrieben sind auch hier die Eindringungen im feinen Boden etwas größer als im groben Boden, was sich über alle Versuche beobachten lässt.



Bei beiden Bodenarten sind die Eindringungen pro Schlag im Gesamten geringer als in der geringeren Tiefe von 30 cm. Dies lässt auf einen größeren Widerstand in der Tiefe schließen, was bei einem homogenen Boden aufgrund des höheren Erdrucks in größerer Tiefe auch plausibel erscheint. Ein weiterer Grund hierfür ist sicherlich die größere Einbindetiefe des Rammguts, dadurch nimmt die Mantelreibung zu.

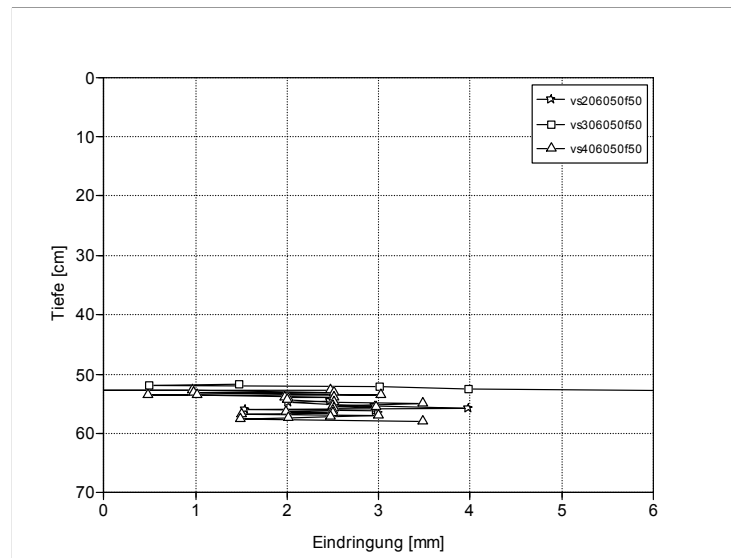


Abbildung 5.23: Eindringung pro Schlag,  $z = 50$  cm, feiner Boden

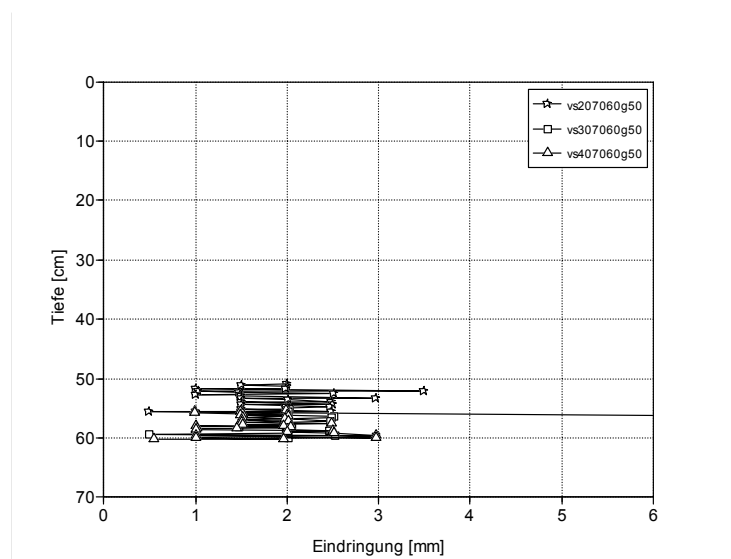


Abbildung 5.24: Eindringung pro Schlag,  $z = 50$  cm, grober Boden

### 5.3.3.2 Schlagzahl

In Abschnitt 2.3 wurde bereits über die Schlagzahl berichtet. Diese stellt häufig eine Kenngröße für die Qualitätskontrolle schlagend gerammter Rammgüter dar. Die

Schlagzahl ist die Anzahl der Schläge, die benötigt wird, um das Rammgut über eine definierte Eindringtiefe (ausgedrückt in Zentimetern) einzutreiben.

Für die Betrachtung eines einzelnen Schlags wird die lokale Schlagzahl definiert. Dabei wird jeder Schlag und die dazugehörige Eindringung betrachtet:

$$N_0 = \frac{1}{\Delta z_s} \left[ \frac{1}{\text{m}} \right]. \quad (5.4)$$

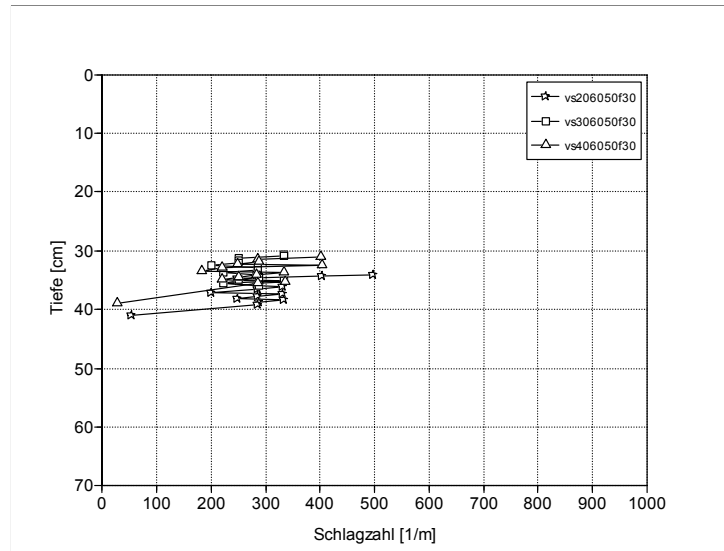
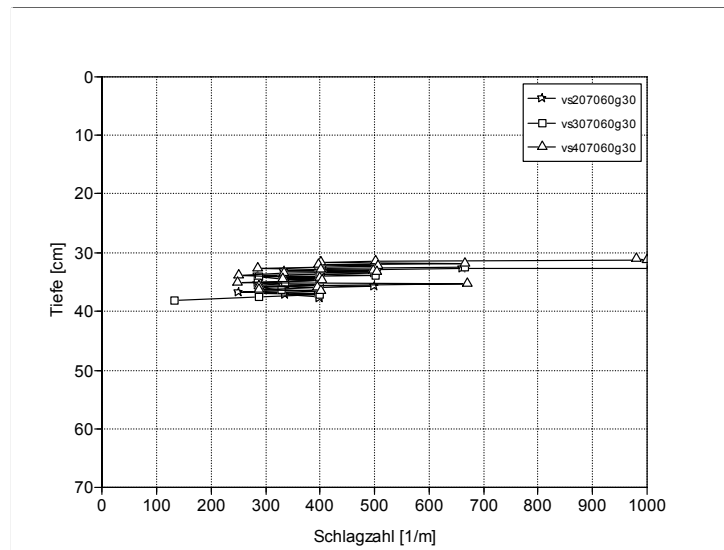
Durch Mittelung der lokalen Schlagzahlen lässt sich auch die Schlagzahl  $N_{100}$  (Schlagzahl für 100 cm Eindringung) bestimmen:

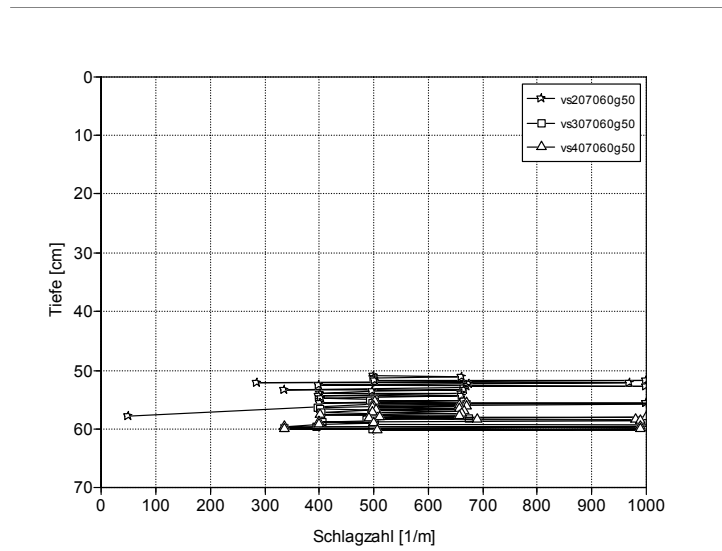
$$N_{100} = \frac{1}{z_n - (z_n - 1\text{m})} \cdot \int_{z_n - 1\text{m}}^{z_n} N_0 dz \left[ \frac{1}{\text{m}} \right], \quad (5.5)$$

beziehungsweise

$$N_{100} = \frac{1}{\text{m}} \cdot \int_{z_n - 1\text{m}}^{z_n} N_0 dz \left[ \frac{1}{\text{m}} \right]. \quad (5.6)$$

Abbildung 5.25 zeigt den Verlauf der lokalen Schlagzahl  $N_0$  für die schlagenden Nachrammungen in der Vergleichstiefe von 30 cm im feinen Boden, die Werte für den groben Boden sind in Abbildung 5.26 dargestellt. Da die lokale Schlagzahl der reziproke Wert der Eindringung pro Schlag ist, verlaufen deren Ergebniskurven entsprechend: im feinen Boden sind die Eindringungen pro Schlag größer, somit ergibt sich bei der lokalen Schlagzahl ein umgekehrtes Bild. Hier sind die Schlagzahlen im feinen Boden geringer als bei Versuchen im groben Boden. Durch die mitunter sehr geringen Eindringungen pro Schlag in größeren Vergleichstiefen ergeben sich entsprechend große lokale Schlagzahlen, beispielhaft sind hier die Versuche im groben Boden in der Vergleichstiefe 50 cm aufgezeigt (siehe Abbildung 5.27).

Abbildung 5.25: Lokale Schlagzahl,  $z = 30$  cm, feiner BodenAbbildung 5.26: Lokale Schlagzahl,  $z = 30$  cm, grober Boden

Abbildung 5.27: Lokale Schlagzahl,  $z = 50$  cm, grober Boden

### 5.3.3.3 Energie pro Schlag

Die Berechnung der Energie pro Schlag des Freifallbärs wird in Abschnitt 4.1.1 erläutert. Sie ergibt sich zu

$$E_f = m_{fk} \cdot g \cdot h \cdot \eta_m \cdot \eta_s \quad [\text{Nm}]. \quad (5.7)$$

Darin ist  $\eta_s$  der Stoßwirkungsgrad, der sich nach Abschnitt 4.1.1.1 mit folgender Gleichung berechnen lässt:

$$\eta_s = \frac{m_{fk} + k^2 \cdot (m_p + m_r)}{m_{fk} + m_p + m_r} \quad [1]. \quad (5.8)$$

Da in der einschlägigen Literatur keine Werte für die Stoßzahl  $k$  bei einem Stoß zwischen den Werkstoffen Stahl und Aluminium gefunden wurden, wird die Stoßzahl  $k$  zu 0,7 angenommen. Der Wert wird größer gewählt als bei einem Stoß zwischen Stahl und Stahl ( $k = 0,6$  [38]), da Aluminium einen geringeren Elastizitätsmodul als Stahl aufweist. Setzt man nun die entsprechenden Massen ein ( $m_{fk} = 5,72$  kg,  $m_p = 3,62$  kg,  $m_r = 1,16$  kg), so ergibt sich für den Stoßwirkungsgrad  $\eta_s = 0,77$ .

Der mechanische Wirkungsgrad, der bei dem Freifallbär aufgrund der Führungsstangen anzusetzen ist, wird mit  $\eta_m = 0,97$  angenommen.

Aus Gleichung (5.7) folgt nun für die Energie pro Schlag des Freifallbärs:  $E_f = 14,67 \text{ Nm}$  bei 35 cm Fallhöhe des Fallkörpers und  $E_f = 18,86 \text{ Nm}$  bei 45 cm Fallhöhe.

### 5.3.3.4 Spezifische Energie

Die spezifische Energie lässt sich, wie in Abschnitt 4.1.2 beschrieben, aus der Energie pro Schlag des Freifallbärs  $E_f$  und der Eindringung pro Schlag  $\Delta z_s$  berechnen. Da die Energie pro Schlag beim Freifallbär aufgrund der gleich bleibenden Fallhöhe des Fallkörpers konstant verläuft, ist die spezifische Energie nur von der Eindringung pro Schlag abhängig.

Die Ergebnisse für Versuche im feinen Boden in der Vergleichstiefe 30 cm sind in Abbildung 5.28 dargestellt. Eine signifikante Abhängigkeit von der Frequenz, mit der das Rammgut vor der Nachrammung einvibriert wurde, ist nicht erkennbar, dies gilt für alle Versuche. Die Werte der spezifischen Energie sind im feinen Boden tendenziell geringer als im groben Boden (siehe Abbildung 5.29). Im Kurvenverlauf der Versuche im groben Boden sind einige Punkte mit deutlich größeren Werten erkennbar, was sich durch einzelne Schläge mit sehr geringen Eindringungen ergibt (siehe auch Abbildung 5.30).

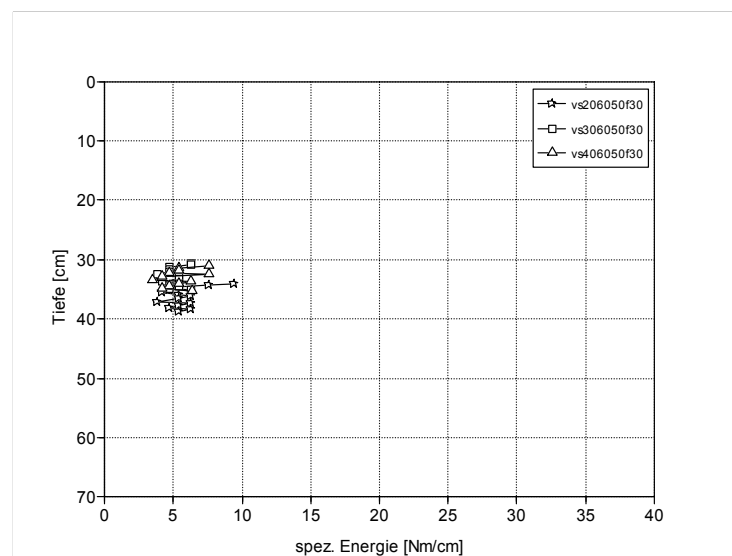
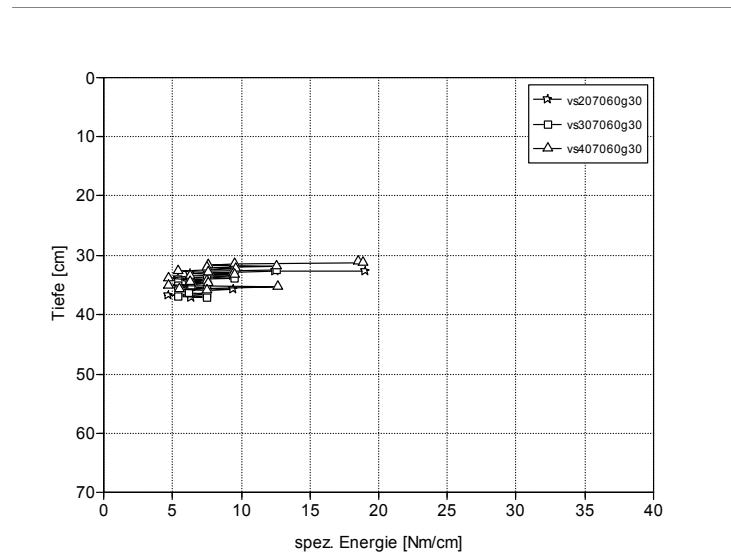
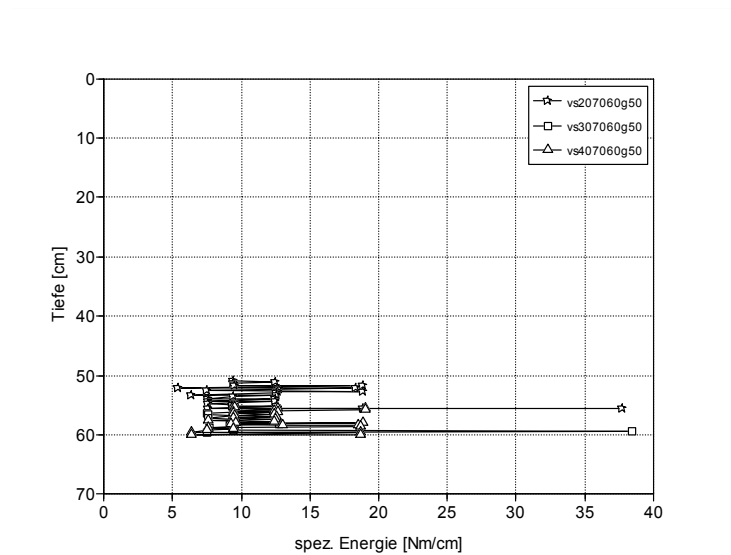


Abbildung 5.28: Spezifische Energie,  $z = 30 \text{ cm}$ , feiner Boden

Abbildung 5.29: Spezifische Energie,  $z = 30$  cm, grober BodenAbbildung 5.30: Spezifische Energie,  $z = 50$  cm, grober Boden

## 5.4 Last-Verschiebungs-Versuche

### 5.4.1 Grenztragfähigkeit

Zur quantitativen Ermittlung der Tragfähigkeit wurden die Rammgüter der ersten beiden Versuchsreihen (Vibrationsrammung, Schlagrammung) in axialer Richtung belastet. Die Grenztragfähigkeit der Rammgüter wurde dabei aus den Last-Verschiebungs-Diagrammen ermittelt. Die Grenztragfähigkeit ist nach DIN EN ISO 22477-1 [33] die erforderliche Last

zur Erzeugung eines Versagenszustandes im Baugrund oder im Rammgut. Sie ergibt sich nach DIN EN 1997-1 [30] aus dem Last-Verschiebungs-Diagramm bei einer Verschiebung des Rammgutkopfes um 10 % des Rammgutdurchmessers. Für die Laborversuche wurde daher festgelegt, dass die Grenztragfähigkeit  $R_g$  bei der Grenzverschiebung von  $s_g = 6$  mm erreicht war.

## 5.4.2 Versuchsaufbau

Für die Last-Verschiebungs-Versuche kam eine Hebelkonstruktion zum Einsatz, die in Abbildung 5.31 dargestellt ist. Diese Konstruktion erlaubt das Aufbringen einer konstanten statischen Auflast durch Bestückung des Lastkorbes mit Lastplatten. Dabei kann die Erhöhung der Last in kleinen Schritten erfolgen. Die Abweichungen der Last, die sich durch die rechnerische Verkürzung des Hebelarms bei der Bewegung auf einer Kreisbahn ergeben, sind vernachlässigbar gering, sie war bei einigen Probemessungen messtechnisch nicht zu erfassen.

Das Hebelverhältnis kann zwischen 1:4 und 1:6 stufenlos gewählt werden. Um die axiale Krafteinleitung auf den Rammgutkopf zu gewährleisten, wird die Kraft über ein Kugelgelenk in den Rammgutkopf eingeleitet.

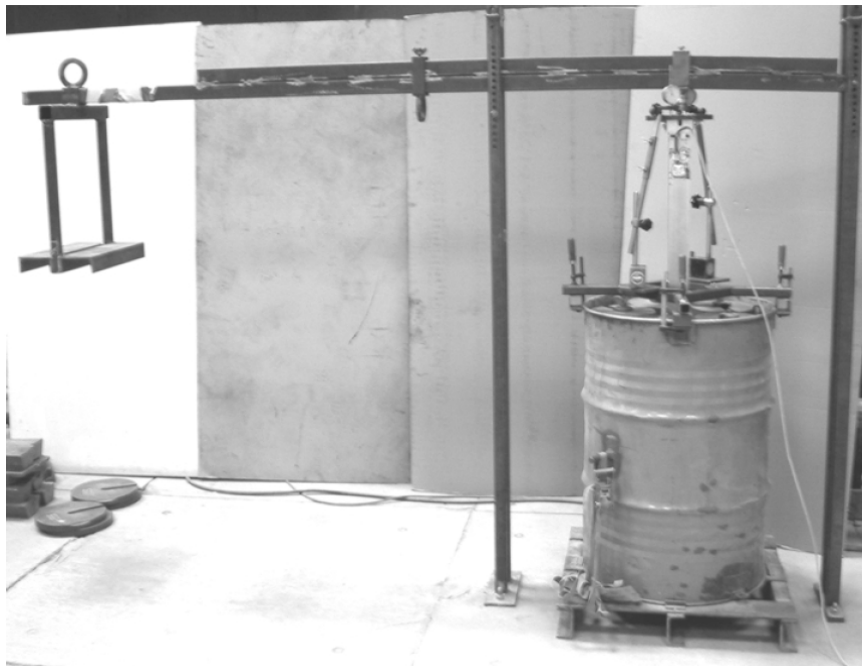


Abbildung 5.31: Laborversuchsstand Last-Verschiebungs-Versuche

Zur Ermittlung der Last-Verschiebungs-Diagramme müssen die auf den Rammgutkopf wirkende Kraft und die Verschiebung gemessen werden.

Die Messung der Kraft erfolgte mit Hilfe der am Rammgut angebrachten Dehnungsmessstreifen (vergleiche Abschnitt 5.1.2).

Die Aufnahme der Verschiebung wurde durch analoge Messuhren realisiert. Deren Werte wurden manuell abgelesen und protokolliert. Um unverfälschte Last-Verschiebungs-Werte zu bekommen wurde bei der Ablesung der Messuhren darauf geachtet, dass diese erst erfolgte nachdem die Verschiebungsgeschwindigkeit auf 0,01 mm/min zurückgegangen war.

### 5.4.3 Versuchsergebnisse

#### 5.4.3.1 Vibrationsrammungen

In Abbildung 5.32 sind die Ergebnisse der Last-Verschiebungs-Versuche in der Vergleichstiefe von 20 cm im feinen Boden dargestellt, Abbildung 5.33 zeigt die entsprechenden Resultate im groben Boden. In den Abbildungen ist die Grenzverschiebung  $s_g$  durch eine durchgezogene Linie markiert. Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen feinem und grobem Boden erkennbar: Im feinen Boden beträgt die Grenztragfähigkeit je nach Frequenz circa 6,5 bis 8 kN, wobei hier der Maximalwert von dem Versuch mit 20 Hz erreicht wird. Im groben Boden ist die Grenztragfähigkeit größer, sie liegt zwischen rund 10 und 11 kN. Auch hier trägt das Rammgut, das mit der niedrigsten Erregerfrequenz einvibriert wurde, die größte Last.

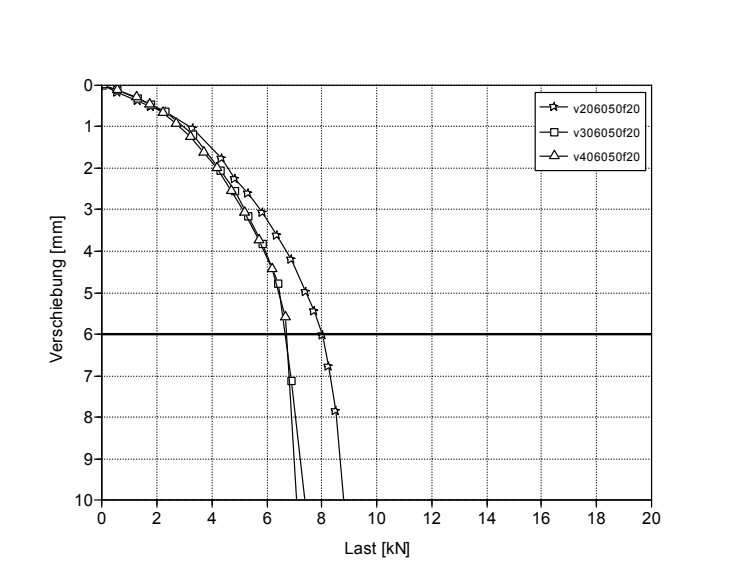


Abbildung 5.32: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 20$  cm, feiner Boden



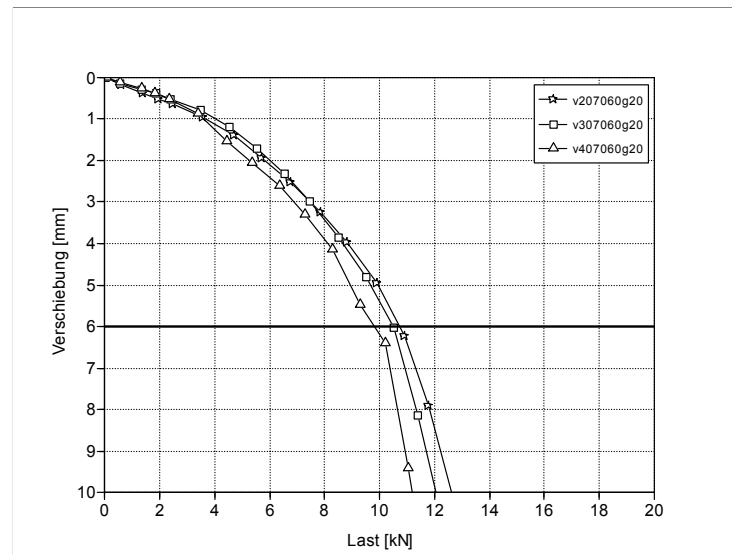
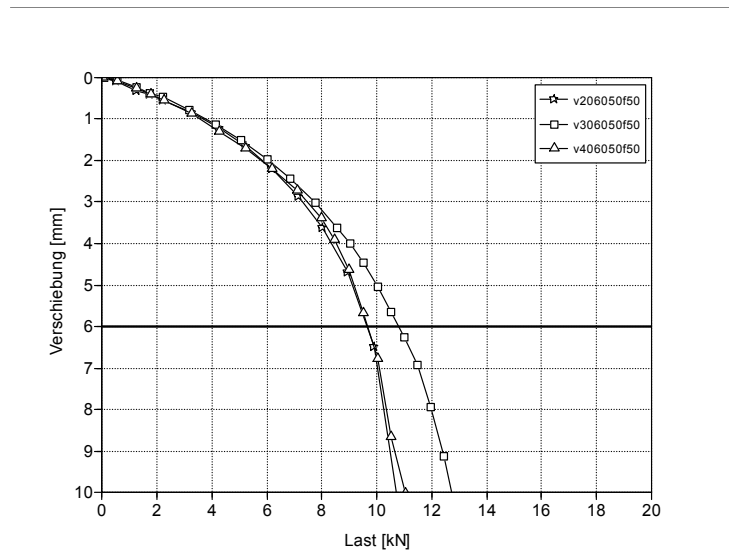
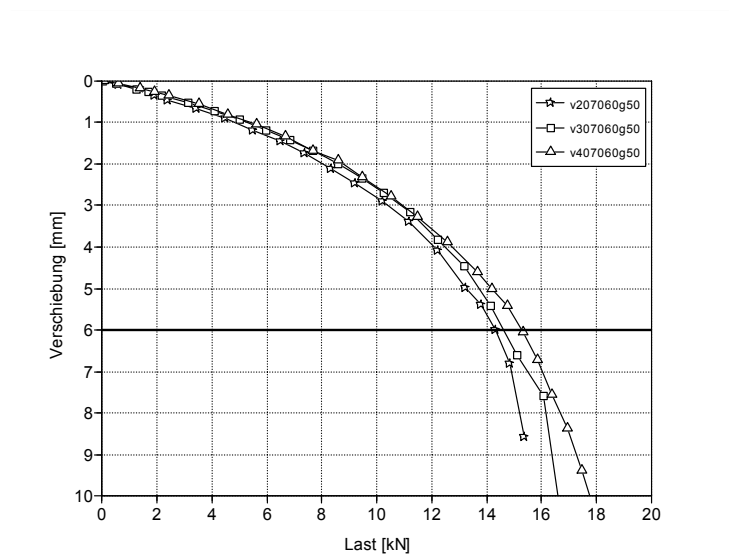


Abbildung 5.33: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 20$  cm, grober Boden

Mit zunehmender Tiefe steigt auch die Tragfähigkeit (siehe Abbildung 5.34 und Abbildung 5.35). Dies lässt sich zum einen durch die höhere Mantelreibung erklären, die bei den Versuchen in größerer Tiefe aufgrund der größeren Einbindefläche des Rammguts gegeben ist. Zum anderen steigt in dem homogenen Boden mit zunehmender Tiefe der Erddruck, was die Verdrängung des Bodens unter der Rammgutspitze erschwert.

Im feinen Boden (Vergleichstiefe 50 cm, siehe Abbildung 5.34) werden Grenztragfähigkeiten von etwa 9,5 bis 11 kN erreicht. Im Gegensatz zu den oben beschriebenen Versuchen in der Vergleichstiefe 20 cm, wird hier der Maximalwert von einem Versuch mit 30 Hz erzielt, also nicht bei der kleinsten Frequenz. Im groben Boden liegt die Grenztragfähigkeit zwischen ungefähr 14 kN bei 20 Hz und circa 15,5 kN bei 40 Hz.

Insgesamt ist über alle Versuche betrachtet keine signifikante Abhängigkeit von der Erregerfrequenz zu erkennen. Allerdings werden im groben Boden in entsprechender Vergleichstiefe höhere Tragfähigkeiten erzielt als im feinen Boden. Die Erklärung hierzu ist bei der Korngrößenverteilung zu suchen: Im feinen Boden ist die Umlagerung der Körner beim Last-Verschiebungs-Versuch einfacher möglich als im groben Boden, da die kleineren Körner sich untereinander weniger stark verhaken.

Abbildung 5.34: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 50$  cm, feiner BodenAbbildung 5.35: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 50$  cm, grober Boden

### 5.4.3.2 Schlagammungen

Abbildung 5.36 beziehungsweise Abbildung 5.37 zeigen die Ergebnisse der Last-Verschiebungs-Versuche der Schlagammungen in der Vergleichstiefe 20 cm im feinen beziehungsweise im groben Boden. Die Last-Verschiebungs-Kurven ähneln sich sehr stark, eine deutliche Abhängigkeit von der Bodenart ist nicht erkennbar. Sowohl im feinen als auch im groben Boden werden die Maximalwerte von ungefähr 6 kN von den Versuchen mit 45 cm Fallhöhe des Fallkörpers erreicht. Die Versuche mit der geringeren

Fallhöhe (35 cm) weisen etwas geringere Tragfähigkeiten auf, circa 4,5 kN im feinen beziehungsweise rund 5,5 kN im groben Boden.

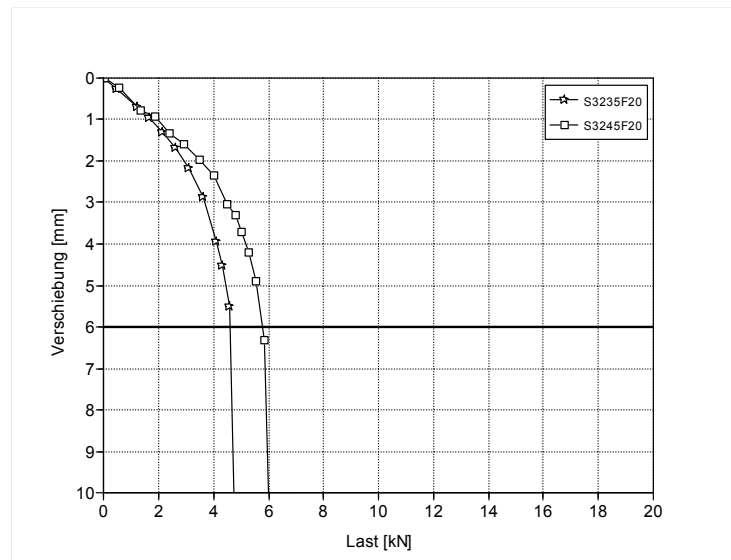


Abbildung 5.36: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 20$  cm, feiner Boden

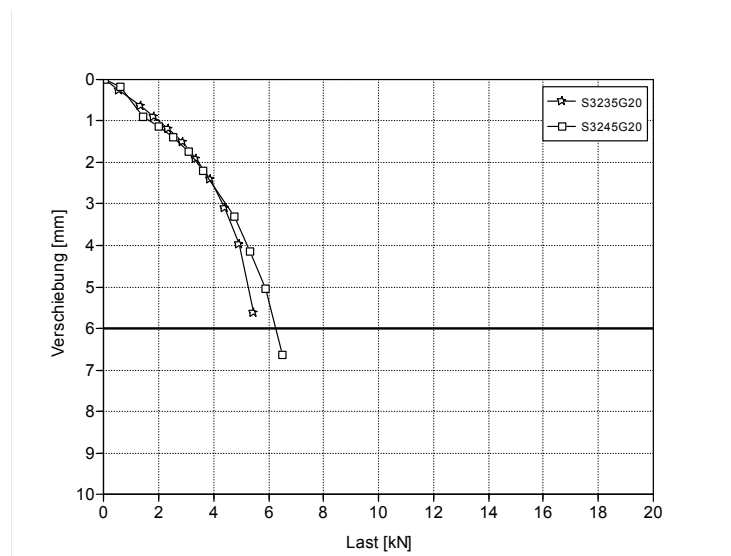


Abbildung 5.37: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 20$  cm, grober Boden

In größeren Vergleichstiefen (bereits ab 30 cm) sind deutliche Unterschiede zwischen den beiden Bodenarten ersichtlich. Abbildung 5.38 zeigt das Last-Verschiebungs-Diagramm für die Versuche in der Vergleichstiefe 50 cm im feinen Boden. Dabei wird der Maximalwert der Grenztragfähigkeit von etwa 8 kN bei dem Versuch mit 45 cm Fallhöhe erreicht. Bei 35 cm Fallhöhe liegt die Grenztragfähigkeit bei circa 7 kN. Im groben Boden werden nahezu doppelt so große Grenztragfähigkeiten erzielt (siehe Abbildung 5.39). Hier kommt Versuch S3245G50 (45 cm Fallhöhe) auf einen Wert von 13 kN, der entsprechende

Versuch mit 35 cm Fallhöhe erreicht die Grenzverschiebung bei einer Last von etwa 15 kN.

Betrachtet man alle Versuche, so ist keine allgemeine Abhängigkeit von der Fallhöhe zu erkennen. Die Bodenart hat jedoch einen Einfluss auf die Tragfähigkeit. Die Tragfähigkeit ist, ausgenommen in der Vergleichstiefe 20 cm, im groben Boden deutlich höher als im feinen Boden.

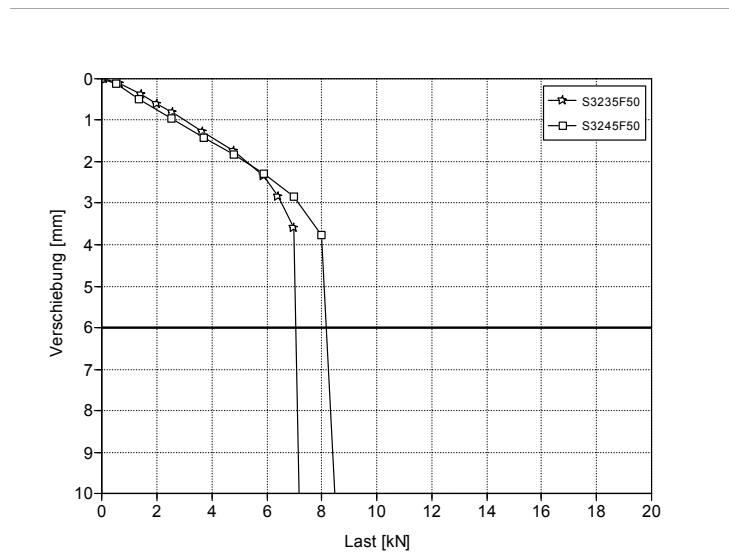


Abbildung 5.38: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 50$  cm, feiner Boden

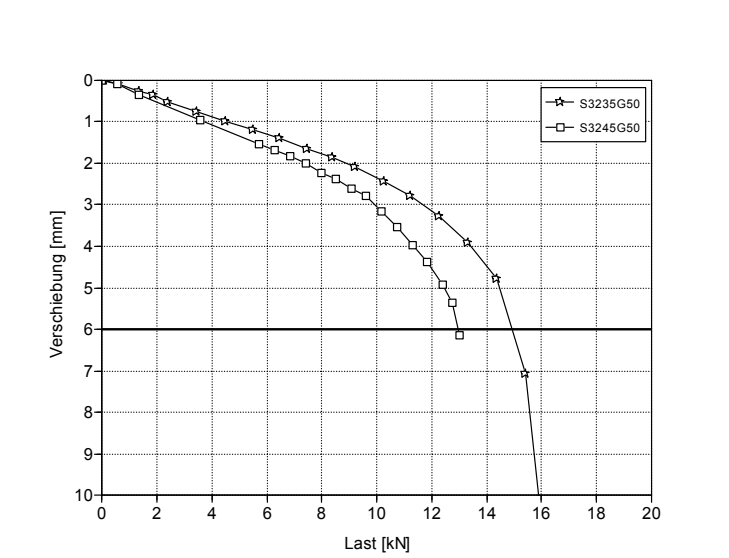


Abbildung 5.39: Last-Verschiebungs-Diagramm,  $z = 50$  cm, grober Boden

## 5.5 Vergleich

### 5.5.1 Energieverhältnis

In Kapitel 2 wird ein Modell vorgeschlagen, anhand dessen sich die Vibrationsrammung mit der Schlagrammung vergleichen lässt. Die Vergleichsgröße in dem Modell ist die spezifische Energie. Nach der detaillierten Betrachtung des Vibrationsrammprozesses in Kapitel 3 wird jenes Modell modifiziert indem beim Vibrationsrammen nicht mehr die spezifische Energie  $E_{V,0}$  als Vergleichsgröße herangezogen wird, sondern die spezifische Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$ . Somit ergibt sich das Energieverhältnis, welches in Abschnitt 2.2 definiert wird, in der modifizierten Form zu

$$\varepsilon = \frac{E_{VS,0}}{E_{S,0}} \quad [1]. \quad (5.9)$$

Bei der Berechnung des Energieverhältnisses  $\varepsilon$  werden die Daten der Versuchsreihe Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung betrachtet. Es werden jeweils der letzte Wert der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt der Vibrationsrammung  $E_{VS,0}$  und der erste Wert der spezifischen Energie der schlagenden Nachrammung  $E_{S,0}$  miteinander verglichen.

Die Ergebnisse sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Dabei sind jeweils die Mittelwerte aufgeführt, die eingezeichneten vertikalen Linien entsprechen der jeweiligen Standardabweichung.

Abbildung 5.40 zeigt das Energieverhältnis  $\varepsilon$  in Abhängigkeit der Erregerfrequenz für Versuche im feinen Boden. Hier nimmt das Energieverhältnis tendenziell mit steigender Frequenz ab. Bei 20 Hz beträgt der Mittelwert circa 0,57, bei 30 Hz rund 0,43. Noch etwas geringer, etwa 0,42, ist das Energieverhältnis bei Versuchen, die mit 40 Hz durchgeführt wurden. Bei der Erregerfrequenz 30 Hz ist eine große Standardabweichung (etwa 25 %) zu erkennen. Dies liegt zum einen an der geringen Anzahl der ausgeführten Versuche, zum anderen weisen die Werte der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt der Vibrationsrammungen  $E_{VS,0}$  noch deutliche Streuungen auf (vergleiche 5.2.3.4).

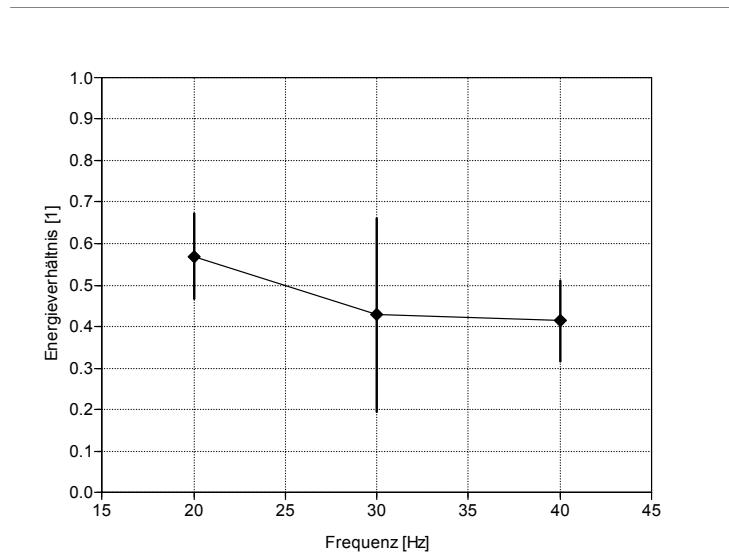


Abbildung 5.40: Energieverhältnis, feiner Boden

Die Ergebnisse der Versuche im groben Boden sind in Abbildung 5.41 dargestellt. Während das Energieverhältnis  $\varepsilon$  bei Versuchen mit 40 Hz im Mittel etwa den gleichen Wert hat wie im feinen Boden (circa 0,41), so sind bei den niedrigen Frequenzen deutliche Unterschiede erkennbar. Bei 20 Hz liegt der Mittelwert von  $\varepsilon$  bei rund 0,66, bei 30 Hz beträgt er etwa 0,18. Die Standardabweichung liegt bei allen Frequenzen zwischen 18 und 26 %. Der Grund für die deutlichen Unterschiede bei den niedrigen Frequenzen im Vergleich zu den Versuchen im feinen Boden kann der Einfluss des Versuchsbehältnisses sein, dies kann allerdings an dieser Stelle nur vermutet und nicht belegt werden.

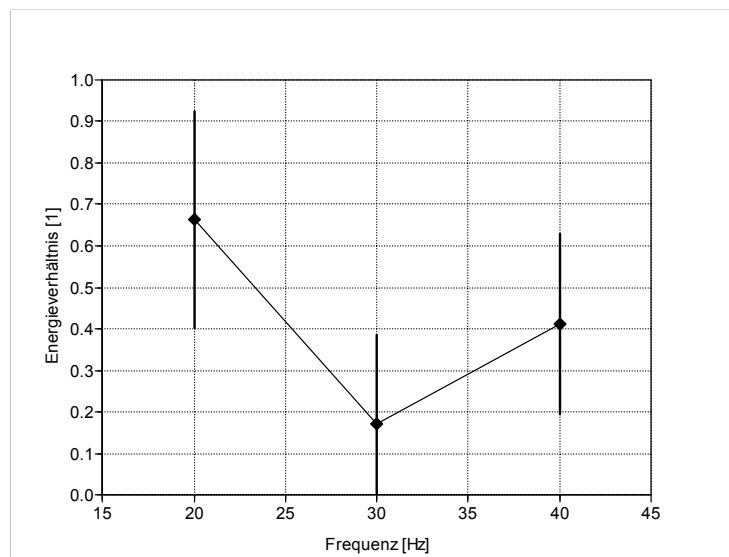


Abbildung 5.41: Energieverhältnis, grober Boden

## 5.6 Zusammenfassung

Bei den Vibrationsrammungen ist ein Unterschied zwischen feinem und grobem Boden erkennbar, die Werte der spezifischen Energie (Energie und Energie bei Spitzenkontakt) sind größer im groben Boden.

Die spezifische Energie bei Spitzenkontakt nimmt mit der Tiefe zu, jedoch sind im Bereich der maximalen Tiefen starke Streuungen zu beobachten. Diese Streuungen sind vermutlich auf Störungen durch Randeinflüsse des Versuchsbehältnisses zurückzuführen, da bei den maximal erzielten Rammtiefen nur noch ein relativ geringer Abstand zum Boden des Versuchsbehältnisses vorhanden war.

Der Anteil der spezifischen Energie mit Spitzenkontakt an der spezifischen Energie ist im feinen und im groben Boden tendenziell gleich groß.

Auch bei den Schlagrammungen ist ein Unterschied zwischen feinem und grobem Boden ersichtlich, im feinen Boden werden größere Eindringungen pro Schlag erzielt als im groben Boden. Bei den Nachrammungen ist keine Abhängigkeit von der Erregerfrequenz der Vibrationsrammungen erkennbar.

Die spezifische Energie ist im feinen Boden tendenziell geringer, sie nimmt in beiden Böden mit steigender Tiefe zu. Diese Zunahme der spezifischen Energie mit der Tiefe war so zu erwarten, denn mit wachsender Tiefe nimmt auch die im Boden eingebundene Fläche des Rammguts zu, so dass es zu einer Erhöhung des Mantelwiderstands aufgrund von Reibung kommt.

Die Last-Verschiebungs-Versuche wiesen deutlich größere Tragfähigkeiten der Rammgüter im groben Boden nach, sowohl beim Vibrations- als auch beim Schlagrammen.

Ein Einfluss der Erregerfrequenz der Vibrationsrammungen auf die Tragfähigkeit ist nicht erkennbar. Dies steht im Gegensatz zu HARTUNG [42], der bei vergleichbaren Erregerfrequenzen Unterschiede beobachtete.

Die Fallhöhe des Fallkörpers bei den Schlagrammungen hat keinen signifikanten Einfluss auf die Tragfähigkeit. So sind die Tragfähigkeiten bei unterschiedlichen Fallhöhen aber entsprechend gleichem Energieaufwand etwa gleich groß.

Die Tragfähigkeit vibrationsgerammter Rammgüter ist bei den durchgeführten Versuchen im feinen Boden größer als die der schlagend gerammten Rammgüter (in großer Tiefe

sogar deutlich). Im groben Boden sind die Tragfähigkeiten bei beiden Verfahren nahezu gleich groß.

Die in den Laborversuchen ermittelten Energieverhältnisse weisen teilweise sehr hohe Streuungen auf. Dennoch ist der Mittelwert in beiden Böden im Bereich der hohen Erregerfrequenz von 40 Hz nahezu gleich groß.

Die Laborversuche sollten zeigen, ob die Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen grundsätzlich möglich ist. Die Versuche haben gezeigt, dass die beim Vibrationsrammprozess in den Rammgutkopf eingebrachte Energie im laufenden Rammtrieb erfasst werden kann. Die Energie kann als Kenngröße für die Qualitätskontrolle vibrationsgerammter Rammgüter, ähnlich der Schlagzahl beim Schlagrammen, dienen. Des Weiteren ist es möglich, die dafür erforderlichen Daten im laufenden Vibrationsrammbetrieb zu erfassen, ohne das Rammgut mit Sensorik auszustatten.



## 6 Feldversuche

Nachdem in Kapitel 5 beschrieben wurde, wie die theoretischen Ansätze aus den Kapiteln 2 bis 4 anhand von Laborversuchen praktisch überprüft wurden, erfolgt nun der nächste Schritt: die Ausweitung auf großmaßstäbliche, in der Baupraxis tatsächlich verwendete Rammgeräte. Zu diesem Zweck wurden Rammungen mit einem Vibrator und einem Dieselmotor durchgeführt. Ziel war dabei die Erprobung des entwickelten Verfahrens im großen (realen) Maßstab, so dass die Möglichkeit der Abschätzung einer fiktiven Schlagzahl beim Vibrationsrammen und somit die Online-Qualitätskontrolle vibrationsgerammter Rammgüter nachgewiesen wird.

Die Feldversuche fanden auf dem Versuchsgelände des Instituts für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH) in Hochstetten in der Nähe von Karlsruhe statt.

### 6.1 Versuchsdurchführung

#### 6.1.1 Boden

Bei dem vorliegenden Boden auf dem Versuchsgelände handelt es sich um kiesigen Sand. Von DIERSSSEN [35] wurden Bohrprofile des Bodens entnommen, sie sind in Abbildung 6.1 dargestellt.

Neben den Bohrprofilen erfolgte die Dokumentation der vorherrschenden Bodenverhältnisse durch 15 Rammsondierungen mit einer leichten Rammsonde (DPL nach DIN EN ISO 22476-2 [32]). Die räumliche Lage der einzelnen Sondierungen ist in

Abbildung 6.7 ersichtlich. Abbildung 6.2 zeigt die Mittelwerte und die Standardabweichung aller Rammsondierungen. Bis in etwa 5 m Tiefe steigt der Mittelwert der Schlagzahl  $N_{10}$  an. Er fällt dann deutlich ab bis in eine Tiefe von circa 7 m, und steigt danach mit zunehmender Tiefe wieder an. Die hohen Werte der Schlagzahl in der Tiefe um 5 m sind auf die kiesige Zwischenschicht, die auch in den Bohrprofilen zu erkennen ist, zurückzuführen.

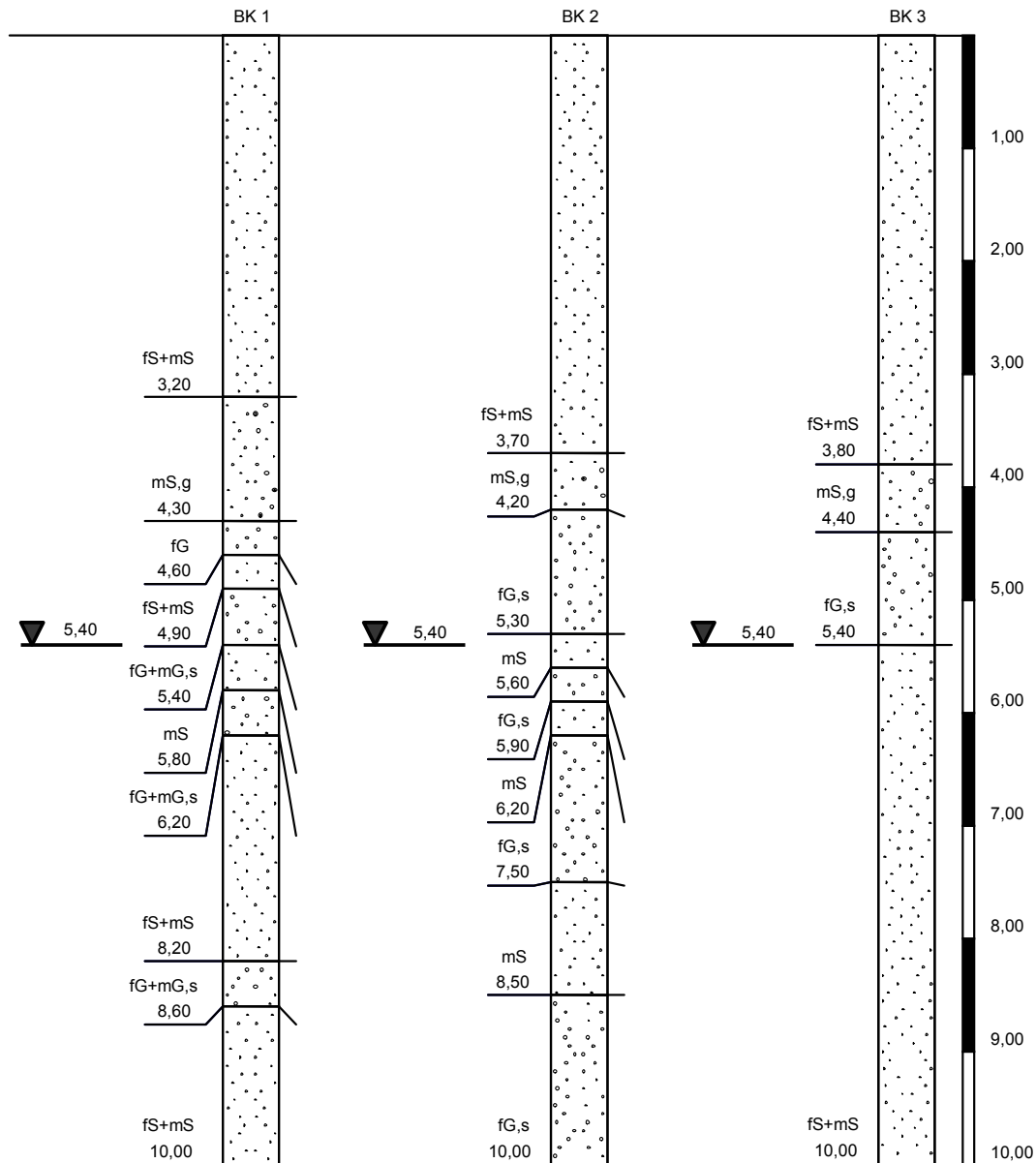


Abbildung 6.1: Bohrprofile Versuchsgelände Hochstetten (nach DIERSEN [35])

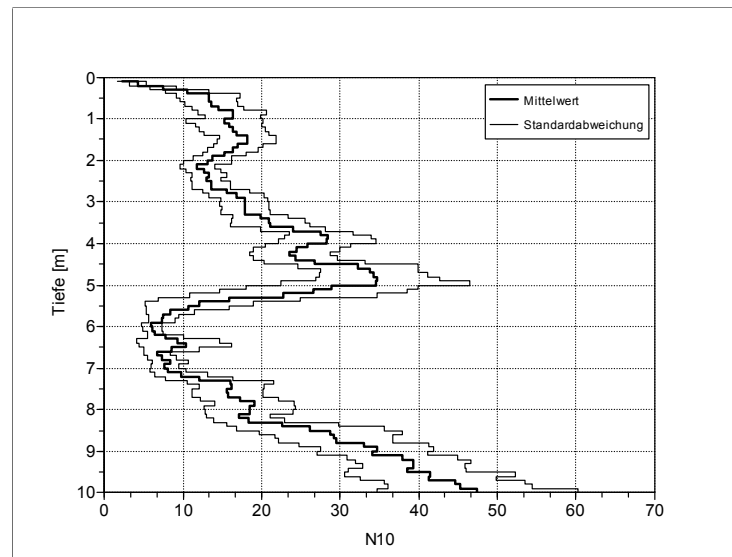


Abbildung 6.2: Rammsondierungen des Versuchsfelds

## 6.1.2 Rammgut

Bei den Feldversuchen kamen drei verschiedene Rammgüter zum Einsatz, Stahlprofile vom Typ PEINER PSp 370 [77] in den Längen 5,50 m, 7,50 m und 9,50 m. Die wichtigsten Kennwerte können Tabelle 6.1 entnommen werden, Abbildung 6.3 zeigt den Profilquerschnitt mit Bemaßung.

Tabelle 6.1: Rammgutkennwerte

Profiltyp	PEINER PSp 370
Werkstoff	S240GP
Länge	5,50 / 7,50 / 9,50 m
Masse	671 / 915 / 1159 kg

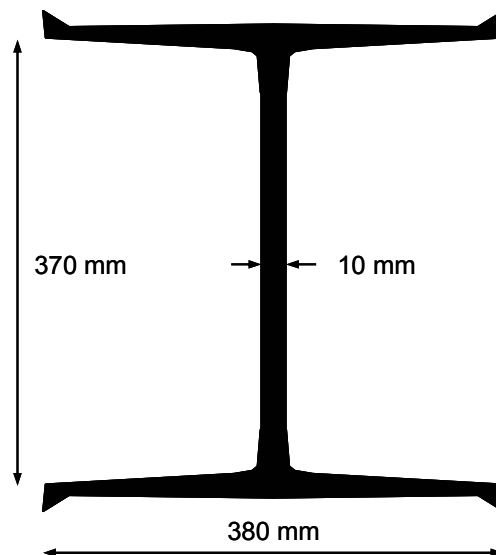


Abbildung 6.3: Profilquerschnitt PEINER PSp 370

### 6.1.3 Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm der Feldversuche bestand aus Vibrationsrammungen mit anschließenden schlagenden Nachrammungen und Schlagrammungen.

Die einvibrierten Rammgüter wurden über eine Tiefe von jeweils 1 m schlagend nachgerammt, um dadurch die Tragfähigkeit zu überprüfen. Ziel dabei war es, die beim Vibrationsrammen in den Rammgutkopf eingetragene Energie mit der beim Schlagrammen übertragenen Energie zu vergleichen. Die reinen Schlagrammungen dienten der Erfassung von Referenzdaten. Alle Schlagrammungen wurden mit derselben Einstellung der Kraftstoff-Regelpumpe (Regelstufe 4) ausgeführt.

Die Vibrationsrammungen wurden mit unterschiedlicher zusätzlicher Auflast durchgeführt. Die Tiefe variierte entsprechend der drei Rammgutlängen. Es wurden drei verschiedene Erregerfrequenzen getestet: 25 Hz, 30 Hz und rund 40 Hz. Zu Beginn der Versuche war als niedrigste Frequenz 20 Hz anstelle von 25 Hz vorgesehen, allerdings konnte bei einigen Rammungen die Solltiefe nicht erreicht werden, so dass die Frequenz auf 25 Hz erhöht wurde. Zur Sicherheit erfolgten die Versuche je zweimal. Darüber hinaus wurden die langen Rammgüter (9,50 m) mit allen drei Erregerfrequenzen mit verringertem statischen Moment (je 50 % und 75 %) einvibriert und anschließend nachgeschlagen.

Die schlagenden Referenzrammungen erfolgten je zweimal für jede Rammgutlänge.

Insgesamt ergab sich durch die Variation der verschiedenen Parameter eine Anzahl von 42 Vibrationsrammungen mit anschließenden schlagenden Nachrammungen und 6 Schlagrammungen.

Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 geben eine Übersicht über alle durchgeführten Versuche.

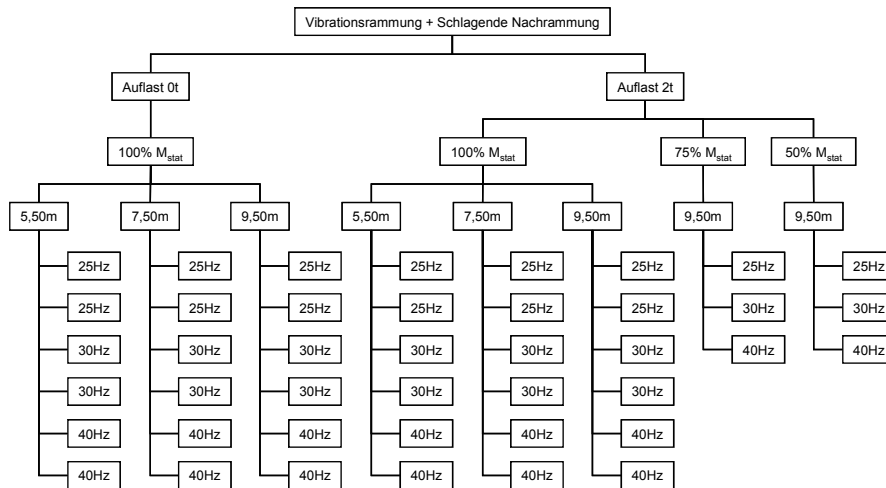


Abbildung 6.4: Versuchsprogramm Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung

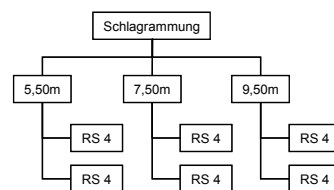


Abbildung 6.5: Versuchsprogramm Schlagrammung

Wie auch schon die Laborversuche zuvor, erhielten die Feldversuche eindeutige Bezeichnungen, welche Angaben über die verwendeten Rammparameter enthalten.

Versuche der Reihe *Vibrationsrammung mit schlagender Nachrammung* enthalten als Bezeichnung eine Zeichenfolge mit Angaben über die Art der Rammung, die Vergleichstiefe, die Erregerfrequenz, die zusätzliche Auflast und die Nummerierung des Versuchs. Bei Versuchen mit verringertem statischen Moment steht anstelle der Nummerierung das statische Moment (in Prozent des maximal möglichen statischen Moments).

Die Bezeichnung der Versuchsreihe *Schlagrammung* enthält Angaben über die Art der Rammung, die Vergleichstiefe und die Nummerierung.

Zum besseren Verständnis sind nachfolgend einige Beispiele aufgeführt:

- 1.) Versuch V-6-40-0-1:
  - Vibrationsrammung
  - 6 m Vergleichstiefe
  - 40 Hz Erregerfrequenz
  - 0 kg zusätzliche Auflast
  - Versuch 1
  
- 2.) Versuch N-6-40-0-1: schlagende Nachrammung des Versuchs aus Beispiel 1.)
  
- 3.) Versuch MV-8-30-2-75:
  - Vibrationsrammung
  - 8 m Vergleichstiefe
  - 30 Hz Erregerfrequenz
  - 2000 kg zusätzliche Auflast
  - 75 % des maximal möglichen statischen Moments
  
- 4.) Versuch MN-8-30-2-75: schlagende Nachrammung des Versuchs aus Beispiel 3.)
  
- 5.) Versuch S-4-2:
  - Schlagrammung
  - 4 m Vergleichstiefe
  - Versuch 2

### **6.1.4 Versuchsanordnung**

Um eine gegenseitige Beeinflussung der Rammgüter (speziell der Tragfähigkeit) durch Verdichtungs- und Verdrängungswirkung beim Einbringen zu vermeiden wurden die Abstände der einzelnen Versuche gemäß DIN 4026 [24] festgelegt. Demnach muss der Mindestabstand sehr eng stehender Rammgüter mindestens drei Mal so groß wie der Rammgutdurchmesser sein und mindestens 1 m plus Rammgutdurchmesser entsprechen. Für die PEINER PSp 370-Profile ergibt sich daher rechnerisch ein Mindestabstand von

rund 1,60 m. Der Abstand wurde bei den Versuchen großzügig gewählt, Abbildung 6.6 zeigt schematisch die Abstände der Rammungen.

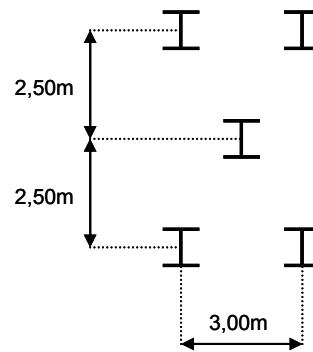


Abbildung 6.6: Rammgutabstände

In Abbildung 6.7 ist die räumliche Anordnung aller durchgeführten Versuche auf dem Versuchsfeld in Hochstetten dargestellt. Die Bezeichnung der einzelnen Versuche ist in der Zeichnung sowohl in der in 6.1.3 beschriebenen Form abgedruckt, als auch in der, während der Durchführung verwendeten, simplen Nummerierungsform. Versuche, die aufgrund von unterschiedlichen Problemen wiederholt wurden, sind in Abbildung 6.7 mit einem „W“ gekennzeichnet, bei mehrmaliger Wiederholung entsprechend mehrfach. Die Anordnung der Rammsondierungen (siehe auch 6.1.1) ist aus der Abbildung ebenfalls ersichtlich, sie sind mit der Bezeichnung „RS“ und fortlaufender Nummerierung gekennzeichnet.

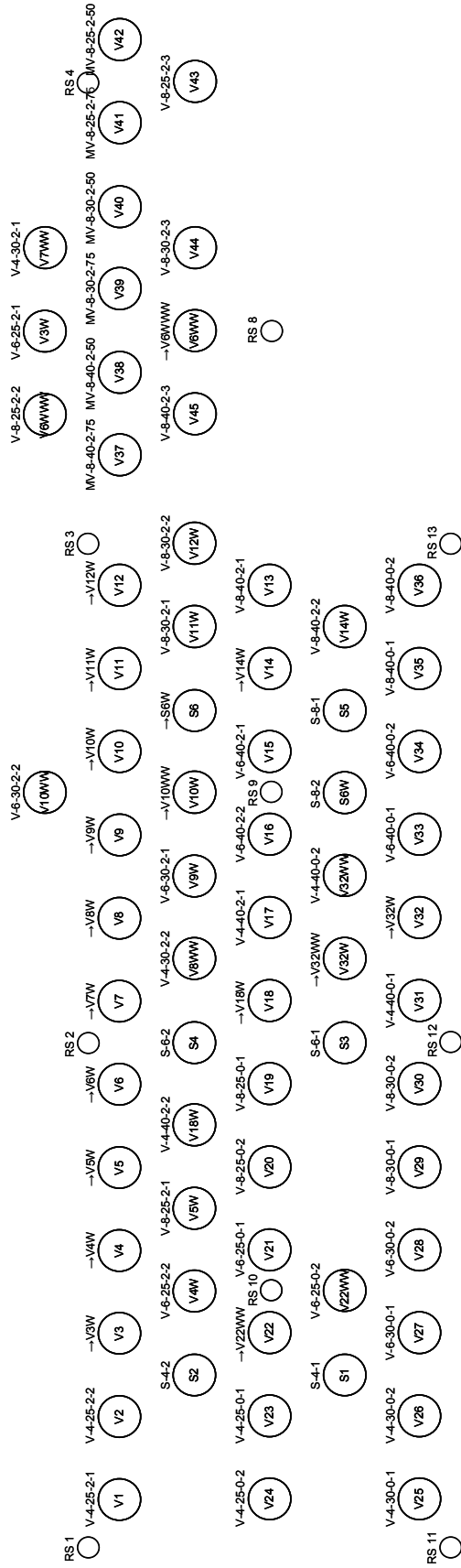


Abbildung 6.7: Versuchsanordnung



## 6.2 Vibrationsrammungen

### 6.2.1 Vibrator MÜLLER MS-10 HFV

Die Vibrationsrammungen wurden mit einem MÜLLER-Vibrator vom Typ MS-10 HFV [78] durchgeführt. Der hydraulisch angetriebene Vibrator, der in Kombination mit einem Autokran freireitend eingesetzt wurde (siehe Abbildung 6.8), arbeitet in einem Erregerfrequenzbereich von maximal 39,3 Hz. Das statische Moment lässt sich stufenlos verstellen bis zu dem Maximalwert von 10 kgm. Der Vibrator kann eine maximale Erregerkraft von circa 610 kN erzeugen, Abbildung 6.9 stellt den Verlauf der Erregerkraftamplitude in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz dar. Das Aufbringen der zusätzlichen Auflast erfolgt durch das Anschrauben von Lastplatten am Federjoch. Die technischen Daten des Vibrators können Tabelle 6.2 entnommen werden.

Tabelle 6.2: Technische Daten MÜLLER MS-10 HFV

Erregerkraft $F_e$	0 - 610 kN
Statisches Moment $M_{stat}$	0 - 10 kgm
Erregerfrequenz $f$	0 - 39,3 Hz
Zusätzliche Auflast $F_a$	0 / 2000 kg
Dynamische Masse $m_{dyn}$	1700 kg
Betriebsdruck $p_V$ (max.)	350 bar
Antriebsleistung (max.)	203 kW



Abbildung 6.8: MÜLLER MS-10 HFV an Autokran

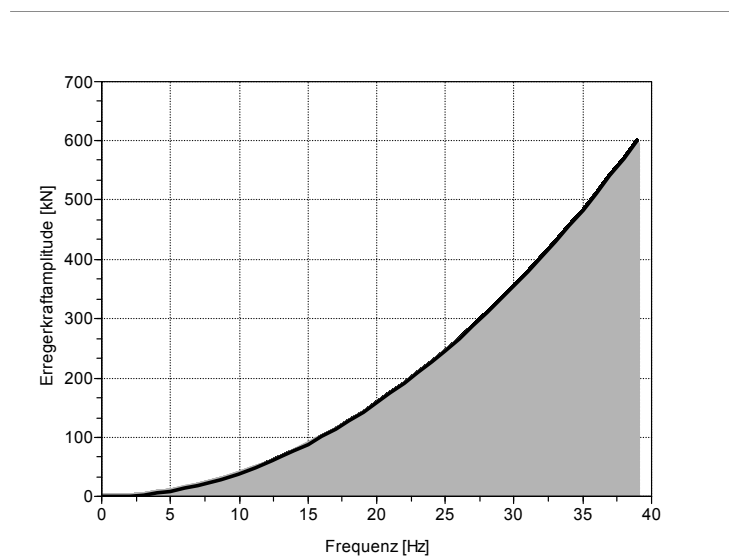


Abbildung 6.9: Erregerkraftamplitude MÜLLER MS-10 HFV

## 6.2.2 Messgrößen

Im Gegensatz zu den Laborversuchen wurde bei den Feldversuchen keinerlei Sensorik am Rammgut angebracht. Die Kraftmessung erfolgte mittels Dehnmessstreifen, die zwischen Erregerzelle und Spannzange angebracht waren (entsprechend Abbildung 3.1b). Zur Messung der Beschleunigung wurde auf der Erregerzelle ein

Beschleunigungsaufnehmer angebracht. Die Aufzeichnung der globalen Position der Erregerzelle wurde durch einen Seilzugwegaufnehmer realisiert, welcher am Ausleger des Autokrans angebracht war. Das statische Moment und die Erregerfrequenz wurden mit Hilfe von Impulsgebern ermittelt. Dies geschah prinzipiell wie bei den Laborversuchen, was in Abschnitt 5.2.2 beschrieben ist. Darüber hinaus wurde der Betriebsdruck des Hydrauliköls an der Pumpe des Antriebsaggregats gemessen. Grund hierfür war, dass die Erfassung des Öldrucks in der Praxis bereits häufig realisiert wird<sup>1</sup> und man sich bei den Planungen im Vorfeld der Versuche erhoffte, eine Methode zur Abschätzung der Tragfähigkeit mit Hilfe des Öldrucks als Kenngröße zu entwickeln. Allerdings ließ sich anhand des Öldrucks keine Abhängigkeit von der Rammguttragfähigkeit erkennen.<sup>2</sup>

Wie auch schon bei den Laborversuchen zuvor, wurden die Messwerte (Abtastfrequenz: 3000 Hz) von Kraft und Beschleunigung jede Sekunde jeweils über die Dauer von zwei Erregerperioden aufgezeichnet. Tabelle 6.3 gibt einen Überblick über alle Messgrößen und die dazugehörigen Messfrequenzen.

Tabelle 6.3: Messgrößen und Messfrequenzen

Kraft $F_m$	2 Perioden mit 3000 Hz pro Sekunde
Beschleunigung $\ddot{x}$	2 Perioden mit 3000 Hz pro Sekunde
Globale Position $y$	1 Wert pro Sekunde
Unwuchtimpulse	1 Wert pro Umdrehung
Betriebsdruck $p_V$	1 Wert pro Sekunde

<sup>1</sup> Gemäß DIN EN 12699 [31] wird empfohlen im Rahmen der Erstellung von Herstellberichten die Leistungsaufnahme des Vibrators aufzuzeichnen. Im Falle von hydraulisch betriebenen Vibratoren wird die Leistungsaufnahme anhand des Öldrucks berechnet.

<sup>2</sup> Durch die Messung des Öldrucks an der Pumpe des Antriebsaggregats anstelle am Motor des Vibrators konnten auftretende Druckverluste in der mehrere Dutzend Meter langen Hydraulik-Schlauchleitung nicht erfasst werden. Ob sich bei einer Messung direkt am Motor aussagekräftigere Werte des Öldrucks ergeben hätten bleibt lediglich zu vermuten.

Zur Erfassung sämtlicher Messgrößen wurde eine spezielle Messwerterfassungs- und Auswertungseinheit (MEA) entwickelt (Abbildung 6.10). Dieser baustellentaugliche Computer basiert auf PC/104-Hardware [56] und dem Betriebssystem LINUX, erweitert durch die Echtzeitanwendung RTAI [34] und die Messkartenansteuerung COMEDI [15]. Die Aufzeichnung und Visualisierung der Messdaten erfolgte auf einem separaten Computer mit Hilfe der, ebenfalls speziell entwickelten, Visualisierungs- und Archivierungseinheit (V&A). Die Kommunikation zwischen MEA und V&A wurde mittels einer TCP/IP-Verbindung unter Verwendung von SOAP<sup>3</sup> [41] realisiert. Abbildung 6.11 zeigt einen Screenshot der Visualisierungs- und Archivierungseinheit.

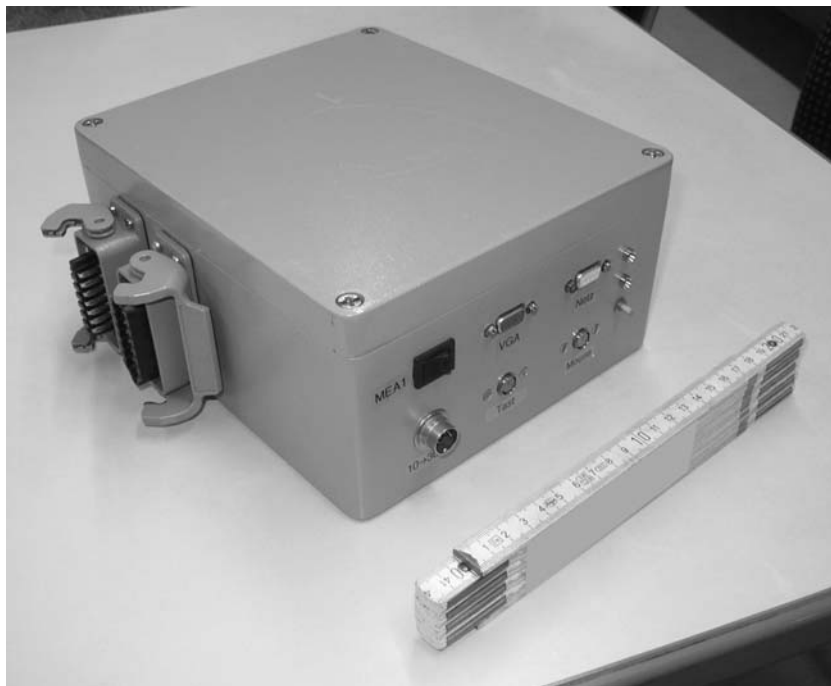


Abbildung 6.10: Messwerterfassungs- und Auswertungseinheit

---

<sup>3</sup> Simple Object Access Protocol

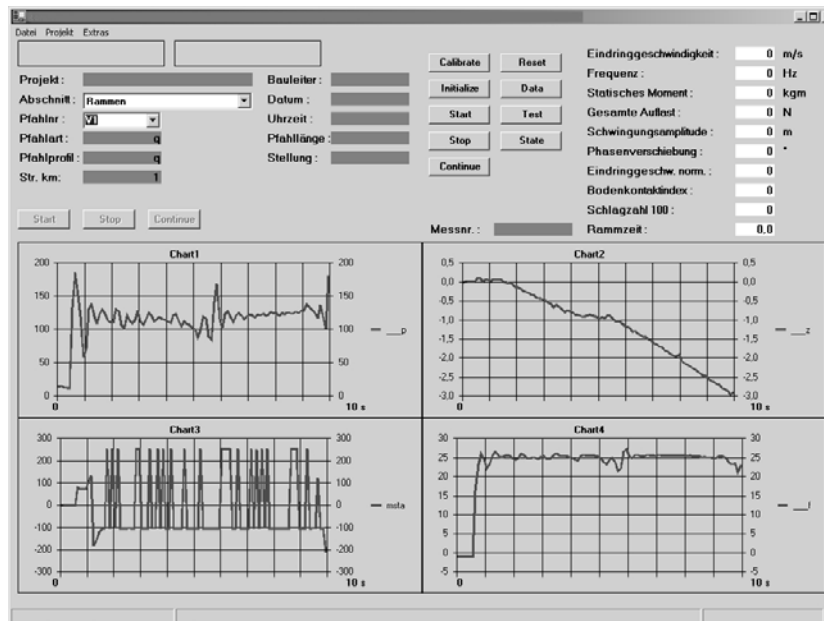


Abbildung 6.11: Screenshot der Visualisierungs- und Archivierungseinheit

## 6.2.3 Versuchsergebnisse

Hinweis: Wie schon bei der Darstellung der Ergebnisse der Laborversuche im vorherigen Kapitel wurden auch hier in den folgenden Diagrammen einheitliche Symbole zur besseren Unterscheidung von Versuchen mit unterschiedlichen Erregerfrequenzen gewählt. Versuche mit der Erregerfrequenz von 25 Hz sind stets durch einen Kreis, Versuche mit 30 Hz durch ein Quadrat, und Versuche mit 40 Hz durch ein Dreieck gekennzeichnet.

### 6.2.3.1 Bodenreaktionskraft

In den folgenden Abbildungen sind beispielhaft drei Verläufe der Bodenreaktionskraft bei Vibrationsrammungen mit unterschiedlichen Rammparametern dargestellt. Zur besseren Anschauung des Bewegungsverlaufs des Rammguts wurden in Abbildung 6.12 Richtungspfeile eingefügt.

Abbildung 6.12 zeigt den Verlauf in der 56. Sekunde des Versuchs V-8-25-2-2. Das 9,5 m lange Rammgut wurde mit einer Erregerfrequenz von 25 Hz eingerammt und hat zu dem dargestellten Zeitpunkt rund 7,81 m Tiefe erreicht. Der typische Kraft-Weg-Verlauf (vergleiche Abschnitt 3.5.1) ist erkennbar, wenn auch nicht in der ausgeprägten Form wie bei den Laborversuchen (siehe 5.2.3.1): Nach Erreichen des unteren Umkehrpunktes bei maximaler Bodenreaktionskraft erfolgt die Bewegungsumkehr und das Rammgut wird aus

dem Boden gezogen. Dabei fällt die Kraft bis unter die Nulllinie ab. Dies bedeutet, dass zwischen Rammgutspitze und Boden kein Kontakt mehr besteht. Sobald dann der obere Umkehrpunkt durchlaufen wird und sich das Rammgut erneut abwärts bewegt, bekommt die Rammgutspitze Bodenkontakt und die Bodenreaktionskraft steigt an bis zum unteren Umkehrpunkt, ab dem eine neue Erregerperiode beginnt.

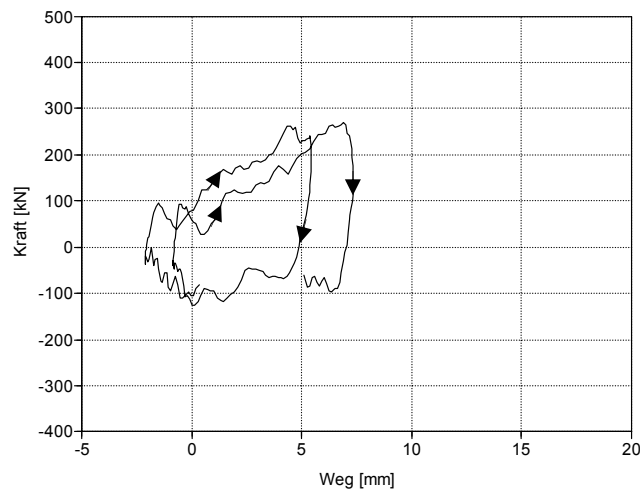
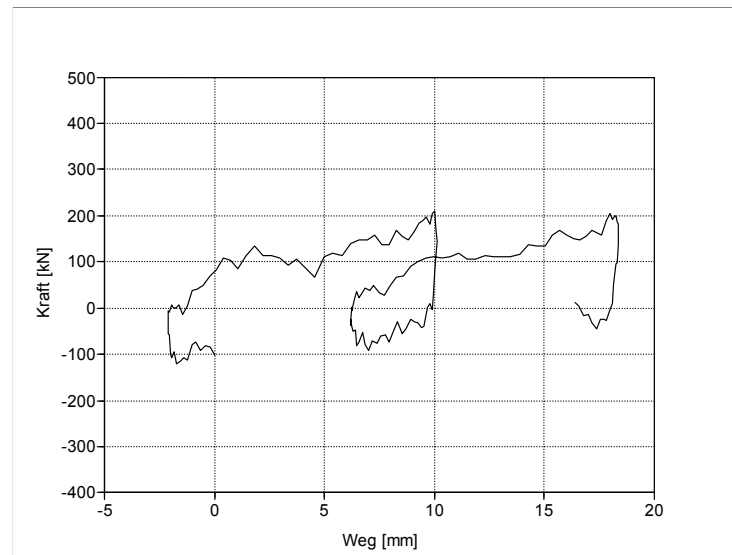
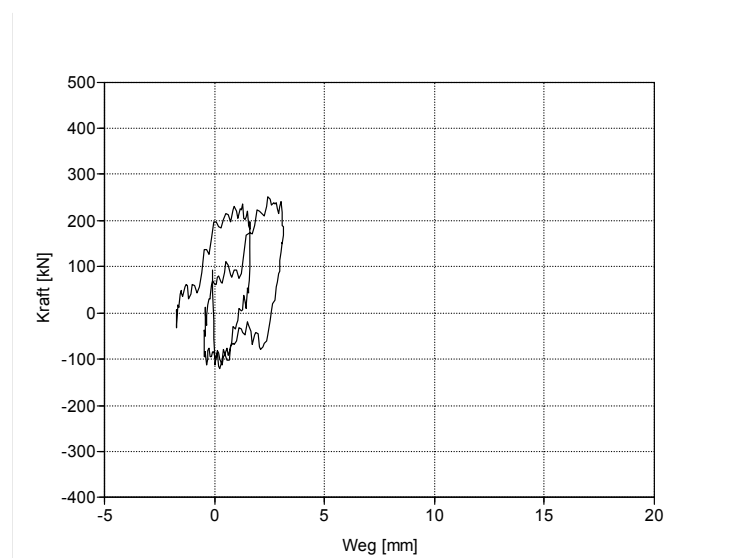


Abbildung 6.12: Bodenreaktionskraft V-8-25-2-2,  $t = 56$  s,  $z = 7,81$  m

Zum Vergleich mit dem eben beschriebenen Versuch ist in Abbildung 6.13 eine Vibrationsrammung mit einem kurzen Rammgut (5,5 m) und der höchsten Erregerfrequenz von 40 Hz dargestellt. Es ist sofort ersichtlich, dass in Abbildung 6.13 zu dem aufgeführten Zeitpunkt eine erheblich größere irreversible Eindringung pro Erregerperiode erzielt wird als in Abbildung 6.12. Die maximale Bodenreaktionskraft ist niedriger (rund 200 kN anstatt etwa 260 kN). Dies lässt sich durch mehrere Faktoren erklären. Zum einen ist das Rammgut aus V-4-40-2-2 kürzer und somit auch deutlich leichter als bei V-8-25-2-2. Dadurch, und aufgrund der geringeren Einbindelänge des Rammguts, lässt sich eine größere Amplitude erreichen, was zu der größeren irreversiblen Eindringung führt. Zum anderen wird durch die höhere Erregerfrequenz das Korngerüst des Bodens leichter umgelagert, was die Eindringung des Rammguts erleichtert.

Abbildung 6.13: Bodenreaktionskraft V-4-40-2-2,  $t = 5$  s,  $z = 4,02$  m

Eine, im Vergleich zu zuvor aufgezeigten Versuchen, sehr geringe irreversible Eindringung wird bei Versuch MV-8-30-2-50 erreicht (siehe Abbildung 6.14). Hier wurde das Rammgut mit einer Erregerfrequenz von 30 Hz und 50 % statischem Moment, also 5 kgm, einvibriert. Zum dargestellten Zeitpunkt befindet sich die Rammgutspitze in rund 7,81 m Tiefe, sie benötigte zum Erreichen dieses Punkts eine Zeit von 139 s. Die geringe Eindringung lässt sich durch das verminderte statische Moment und die lange Einbindetiefe erklären. Entsprechend langsam ist somit auch die Eindringgeschwindigkeit. Insgesamt ist bei allen durchgeführten Versuchen der typische Kraft-Weg-Verlauf erkennbar. Es findet stets die Bewegungsumkehr und die vollständige Entspannung statt, somit liegt immer langsames Vibrationsrammen vor.

Abbildung 6.14: Bodenreaktionskraft MV-8-30-2-50,  $t = 139$  s,  $z = 7,81$  m

### 6.2.3.2 Eindringgeschwindigkeit

Durch den Einsatz eines freireitenden Vibrators war es zunächst erforderlich, das Rammgut auf eine bestimmte Einbindetiefe am Seil des Autokrans hängend einzubringen. Diese Einbindetiefe beträgt bei den kurzen Rammgütern etwa 2,50 m, bei den mittleren rund 3,00 m und bei den langen Rammgütern circa 3,50 m. Nachdem das Rammgut ausgerichtet wurde, konnte es dann unter schlaffem Seil<sup>4</sup> tatsächlich freireitend auf die Solltiefe gerammt werden. Deshalb sind in den folgenden Abbildungen die Werte erst ab dem Punkt dargestellt, an dem das Rammgut wirklich freireitend einvibriert wurde.

Abbildung 6.15 zeigt den Verlauf der globalen Eindringgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Tiefe für Versuche mit langem Rammgut (9,50 m) ohne zusätzliche Auflast. Die Geschwindigkeit nimmt bis in etwa 5 m Tiefe, wo sich die Kiesschicht befindet, ab und beginnt danach anzusteigen, bei den Versuchen mit 40 Hz ist der Anstieg deutlich stärker ausgeprägt. Mit zunehmender Tiefe geht die Eindringgeschwindigkeit dann bis zum Erreichen der Tiefe von rund 8 m zurück. Es ist eine Abhängigkeit der Eindringgeschwindigkeit von der Erregerfrequenz erkennbar, je höher die Frequenz, desto schneller dringt das Rammgut in den Boden ein. So ergibt sich in etwa 6,50 m Tiefe für die Rammungen mit 25 Hz eine globale Eindringgeschwindigkeit von rund 0,055 m/s, die Versuche mit 40 Hz weisen in dieser Tiefe eine Geschwindigkeit von bis zu 0,24 m/s auf.

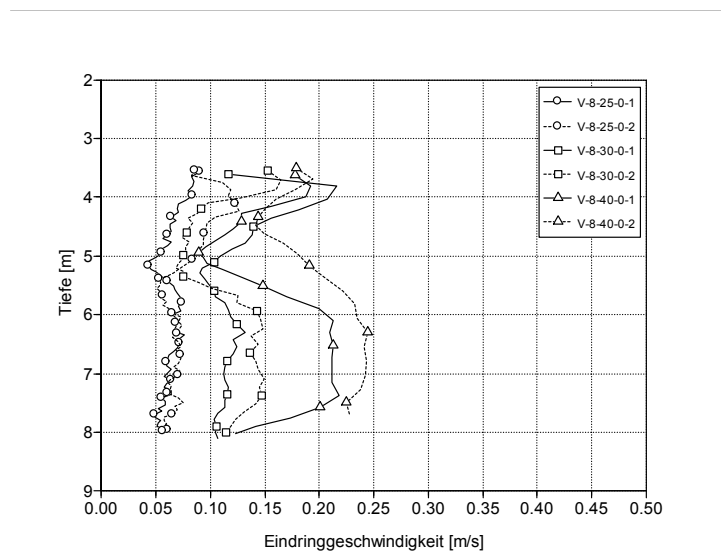


Abbildung 6.15: Eindringgeschwindigkeit, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

<sup>4</sup> In der Praxis wird hierfür der Begriff „Schlappseil“ verwendet.



In Abbildung 6.16 sind die Geschwindigkeitsverläufe für die Rammungen der langen Rammgüter mit einer zusätzlichen Auflast von 2 t dargestellt. Diese entsprechen weitestgehend den Verläufen der oben beschriebenen Versuche ohne zusätzliche Auflast, jedoch ist die globale Eindringgeschwindigkeit bei den Versuchen mit zusätzlicher Auflast etwas größer.

Über alle Versuche betrachtet lassen sich die oben aufgeführten Beobachtungen bestätigen: je höher die Erregerfrequenz, desto größer ist die globale Eindringgeschwindigkeit. Die zusätzliche Auflast von 2 t bewirkt obendrein eine Steigerung der globalen Eindringgeschwindigkeit.

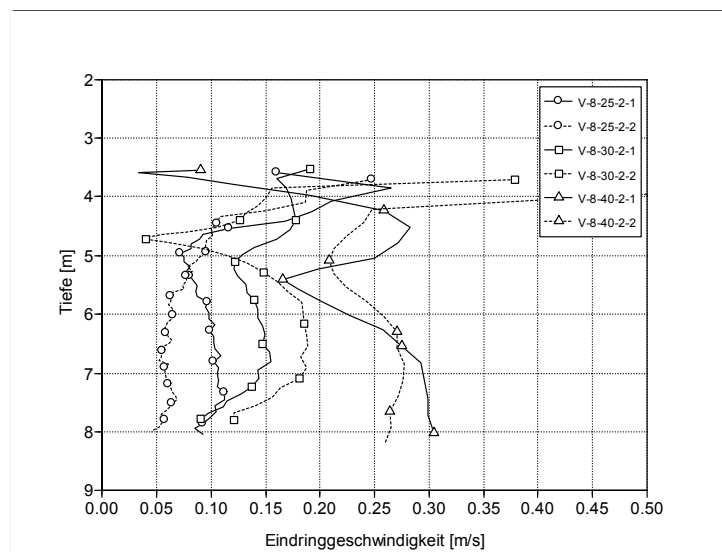


Abbildung 6.16: Eindringgeschwindigkeit, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 2 t

### 6.2.3.3 Spezifische Energie

Die Kurven der folgenden Abbildungen wurden der besseren Übersicht wegen mit der Methode des gleitenden Mittelwerts<sup>5</sup> (zum Beispiel nach BAMBERG & BAUR [5]) über 5 Werte geglättet.

In Abbildung 6.17 ist der Verlauf der spezifischen Energie über die Tiefe von Versuchen mit dem 9,50 m langen Rammgut ohne zusätzliche Auflast dargestellt. Bei der Betrachtung fällt sofort die große Bandbreite der Werte auf. So werden in der Vergleichstiefe von etwa 8 m von den Rammungen mit 40 Hz die niedrigsten Werte von rund 200 kNm/m erreicht.

<sup>5</sup> Es existiert auch die Bezeichnung „gleitender Durchschnitt“.

Demgegenüber stehen Werte von bis zu 700 kNm/m bei einem Versuch, der mit 25 Hz einvibriert wurde. Tendenziell steigt die spezifische Energie mit zunehmender Tiefe an, wobei in rund 5 m Tiefe deutliche Spitzen im Kurvenverlauf erkennbar sind. Dies lässt sich mit der verringerten Eindringgeschwindigkeit in dieser Tiefe erklären, welche sich beim Auftreffen auf die Kiesschicht einstellt.

Die in Abbildung 6.18 aufgezeigte spezifische Energie der entsprechenden Versuche mit zusätzlicher Auflast von 2 t weist ebenso sehr starke Streuungen im Kurvenverlauf auf. Auch hier ist die spezifische Energie der Rammungen mit hoher Frequenz kleiner als bei Versuchen mit niedriger Frequenz. Der Maximalwert wird bei Versuch V-8-25-2-2 mit rund 900 kNm/m in 8 m Tiefe erreicht.

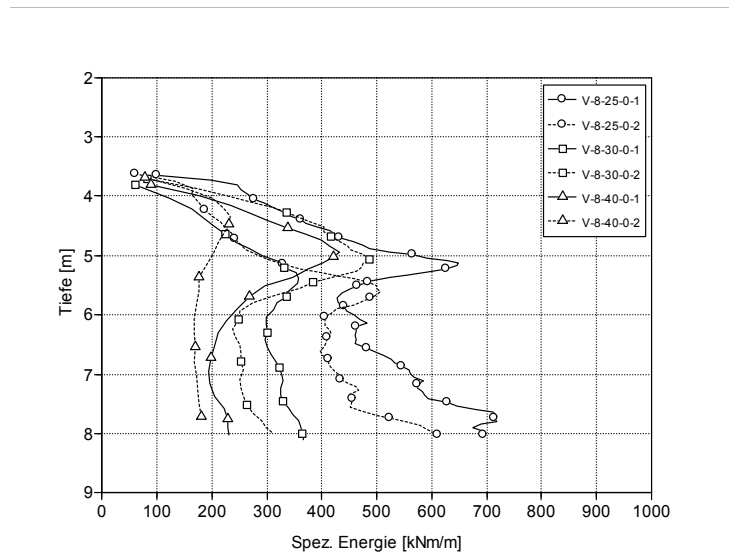


Abbildung 6.17: Spezifische Energie, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

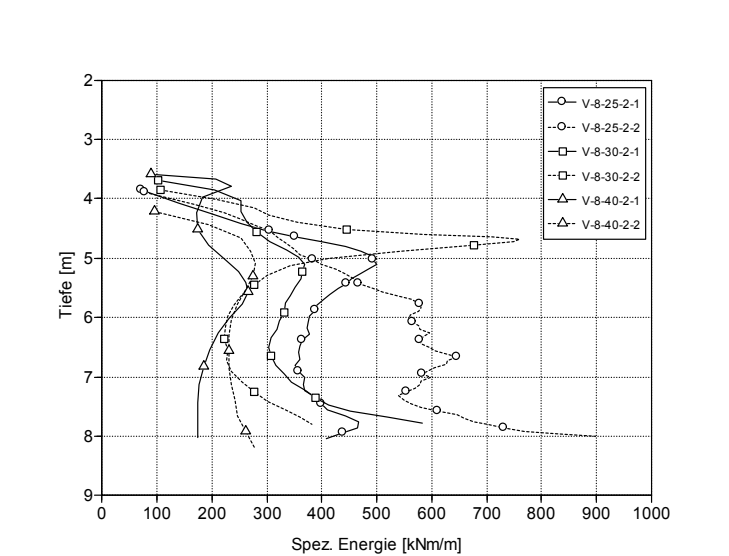


Abbildung 6.18: Spezifische Energie, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 2 t

### 6.2.3.4 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt

Die folgenden Abbildungen zeigen den Verlauf der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt in Abhängigkeit von der Tiefe. Für den einfacheren Vergleich mit der spezifischen Energie aus dem vorherigen Abschnitt wurde bei den Diagrammen der gleiche Wertebereich gewählt. Ebenso sind wieder beispielhaft die Versuchsergebnisse der langen Rammgüter dargestellt, die tendenziell auch die Ergebnisse der Rammungen mit den kürzeren Rammgütern widerspiegeln.

Abbildung 6.19 zeigt die Ergebnisse der Vibrationsrammungen ohne die zusätzliche Auflast. Es ist sofort ersichtlich, dass die Streuung der Werte der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt deutlich geringer ist als bei der spezifischen Energie. Der gesamte Kurvenverlauf der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt ist glatter als der der spezifischen Energie. Die spezifische Energie bei Spitzenkontakt steigt mit zunehmender Tiefe an. Wie schon bei der spezifischen Energie zuvor ist auch hier ein Unterschied zwischen den beiden Auflasteinstellungen zu erkennen, bei größerer zusätzlicher Auflast ist auch die spezifische Energie bei Spitzenkontakt größer (siehe Abbildung 6.20). Dies lässt sich dadurch erklären, dass die zusätzliche Auflast als statischer Kraftanteil bei der Berechnung der spezifischen Energie konstant bleibt, sowohl bei der spezifischen Energie als auch bei der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt.

Auch bei der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt ist ein geringer Einfluss der Erregerfrequenz erkennbar, zumindest in größeren Tiefen. Versuche, die mit 40 Hz einvibriert wurden, weisen geringere Werte auf als Rammungen mit den niedrigeren Frequenzen.

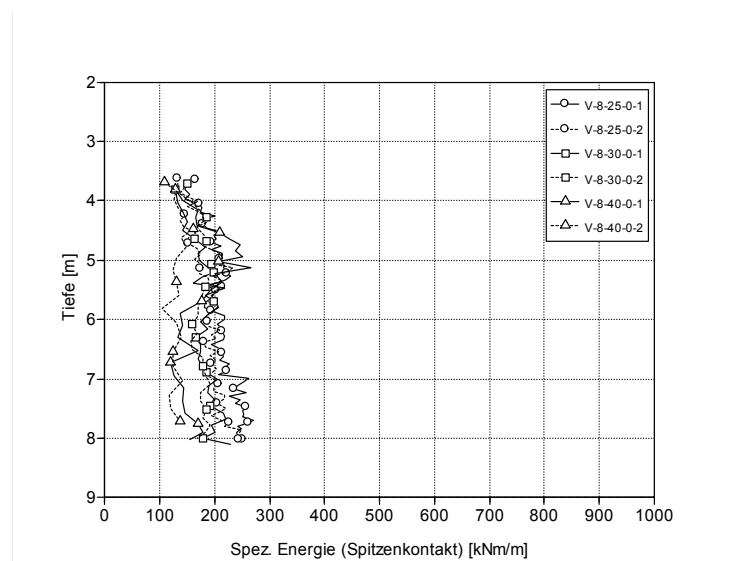


Abbildung 6.19: Spezifische Energie bei Spitzenkontakt, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

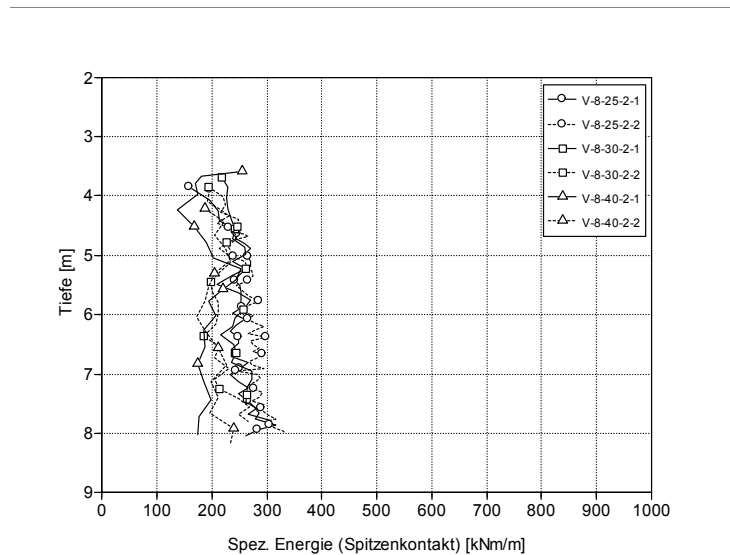


Abbildung 6.20: Spezifische Energie bei Spitzenkontakt, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 2 t

Mit Hilfe von Abbildung 6.21 und Abbildung 6.22 lässt sich ein Überblick darüber gewinnen, wie groß der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie ist.

In geringer Tiefe streuen die Werte stark, ab etwa 5 m Tiefe glätten sich die Kurvenverläufe. Bei den Rammungen ohne zusätzliche Auflast (Abbildung 6.21) beträgt der Anteil in der Tiefe von 5,50 m zwischen 10 und 20 %. Er wächst mit zunehmender Tiefe bis auf 20 bis 35 % in rund 8 m Tiefe. Hierbei ist keine signifikante Abhängigkeit von der Erregerfrequenz erkennbar.

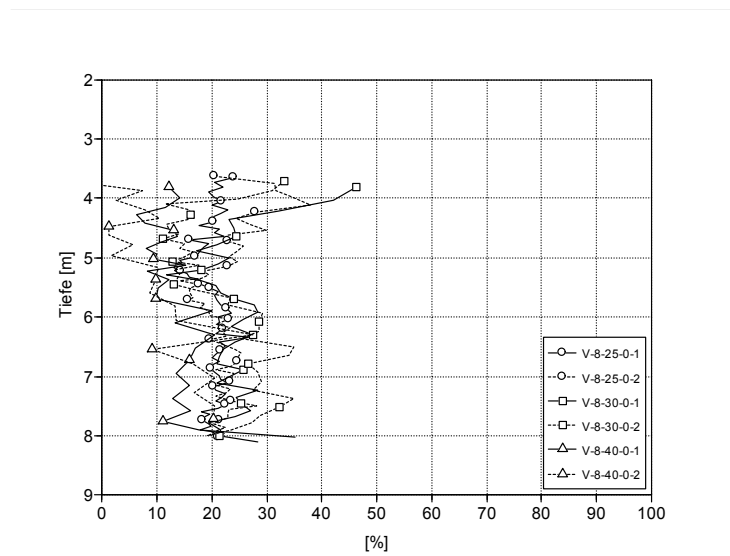


Abbildung 6.21: Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

Bei Vibrationsrammversuchen mit einer zusätzlichen Auflast (Abbildung 6.22) von 2 t ist der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie größer. Hier liegen die Werte in der Tiefe von 5,50 m zwischen 17 und 33 %, in 8 m Tiefe zwischen 21 und 42 %. Auch hier ist keine Frequenzabhängigkeit ersichtlich. Dieser Effekt kann an dieser Stelle nur beobachtet aber nicht erklärt werden.

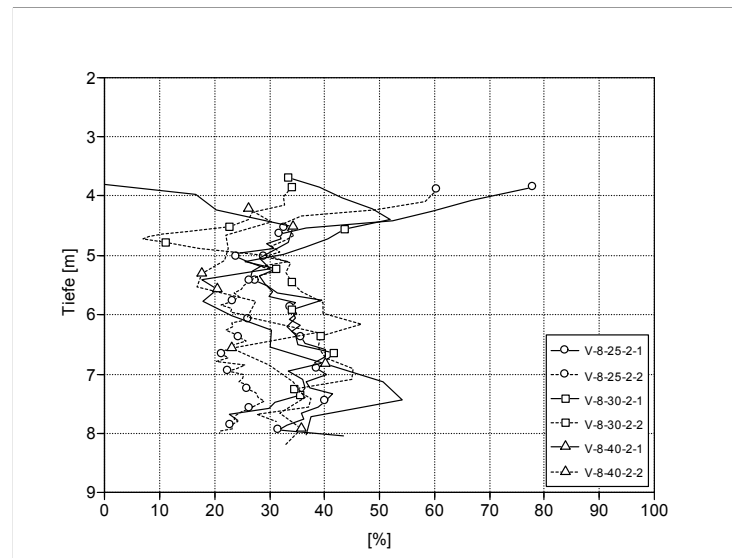


Abbildung 6.22: Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 2 t

Vergleicht man die Ergebnisse der Feldversuche mit denen der Laborversuche (Abschnitt 5.2.3.4), so fällt auf, dass der Anteil der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt an der spezifischen Energie bei den Feldversuchen deutlich geringer ist als bei den Laborversuchen. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei den großmaßstäblichen Feldversuchen ein enormer Mantelreibungswiderstand überwunden werden muss, dieser ist im Verhältnis zum Spitzenwiderstand im Feld deutlich größer als im Labor.

## 6.3 Schlagrammungen

### 6.3.1 Dieselbär DELMAG D12-32

Bei den Schlagrammungen der Feldversuche kam ein DELMAG-Dieselbär vom Typ D12-32 [17] zum Einsatz (siehe Abbildung 6.23). Der Dieselbär, der von einem Seilbagger mit Mäkler getragen wurde, erhielt für die Rammversuche eine fabrikneue, vermessene

Kraftstoff-Regelpumpe, so dass gewährleistet war, dass stets die gleiche Kraftstoffmenge eingespritzt wurde. Die technischen Daten des Dieselbärs können Tabelle 6.4 entnommen werden.

Tabelle 6.4: Technische Daten DELMAG D12-32

Masse des Kolbens $m_k$	1280 kg
Schlagfrequenz $f_s$	36 - 52 Schläge/min
Zylinderraumvolumen unverdichtet $V_0$	21630 cm <sup>3</sup>
Zylinderraumvolumen verdichtet $V_1$	1775 cm <sup>3</sup>
Volumen des eingespritzten Dieselkraftstoffs $V_{Diesel}$	2,10 cm <sup>3</sup>
Anfangsfallhöhe des Kolbens $h_0$	1,98 m
Energie pro Schlag (Herstellerangabe) $E_{D12-32}^*$	42460 Nm



Abbildung 6.23: DELMAG D12-32 an Seilbagger

## 6.3.2 Messgrößen

Die Messung der Eindringtiefe erfolgte mit Hilfe eines Seilzugwegaufnehmers. Dieser befand sich auf der Geländeoberkante, das Seilzugende wurde am Dieselmär befestigt. Die Messdaten wurden mit einer Abtastfrequenz von 100 Hz aufgezeichnet.

## 6.3.3 Versuchsergebnisse

### 6.3.3.1 Eindringung pro Schlag

Aus Abbildung 6.24 sind die Eindringungen pro Schlag von Versuchen mit kurzem Rammgut (5,50 m) ersichtlich. In der Abbildung sind die Ergebnisse der Nachrammungen von Vibrationsrammungen ohne zusätzliche Auflast und, als Referenz, die einer reinen Schlagrammung dargestellt. Aus den Kurvenverläufen der Referenzrammung ist erkennbar, dass die Eindringung pro Schlag bis zur Tiefe von etwa 4 m stark abnimmt. So sind zu Beginn der Rammung Werte von bis zu 0,06 m pro Schlag erzielt worden, unterhalb von 4 m geht die Eindringung auf rund 0,02 m pro Schlag zurück. Bei den schlagenden Nachrammungen der Vibrationsgerammten Rammgüter ist zu erkennen, dass die Eindringung des jeweils ersten Schlags (circa 0,04 bis 0,05 m) deutlich größer ist als die der darauf folgenden Schläge, welche in etwa denen der Referenzrammung entsprechen. Dies deutet darauf hin, dass in dieser Tiefe der Boden durch die Vibrationsrammung aufgelockert wurde und somit die vibrationsgerammten Rammgüter in dieser Vergleichstiefe eine geringere Tragfähigkeit als die schlaggerammten Rammgüter besitzen.

Eine signifikante Abhängigkeit der Eindringung pro Schlag von der Erregerfrequenz ist nicht erkennbar.

Bei den Versuchen mit kurzem Rammgut und zusätzlicher Auflast von 2 t ergibt sich tendenziell das gleiche Bild wie oben beschrieben.

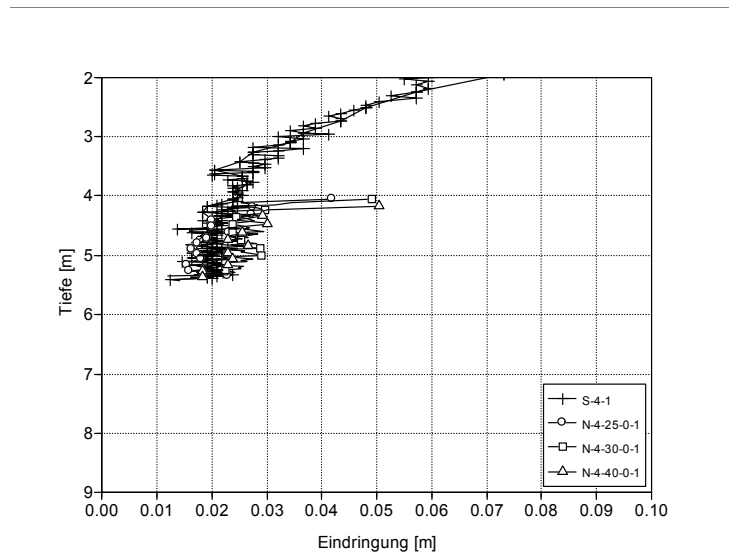


Abbildung 6.24: Eindringung pro Schlag, Rammgutlänge 5,50 m, Auflast 0 t

Abbildung 6.25 zeigt den Verlauf der Eindringung pro Schlag für Versuche mit einer Rammgutlänge von 7,50 m. Die Vibrationsrammungen wurden mit einer zusätzlichen Auflast von 2 t durchgeführt, die Ergebnisse unterscheiden sich nicht wesentlich von den Versuchen ohne zusätzliche Auflast. Die Nachrammungen weisen teilweise zu Beginn noch eine geringfügig größere Eindringung pro Schlag auf als die Referenzrammung in vergleichbarer Tiefe, jedoch ist dieser Effekt weitaus schwächer ausgeprägt als bei den zuvor betrachteten kurzen Rammgütern. Auch hier ist zu erkennen wie die Eindringung pro Schlag mit zunehmender Tiefe abnimmt. Unterschiedliche Erregerfrequenzen haben keinen Einfluss auf die Eindringung pro Schlag.

Die Ergebnisse von Versuchen mit dem langen Rammgut (9,50 m) ohne zusätzliche Auflast sind in Abbildung 6.26 dargestellt. Hier ist kein Unterschied zwischen den schlagenden Nachrammungen und der reinen Schlagrammung ersichtlich. Die Eindringung pro Schlag nimmt mit zunehmender Tiefe ab, sie geht zurück bis auf etwa 0,013 m in einer Tiefe von rund 9 m. Auch hier ist bei den schlagend nachgerammten Versuchen keine Abhängigkeit von der Vibrationsfrequenz erkennbar.

Die Rammungen mit der zusätzlichen Auflast von 2 t weisen tendenziell gleiche Ergebnisse auf, genau wie die Versuche mit verringertem statischem Moment.



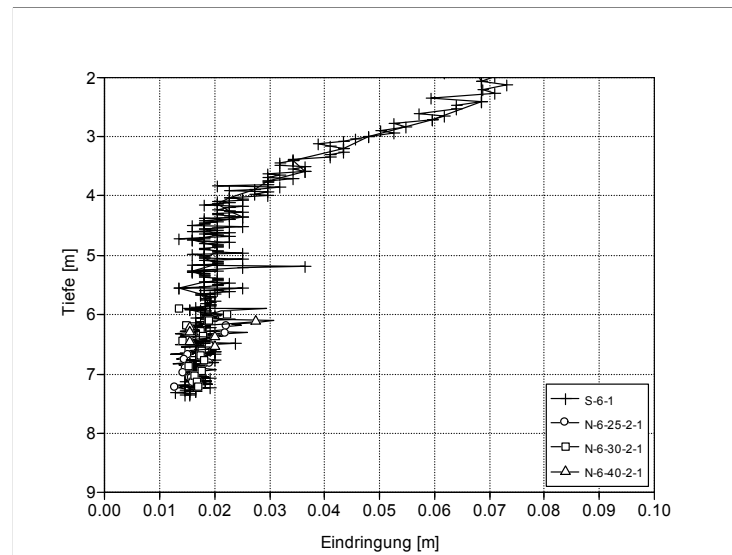


Abbildung 6.25: Eindrung pro Schlag, Rammgutlänge 7,50 m, Auflast 2 t

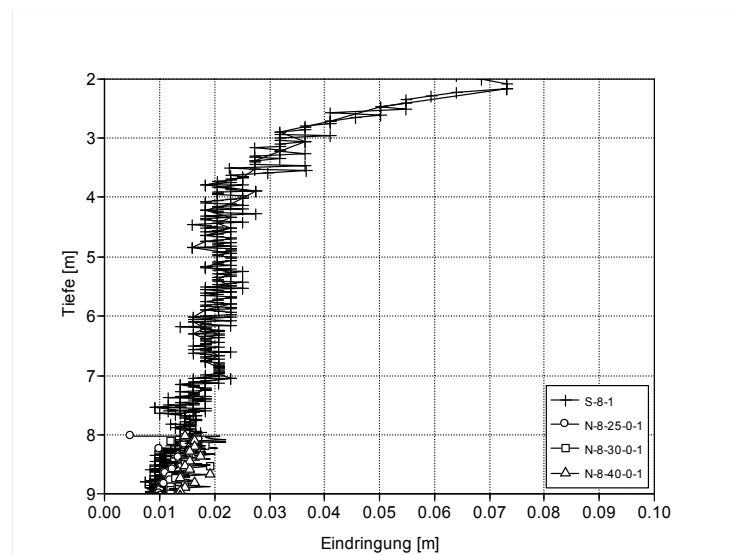


Abbildung 6.26: Eindrung pro Schlag, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

### 6.3.3.2 Schlagzahl

In Abschnitt 5.3.3.2 wurde beschrieben wie sich die lokale Schlagzahl ermitteln lässt (Gleichung (5.4)). Die Ergebnisse für die Nachrammungen der Versuche mit kurzen Rammgütern (5,50 m), die ohne zusätzliche Auflast einvibriert wurden, sind in Abbildung 6.27 dargestellt. Die lokale Schlagzahl verhält sich reziprok zur Eindrung pro Schlag. Entsprechend ist der jeweils erste Wert der lokalen Schlagzahl der schlagenden Nachrammungen deutlich kleiner als die der nachfolgenden Werte. Die ersten Schläge der Nachrammungen weisen lokale Schlagzahlen von rund 22 Schlägen/m auf.

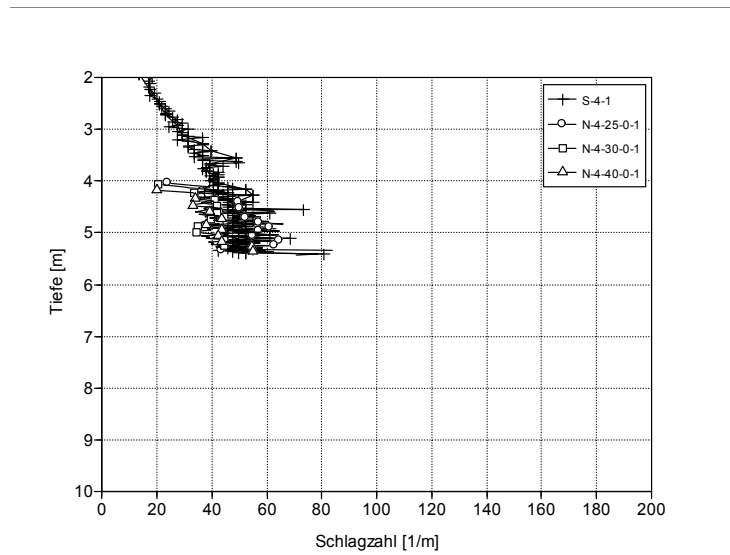


Abbildung 6.27: Lokale Schlagzahl, Rammgutlänge 5,50 m, Auflast 0 t

Abbildung 6.28 veranschaulicht den Verlauf der lokalen Schlagzahl für Rammungen mit 7,50 m langen Rammgütern (zusätzliche Auflast 2 t), in Abbildung 6.29 sind die Ergebnisse für 9,50 m lange Rammgüter aufgezeigt.

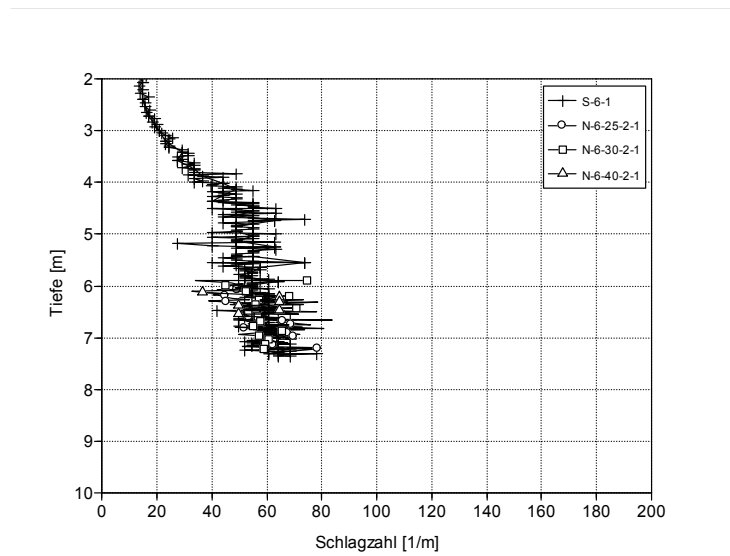


Abbildung 6.28: Lokale Schlagzahl, Rammgutlänge 7,50 m, Auflast 2 t

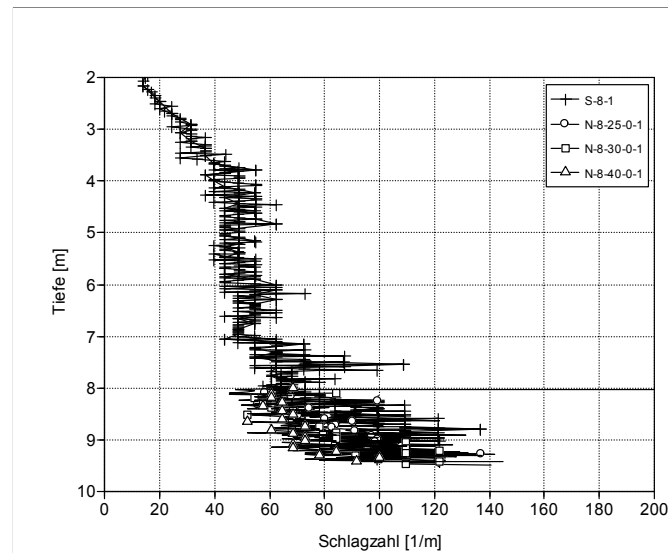


Abbildung 6.29: Lokale Schlagzahl, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

### 6.3.3.3 Energie pro Schlag

In Abschnitt 4.2.1 wird allgemein für Dieselbäre, die nach dem Prinzip der Schlagzerstäubung arbeiten, beschrieben, wie sich die Energie, die pro Schlag vom Dieselbär auf das Rammgut übertragen wird, berechnen lässt. Im Fall der durchgeführten Feldversuche ergibt sie sich nach Gleichung (4.10) für den verwendeten Dieselbär DELMAG D12-32 zu

$$E_{D12-32} = (E_{komp} + (E_{pot} - E_{komp}) \cdot \eta_s + E_{exp} - E_{pot}) \cdot \eta_m \quad [\text{Nm}]. \quad (6.1)$$

Durch Einsetzen der Zahlenwerte

$$\kappa_l = 1,4,$$

$$p_0 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa},$$

$$V_0 = 21630 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3,$$

$$V_1 = 1775 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

ergibt sich die bei jedem Schlag konstante Kompressionsenergie  $E_{komp}$  nach Gleichung (4.14) zu

$$E_{komp} = 10610 \text{ Nm.}$$

Die potentielle Energie  $E_{pot}$  ist eine variable Größe, die von der Fallhöhe des Kolbens abhängt (Gleichung (4.15)). Die Fallhöhe des Kolbens kann anhand der Schlagzahl ermittelt werden (siehe (4.16)), sie ist für den DELMAG D12-32 in Abbildung 6.30 dargestellt.

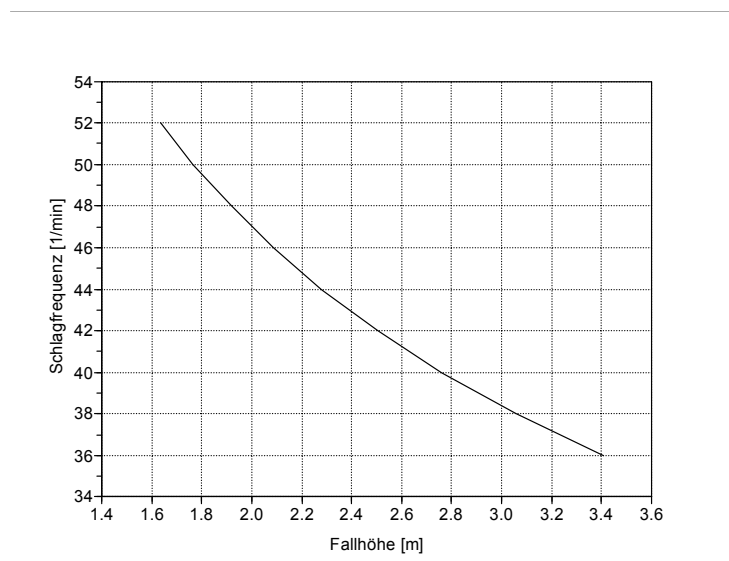


Abbildung 6.30: Fallhöhe des Kolbens DELMAG D12-32

Mit der Masse des Kolbens  $m_k = 1280 \text{ kg}$  erhält man somit die potentielle Energie, die Werte von 20502 bis 42776 Nm aufweist (siehe Abbildung 6.31). Der Maximalwert von 42776 Nm ist allerdings nur der obere Grenzwert, der aufgrund der konstruktiven Ausführungen (maximal mögliche Hubhöhe des Kolbens) des DELMAG D12-32 theoretisch erreichbar wäre. Da jedoch die Energiezufuhr beim Dieselbär durch die Explosion des Dieselkraftstoffs geschieht (vergleiche Abschnitt 4.2.1), kann die potentielle Energie niemals höher sein als die Explosionsenergie (26989 Nm bei maximaler Kraftstoffzufuhr, siehe unten). In Abbildung 6.31 ist daher die Kurve für Werte größer als 26989 Nm gestrichelt dargestellt.

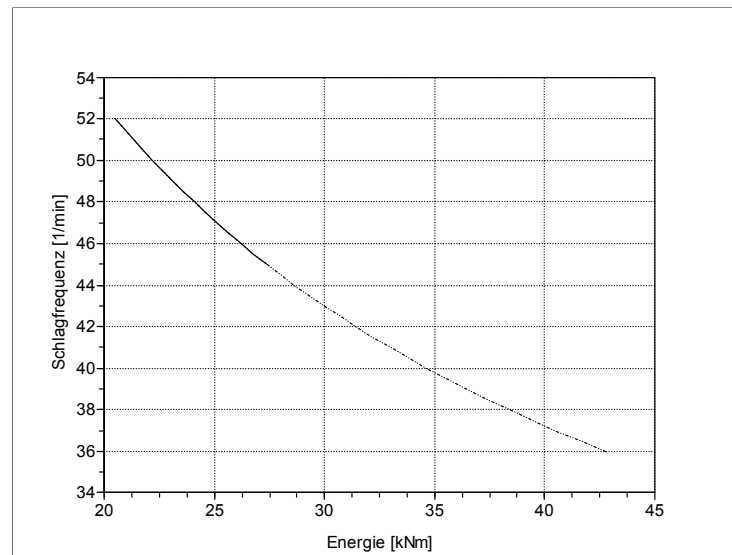


Abbildung 6.31: Potentielle Energie DELMAG D12-32

Die Explosionsenergie  $E_{exp}$  kann nach Gleichung (4.19) berechnet werden. Da bei den Feldversuchen stets mit derselben Einstellung der Kraftstoff-Regelpumpe gerammt wurde, war die Explosionsenergie bei jedem Schlag konstant. Bei der gewählten maximalen Regelstufe wurde stets eine Kraftstoffmenge von  $V_{Diesel} = 2,10 \text{ cm}^3$  eingespritzt. Mit der Dichte des Dieselkraftstoffs  $\rho_{Diesel} = 0,85 \text{ g/cm}^3$  (zum Beispiel nach MOLLENHAUER & TSCHÖKE [54]) erhält man für den DELMAG D12-32

$$E_{exp} = 26989 \text{ Nm.}$$

Der Stoßwirkungsgrad  $\eta_s$  berechnet sich nach Abschnitt 4.1.1.1 und unter Berücksichtigung des Schlagstücks beim Dieselbär mit folgender Gleichung:

$$\eta_s = \frac{m_{fk} + k^2 \cdot (m_p + m_r + m_{ss})}{m_{fk} + m_p + m_r + m_{ss}} \quad [1]. \quad (6.2)$$

Bei den Rammungen wurde eine Rammhaube mit einem Haubenfutter vom Typ MONOCAST<sup>®</sup> MC 904P verwendet. Die Stoßzahl dieses Futters beträgt  $k = 0,904$  [61]. Bei einer Rammung ohne Haubenfutter wäre für die Berechnung des Stoßwirkungsgrades

die Stoßzahl mit  $k = 0,6$  anzusetzen (Stahl / Stahl) [38]. Diese Stoßzahl ist nun durch die Verwendung des Futters abzumindern, so dass an dieser Stelle vereinfachend für das System Rammgut-Rammhaube-Rammhaubenfutter eine Stoßzahl von  $k = 0,5$  angenommen wird. Setzt man nun noch die entsprechenden Massen in Gleichung (6.2) ein ( $m_{fk} = 1280$  kg,  $m_p = 671$  beziehungsweise 915 beziehungsweise 1159 kg,  $m_r = 610$  kg,  $m_{ss} = 280$  kg), so ergibt sich der Stoßwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Rammgutmasse zu  $\eta_s = 0,65$  (Rammgutlänge 5,50 m) beziehungsweise 0,63 (Rammgutlänge 7,50 m) beziehungsweise 0,61 (Rammgutlänge 9,50 m). Abbildung 6.32 zeigt den Stoßwirkungsgrad für verschiedene Rammgutmassen.

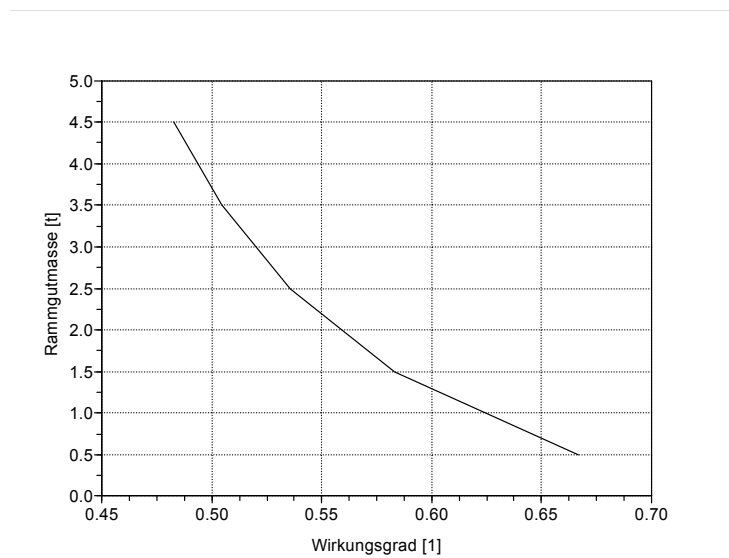


Abbildung 6.32: Stoßwirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad kann nach DELMAG [21] zu  $\eta_m = 0,97$  angesetzt werden.

Nach dem Einsetzen aller Operanden in Gleichung (6.1) ergeben sich für die durchgeführten Versuche Werte für die Energie, die pro Schlag vom DELMAG D12-32 auf das Rammgut übertragen wird, von  $E_{D12-32} = 11998$  bis 22423 Nm. Abbildung 6.33 zeigt den Verlauf von  $E_{D12-32}$  für die drei verwendeten Rammgüter in Abhängigkeit von der Schlagfrequenz.

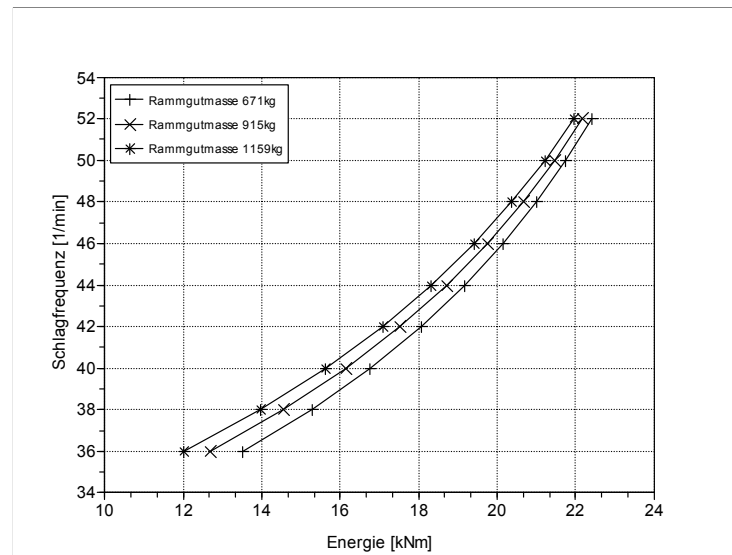


Abbildung 6.33: Energie pro Schlag DELMAG D12-32 (Regelstufe 4, Rammhaube 610 kg, Stoßzahl 0,5)

Der maximale Wert von  $E_{D12-32} = 22423 \text{ Nm}$  entspricht in etwa der Hälfte der Herstellerangabe (42460 Nm). Vergleichbar große Unterschiede zwischen der Herstellerangabe und der tatsächlich übertragenen Energie konnten auch schon von RAUSCHE [62] und WU, GURTOWSKI & YAMANE [87] beobachtet werden. Dies bestätigt die neu vorgestellte Berechnungsformel zur Bestimmung der Energie pro Schlag beim Dieselmär.

Anhand Abbildung 6.33 lassen sich folgende wichtige Zusammenhänge zwischen dem Eindringwiderstand des Rammguts im Boden und der Energie, die pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, aufzeigen:

Je größer der Eindringwiderstand, desto größer ist der Teil der Explosionsenergie, der den Kolben nach oben beschleunigt, desto höher wird der Kolben gehoben und desto kleiner wird die Schlagfrequenz.

Daraus folgt: Je größer der Eindringwiderstand, desto geringer wird die Energie, die pro Schlag vom Dieselmär auf das Rammgut übertragen wird

Entsprechend gilt dann: Je größer der Eindringwiderstand, desto ineffizienter arbeitet der Dieselmär.

#### 6.3.3.4 Spezifische Energie

In den folgenden Abbildungen sind die Verläufe der spezifischen Energie dargestellt.

Abbildung 6.34 zeigt die spezifische Energie der Rammungen mit den kurzen Rammgütern (5,50 m). Die spezifische Energie wächst mit zunehmender Tiefe an bis auf Werte von rund 1500 kNm/m (vereinzelte Ausreißer ausgeschlossen). Da die spezifische Energie als Energie pro Schlag dividiert durch die zugehörige Eindringung pro Schlag definiert ist, ist auch der Effekt der jeweils ersten Schläge der Nachrammungen erkennbar.

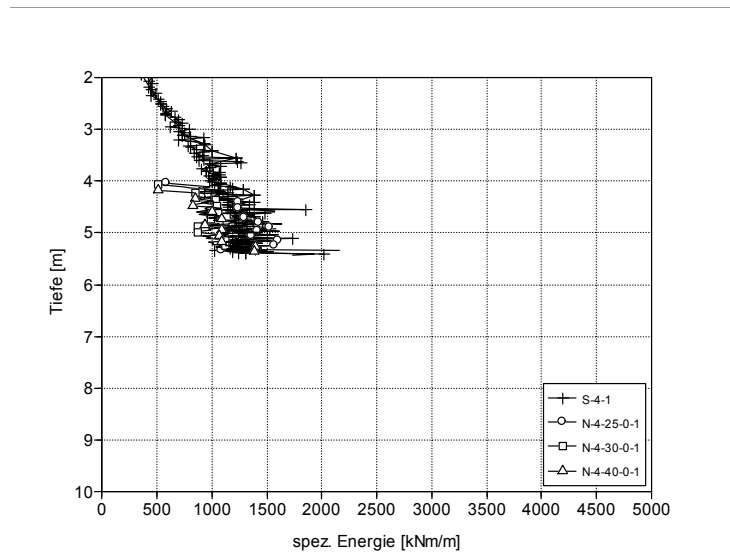


Abbildung 6.34: Spezifische Energie, Rammgutlänge 5,50 m, Auflast 0 t

In Abbildung 6.35 sind die Ergebnisse für Versuche mit 7,50 m langen Rammgütern dargestellt, Abbildung 6.36 veranschaulicht den Verlauf der spezifischen Energie bei Rammungen mit den 9,50 m langen Rammgütern.

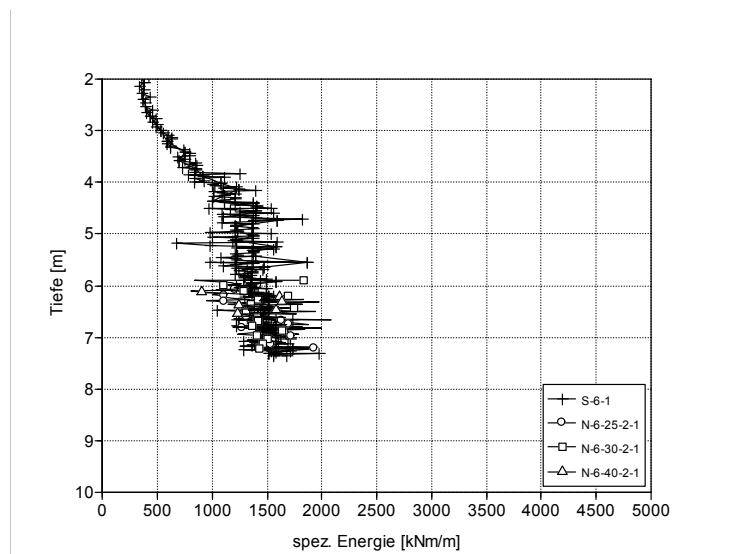


Abbildung 6.35: Spezifische Energie, Rammgutlänge 7,50 m, Auflast 2 t



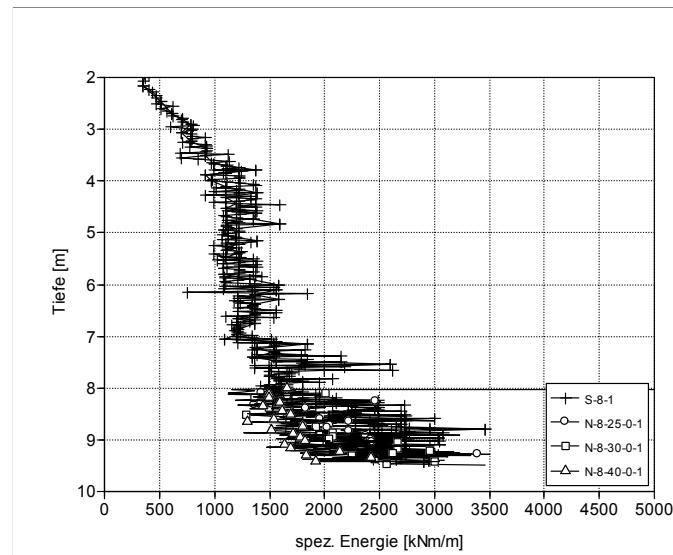


Abbildung 6.36: Spezifische Energie, Rammgutlänge 9,50 m, Auflast 0 t

## 6.4 Vergleich

### 6.4.1 Energieverhältnis

Analog zu den Laborversuchen in Abschnitt 5.5.1 wird für die Feldversuche das Energieverhältnis

$$\varepsilon = \frac{E_{VS,0}}{E_{S,0}} \quad [1] \quad (6.3)$$

berechnet. Es werden jeweils der letzte Wert der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt der Vibrationsrammung  $E_{VS,0}$  und der erste Wert der spezifischen Energie der schlagenden Nachrammung  $E_{S,0}$  miteinander verglichen.

Die Ergebnisse für das Energieverhältnis  $\varepsilon$  sind in Abbildung 6.37 in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz dargestellt. Dabei sind die Mittelwerte aller Versuche aufgezeichnet, die vertikalen Linien bilden die Standardabweichung ab. Das Energieverhältnis nimmt mit steigender Frequenz ab. Bei der Erregerfrequenz von 25 Hz beträgt der Mittelwert rund 0,15, bei 30 Hz etwa 0,1 und bei 40 Hz geht er bis auf circa 0,08 zurück. Die Standardabweichung ist bei allen drei Erregerfrequenzen sehr gering.

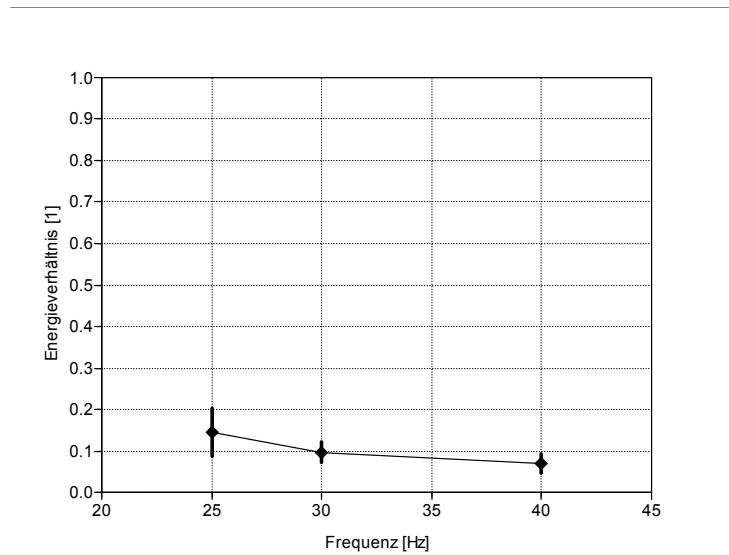


Abbildung 6.37: Energieverhältnis

Bei den schlagenden Nachrammungen zeigt sich, dass bei den kurzen Rammgütern (5,50 m) jeweils beim ersten Schlag der Nachrammung eine höhere Eindringung pro Schlag erzielt wurde als bei den darauf folgenden Schlägen. Somit ist der jeweils erste Wert der spezifischen Energie der schlagenden Nachrammung  $E_{S,0}$  bei den Versuchen mit dem kurzen Rammgut geringer als die folgenden Werte. Da bei der Berechnung des Energieverhältnisses  $\varepsilon$  nach Gleichung (6.3) jeweils der letzte Wert der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt der Vibrationsrammung  $E_{VS,0}$  und der erste Wert der spezifischen Energie der schlagenden Nachrammung  $E_{S,0}$  miteinander verglichen werden, ergibt sich somit durch die Ergebnisse der Versuche mit dem kurzen Rammgut eine Beeinflussung des Energieverhältnisses  $\varepsilon$ . Um diese Beeinflussung zu verhindern, wird nun das Energieverhältnis aus den über 10 cm gemittelten Werten der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt beziehungsweise der spezifischen Energie gebildet.

Mit

$$E_{VS,10} = \frac{1}{0,1\text{m}} \cdot \int_{z_n=0,1\text{m}}^{\bar{z}_n} E_{VS,0} dz \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right] \quad (6.4)$$

und

$$E_{S,10} = \frac{1}{0,1\text{m}} \cdot \int_{z_n=0,1\text{m}}^{\bar{z}_n} E_{S,0} dz \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}} \right] \quad (6.5)$$

ergibt sich demnach:

$$\varepsilon = \frac{E_{VS,10}}{E_{S,10}} \quad [1]. \quad (6.6)$$

Abbildung 6.38 zeigt das Ergebnis der Berechnung des Energieverhältnisses nach Gleichung (6.6). Der Mittelwert von  $\varepsilon$  beträgt für die Rammungen mit der Erregerfrequenz 25 Hz rund 0,2, bei 30 Hz ist er nur geringfügig kleiner. Bei den Versuchen mit 40 Hz weist der Mittelwert des Energieverhältnisses einen Wert von etwa 0,17 auf. Die Standardabweichung ist über alle drei Frequenzen sehr gering.

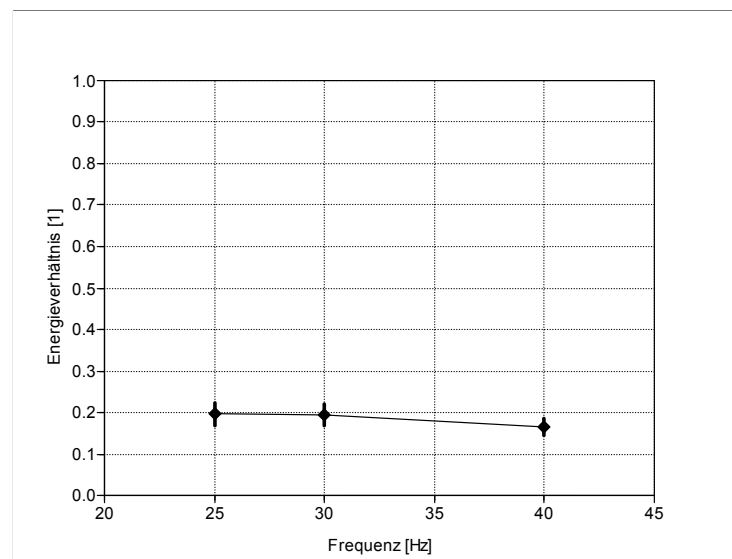


Abbildung 6.38: Energieverhältnis (durch Mittelung über 10 cm)

## 6.4.2 Abschätzung der Schlagzahl

Mit Hilfe des im vorherigen Abschnitt ermittelten Energieverhältnisses  $\varepsilon$  lässt sich abschätzen, welcher lokalen Schlagzahl  $N_0$  beim Schlagrammen mit einem beliebigen Schlagbär die spezifische Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$  entsprechen würde. In Abschnitt 2.3 wird diese fiktive Schlagzahl als  $N_{V,0}$  bezeichnet, jedoch nicht mit der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$ , sondern mit der spezifischen Energie  $E_{V,0}$  berechnet (Gleichung (2.4)). Diese Berechnung wird nun korrigiert, so dass gilt:

$$N_{V,0} = \frac{E_{VS,0}}{\varepsilon \cdot E_S} \left[ \frac{1}{\text{m}} \right]. \quad (6.7)$$

Für die Energie, die pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird  $E_S$ , ist der entsprechende Wert des Schlagbärs einzusetzen, der für die Abschätzung der Schlagzahl als Vergleichsrammgerät dienen soll. Als Wert für das Energieverhältnis  $\varepsilon$  wird der größte Mittelwert nach Abbildung 6.38 eingesetzt, womit man sich bei der Abschätzung der Schlagzahl „auf der sicheren Seite“ befindet. Für den im Rahmen der vorliegenden Arbeit eingesetzten Dieselbär lautet Gleichung (6.7) demnach

$$N_{V,0} = \frac{E_{VS,0}}{\varepsilon \cdot E_{D12-32}} \left[ \frac{1}{\text{m}} \right]. \quad (6.8)$$

Die so errechnete fiktive Schlagzahl beim Vibrationsrammen  $N_{V,0}$  kann nun zur Abschätzung der Rammguttragfähigkeit dienen. Sie kann als Kenngröße beim Vibrationsrammen ebenso verwendet werden wie die Schlagzahl  $N_0$  beim Schlagrammen und beispielsweise in eine der in der Praxis in großer Vielzahl vorkommenden Rammformeln<sup>6</sup> eingesetzt werden.

Eine andere Möglichkeit ist die direkte Anwendung der spezifischen Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,0}$  als Kenngröße zur Qualitätskontrolle. So lässt sich das am Anfang der vorliegenden Arbeit erwähnte Diagramm vom Eisenbahnbundesamt mit Richtwerten für die Schlagzahl für den letzten Meter (Abbildung 2.2 in Abschnitt 2.3) entsprechend umrechnen, so dass nun anstelle der Schlagzahl  $N_{100}$  die spezifische Energie bei Spitzenkontakt  $E_{VS,100}$  steht (siehe Abbildung 6.39). Als Grundlage für das vorgeschlagene neue Richtwerte-Diagramm gilt zum einen das in den Feldversuchen ermittelte Energieverhältnis  $\varepsilon$ . Hierbei wird der größte Mittelwert eingesetzt („sichere Seite“). Zum anderen wird die Energie pro Schlag des Dieselbärs DELMAG D12-32 mit  $E_{D12-32} = 21,29 \text{ kNm}$  eingesetzt. Dieser Wert ergibt sich bei Verwendung eines 7,50 m langen Rammguts vom Typ PEINER PSp 370 und einer Schlagfrequenz von 48 Schlägen pro Minute, was dem Mittelwert bei den durchgeführten Feldversuchen entspricht.

<sup>6</sup> Allein DELMAG [19] listet in einer Übersicht 43 verschiedene Rammformeln auf.

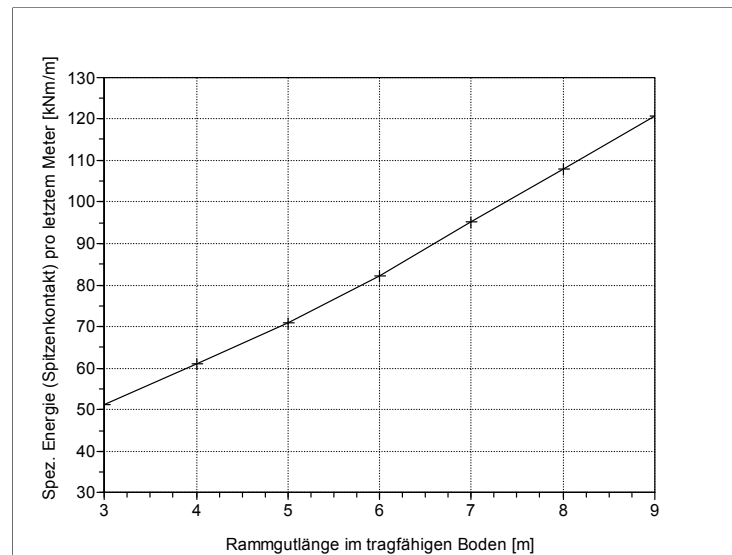


Abbildung 6.39: Mögliche Richtwerte für die spezifische Energie bei Spitzenkontakt

## 6.5 Zusammenfassung

Ein signifikanter Einfluss der Erregerfrequenz der Vibrationsrammungen auf die Tragfähigkeit ist nicht erkennbar (im Gegensatz zu den Beobachtungen von HARTUNG [42]).

Ebenso wurde die Tragfähigkeit durch die Variation des statischen Moments nicht beeinflusst. Weiterhin hatte die Variation des statischen Moments keinen bedeutsamen Einfluss auf die eingetragene Energie beim Vibrationsrammen. Dies lässt darauf schließen, dass das Verfahren auf jeden Fall auch bei anderen Vibrationsrammgeräten anzuwenden ist, nicht nur bei dem für die Feldversuche verwendeten Vibrator.

Bei den kurzen Rammgütern (5,50 m) konnten zu Beginn der Nachrammungen (jeweils beim ersten Schlag) größere Eindringungen pro Schlag gemessen werden, was auf eine geringere Tragfähigkeit schließen lässt. Dieser Effekt tritt auch in geringerem Maße bei den mittleren Rammgütern (7,50 m) auf. Über die Ursache lassen sich nur Vermutungen anstellen, so könnte die geringere Lagerungsdichte in der geringeren Tiefe ein Auslöser sein. An dieser Stelle bleibt festzuhalten, dass der beobachtete Effekt im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter erklärbar ist.

Für das Schlagrammen mit Dieselbären (Funktionsprinzip Schlagzerstäubung) wird eine Formel zur Berechnung der Energie, die vom Dieselbär pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, vorgestellt.

Die in das Rammgut eingetragene Energie ist beim Vibrationsrammen geringer als beim Schlagrammen.

Die ermittelten Energieverhältnisse weisen bei den drei verschiedenen Erregerfrequenzen nur geringe Unterschiede auf. Die Standardabweichung ist ebenfalls sehr klein.

Die Feldversuche bestätigten, dass die beim Vibrationsrammprozess in den Rammgutkopf eingebrachte Energie als Kenngröße für die Qualitätskontrolle vibrationsgerammter Rammgüter dienen kann. Die Energie kann mit Hilfe des ermittelten Energieverhältnisses in eine fiktive Schlagzahl, welche dann für den Tragfähigkeitsnachweis verwendet werden kann, umgerechnet werden. Die Online-Erfassung und Aufzeichnung aller Prozessparameter, die zur Ermittlung der Energie erforderlich sind, funktionierte mit der eigens hierfür entwickelten Messwerterfassungs- und Auswertungseinheit sowie der Visualisierungs- und Archivierungseinheit problemlos.

## 7 Zusammenfassung

### 7.1 Rückblick

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, ein Verfahren zu entwickeln, welches die Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim Vibrationsrammen ermöglichen sollte, ohne dabei das Rammgut mit Sensorik auszustatten. Die Entwicklung eines solchen Verfahrens konnte verwirklicht und in der vorliegenden Arbeit dokumentiert werden. Hierbei wird im ersten Teil der Arbeit das Modell für den Vergleich von Vibrations- und Schlagammung, welches auf der Betrachtung der Energie, die beim jeweiligen Rammprozess auf das Rammgut übertragen wird, basiert, vorgeschlagen.

In Kapitel 3 wird der Vibrationsrammprozess hinsichtlich der Energie, die vom Vibrator übertragen wird, analysiert. Es wird eine neue Kenngröße, welche den Vergleich mit der Schlagammung ermöglichen soll, definiert, die spezifische Energie bei Spitzenkontakt.

Anschließend erfolgt in Kapitel 4 die Betrachtung des Schlagammens hinsichtlich der Schlagenergie, dabei speziell beim Schlagammern mit Freifall- und Dieselbär. Eine neue Rammformel zur Berechnung der Energie, die von einem Dieselbär pro Schlag auf das Rammgut übertragen wird, wird vorgestellt. Diese ist gültig für jeden Dieselbär, der nach dem Prinzip der Schlagzerstäubung arbeitet.

Die Kapitel 5 beziehungsweise 6 behandeln die durchgeführten Labor- beziehungsweise Feldversuche.

Bei den Laborversuchen wurden Vibrations- und Schlagammungen in zwei sandigen Böden mit unterschiedlichen Körnungslinien durchgeführt, die Tragfähigkeit wurde mit

Hilfe von Last-Verschiebungs-Versuchen ermittelt. Es zeigte sich, dass die vibrationsgerammten Rammgüter im feinen Boden (teilweise sogar deutlich) höhere Tragfähigkeiten als die schlagend gerammten Rammgüter erreichten. Im groben Boden waren die erzielten Tragfähigkeiten etwa gleich groß. Unterschiedliche Erregerfrequenzen beim Vibrationsrammen hatten keinen signifikanten Einfluss auf die Tragfähigkeit. Bei der Ableitung des Energieverhältnisses, welches den quantitativen Vergleich von Vibrations- und Schlagrammung ermöglichen soll, traten teilweise stark voneinander abweichende Werte auf.

Die Feldversuche konnten aufgrund des dabei anfallenden großen finanziellen Umfangs nur auf einem Versuchsgelände und in dem dort vorherrschenden Boden durchgeführt werden. Ebenfalls aus finanziellen Gründen wurde die Tragfähigkeit durch schlagende Nachrammungen, nicht durch wesentlich aufwendigere Tests, überprüft. Auch hier zeigte sich keine wesentliche Abhängigkeit der Tragfähigkeit von der Erregerfrequenz, ebenso wenig wie von der Einstellung des statischen Moments. Vor allem bei Versuchen mit kurzen Rammgütern (5,50 m) konnten bei den schlagenden Nachrammungen zu Beginn größere Eindringungen pro Schlag beobachtet werden, was auf eine geringere Tragfähigkeit der vibrationsgerammten Rammgüter schließen lässt. Bei den langen Rammgütern (9,50 m) trat dieser Effekt nicht auf. Im Gegensatz zu den Laborversuchen waren die ermittelten Energieverhältnisse der Feldversuche durchweg in einem sehr gering streuenden Wertebereich, was den Vergleich von Vibrations- und Schlagrammung mit Hilfe eines abgeleiteten Energieverhältnisses ermöglicht. Dieser Vergleich lässt die Abschätzung einer fiktiven Schlagzahl beim Vibrationsrammen, welche für den Tragfähigkeitsnachweis verwendet werden kann, zu (Abschnitt 6.4.2).

Mit dem hier vorgeschlagenen Verfahren wird die Grundlage für einen quantifizierbaren Vergleich von Vibrations- und Schlagrammung geschaffen. Es ermöglicht die Erstellung von Rammprotokollen beim Vibrationsrammen, ähnlich den existierenden Rammprotokollen beim Schlagrammen. Das Erstellen jener Protokolle ist online, also während des laufenden Rammprozesses, möglich. Somit kann bereits während des Einbringvorgangs eine Qualitätskontrolle der Vibrationsrammung erfolgen.

Durch die Variation des statischen Moments bei den Feldversuchen ergaben sich keine signifikant unterschiedlichen Ergebnisse. Dies zeigt, dass es bei Erfassung aller relevanter



Prozessparameter möglich ist, das entwickelte Verfahren auch bei anderen Vibrationsrammgeräten als dem im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Vibrator anzuwenden.

## 7.2 Ausblick

Das ermittelte Energieverhältnis basiert bisher nur auf den Feldversuchen in Hochstetten und den dort vorkommenden, nichtbindigen Bodenverhältnissen. Eine Ausweitung auf andere Bodenverhältnisse scheint möglich zu sein, eine Überprüfung ist unabdingbar. Dabei könnte sich herausstellen, dass sich für verschiedene Bodenklassen unterschiedliche Energieverhältnisse ergeben.

Ebenso sollte in weiteren Versuchen überprüft werden, ob sich durch den Einsatz verschiedener Rammgutprofile und Rammgutmaterialien Änderungen des Energieverhältnisses einstellen werden.

In Abschnitt 3.4.2 wird nachgewiesen, dass die Betrachtung des Rammguts als starrer Körper für die Versuche im Rahmen dieser Arbeit berechtigt ist. Bei deutlich längeren Rammgütern und anderen Profilformen ist es möglich, dass diese Betrachtung nicht mehr zutrifft. Dann muss das vorgeschlagene Modell erweitert werden.

Die vorliegende Arbeit kann mit Sicherheit einen Beitrag dazu leisten, in Zukunft die Vibrationsrammung der Schlagrammung vorzuziehen (sofern dies aufgrund der vorherrschenden Bodenverhältnisse möglich ist)<sup>1</sup>. Somit können die Vorteile des Vibrationsrammens (zum Beispiel: hohe Wirtschaftlichkeit, geringe Bodenerschütterung, geringe Schallemission, Schonung des Rammguts) genutzt werden.

---

<sup>1</sup> Die Anwendung des vorgestellten Verfahrens auf realen Baustellen ist bereits geplant [37].



# A 1 Laborversuchsergebnisse

## A 1.1 Vibrationsrammungen

### A 1.1.1 Spezifische Energie

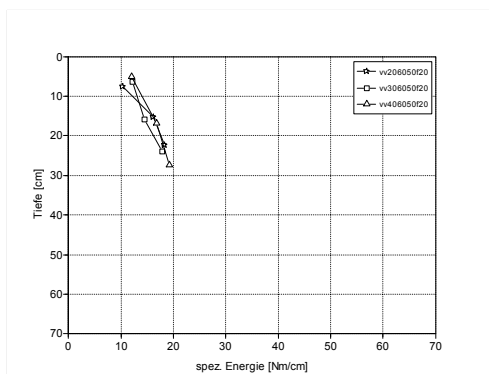


Abbildung A 1: z = 20 cm, feiner Boden

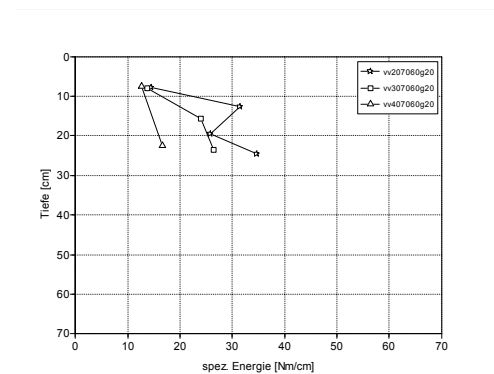


Abbildung A 2: z = 20 cm, grober Boden

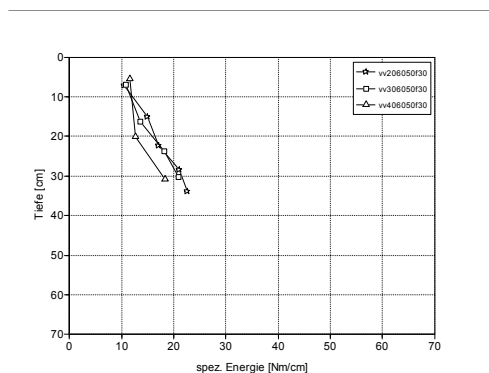


Abbildung A 3: z = 30 cm, feiner Boden

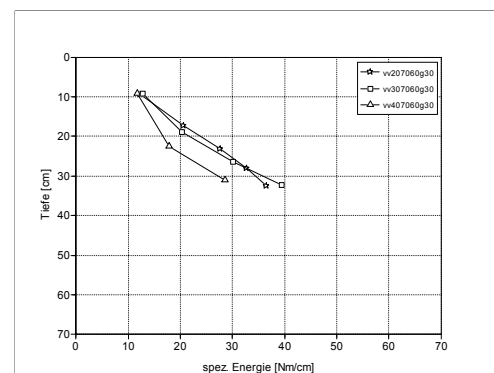


Abbildung A 4: z = 30 cm, grober Boden

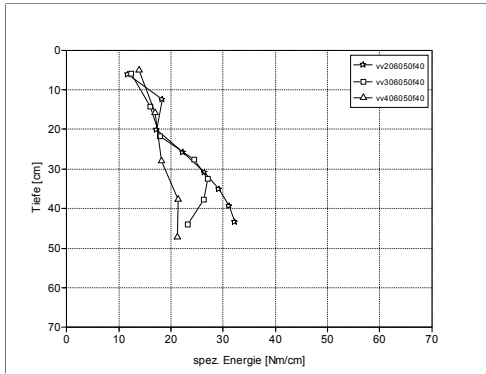


Abbildung A 5: z = 40 cm, feiner Boden

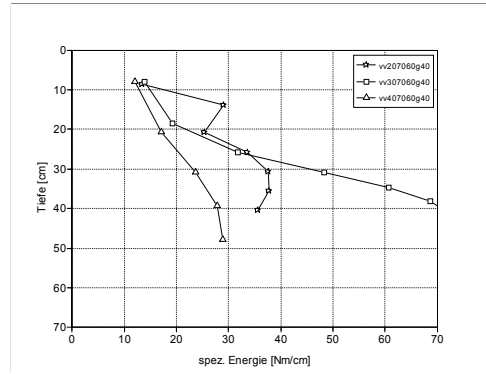


Abbildung A 6: z = 40 cm, grober Boden

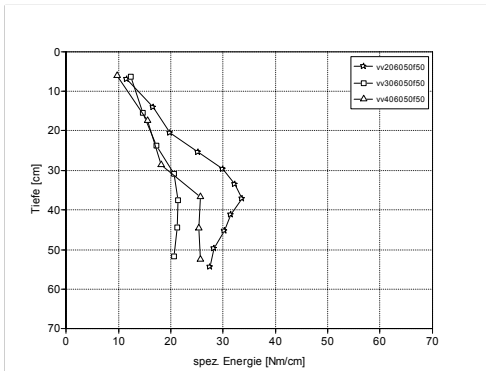


Abbildung A 7: z = 50 cm, feiner Boden

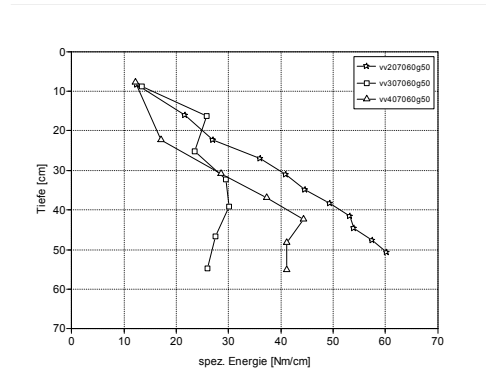


Abbildung A 8: z = 50 cm, grober Boden

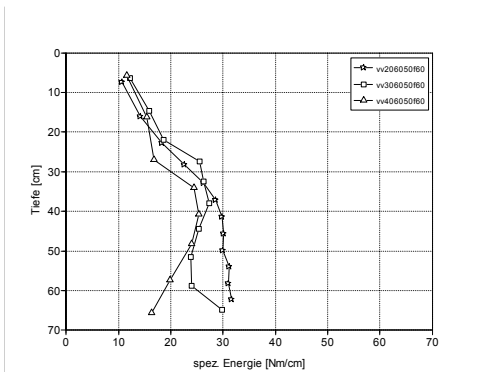


Abbildung A 9: z = 60 cm, feiner Boden

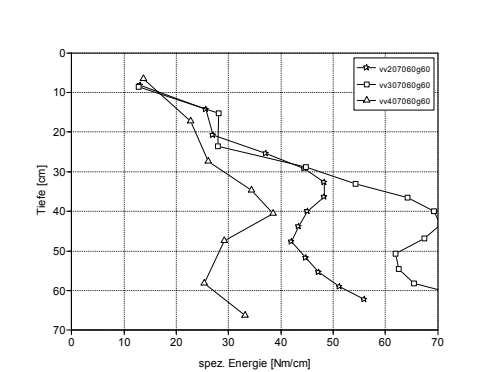


Abbildung A 10: z = 60 cm, grober Boden

### A 1.1.2 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt

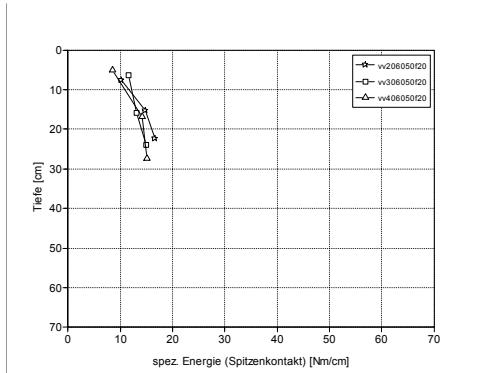


Abbildung A 11: z = 20 cm, feiner Boden

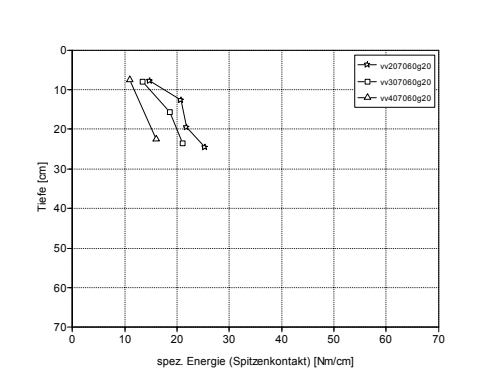


Abbildung A 12: z = 20 cm, grober Boden

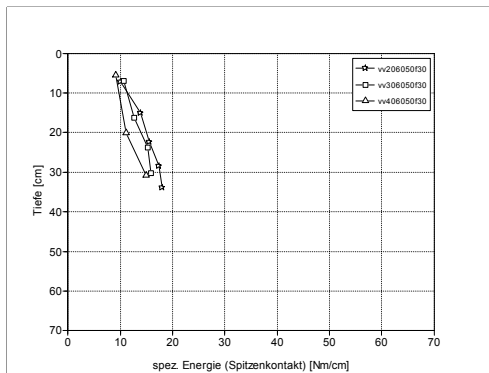


Abbildung A 13: z = 30 cm, feiner Boden

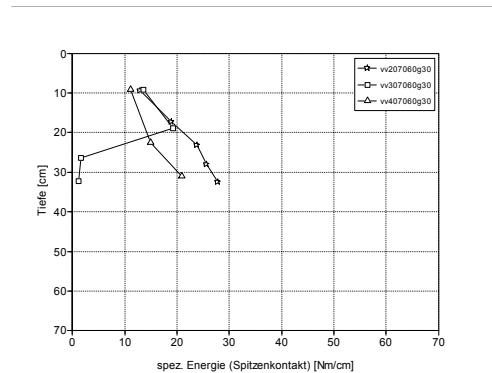


Abbildung A 14: z = 30 cm, grober Boden

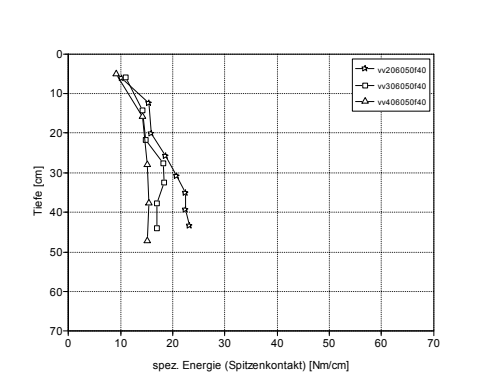


Abbildung A 15: z = 40 cm, feiner Boden

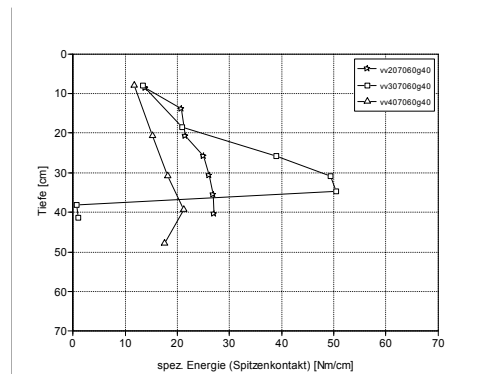


Abbildung A 16: z = 40 cm, grober Boden

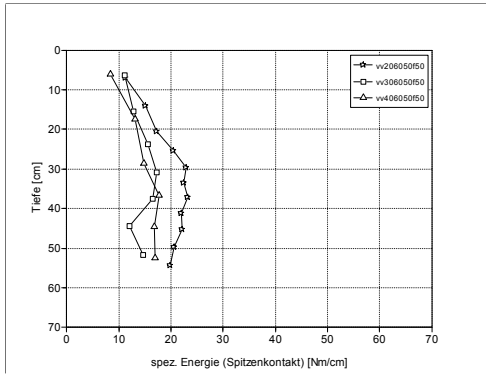


Abbildung A 17: z = 50 cm, feiner Boden

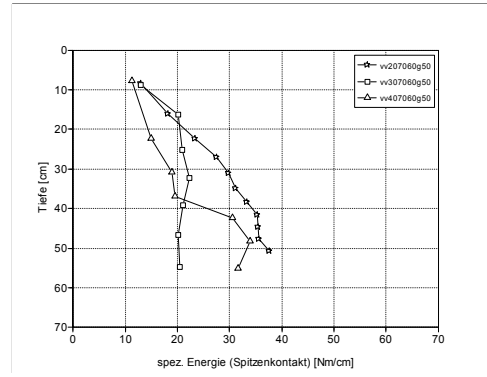


Abbildung A 18: z = 50 cm, grober Boden

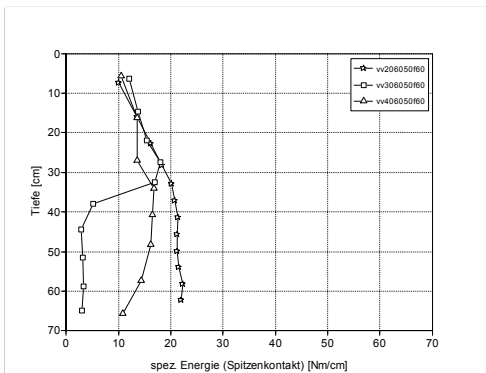


Abbildung A 19: z = 60 cm, feiner Boden

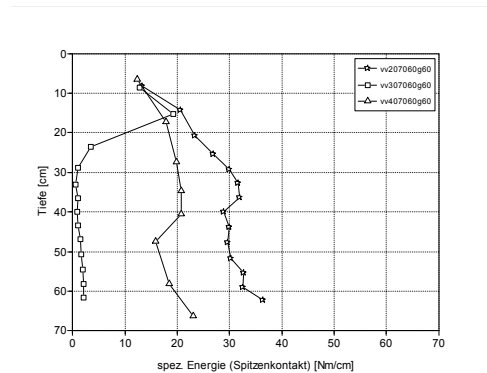


Abbildung A 20: z = 60 cm, grober Boden

## A 1.2 Schlagrammungen

### A 1.2.1 Spezifische Energie

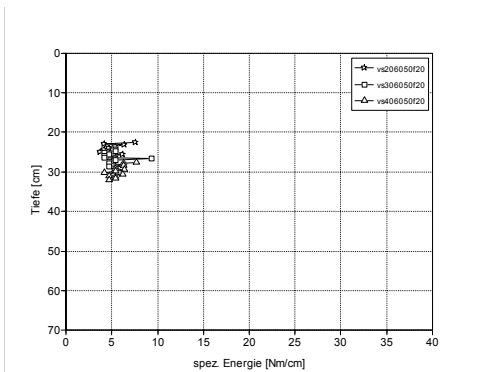


Abbildung A 21: z = 20 cm, feiner Boden

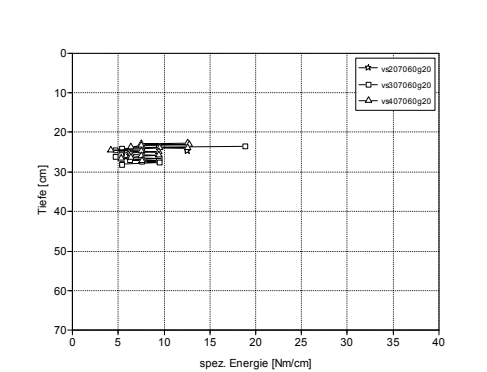


Abbildung A 22: z = 20 cm, grober Boden

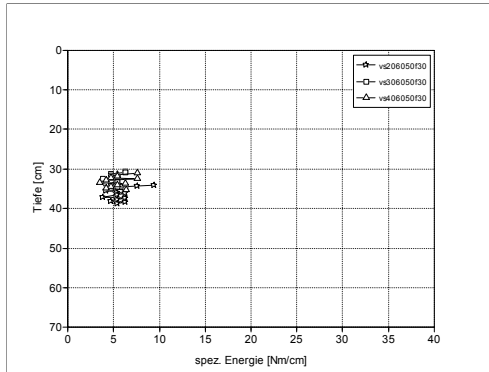


Abbildung A 23: z = 30 cm, feiner Boden

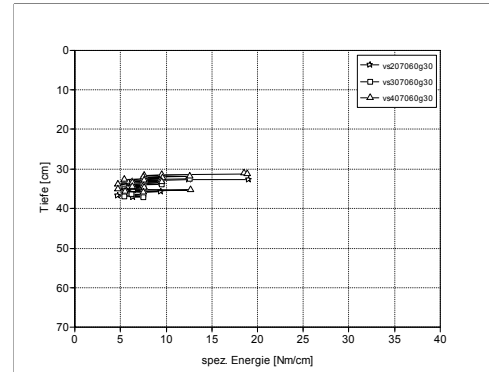


Abbildung A 24: z = 30 cm, grober Boden

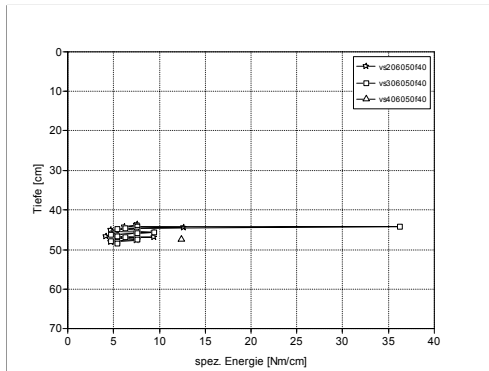


Abbildung A 25: z = 40 cm, feiner Boden

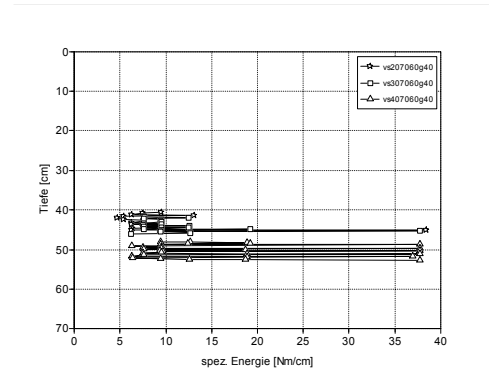


Abbildung A 26: z = 40 cm, grober Boden

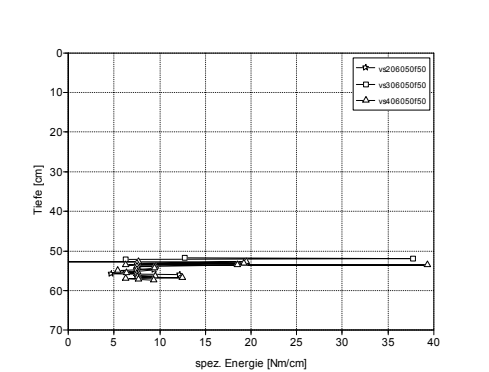


Abbildung A 27: z = 50 cm, feiner Boden

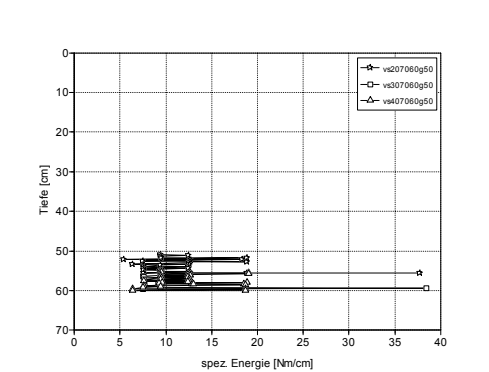
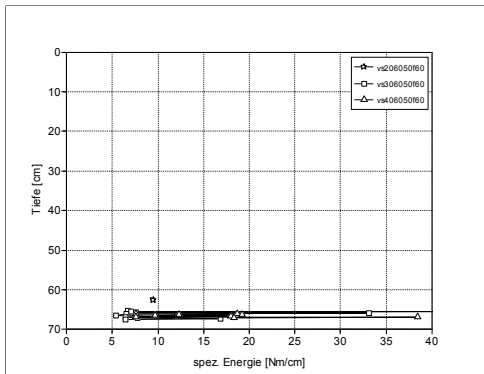
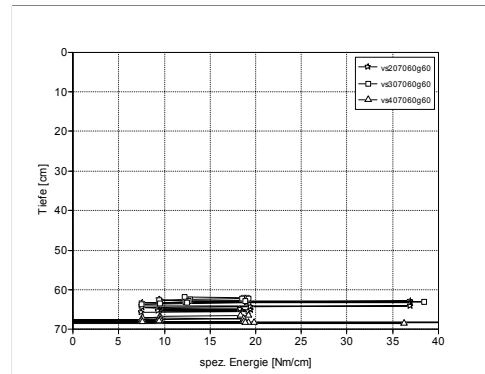
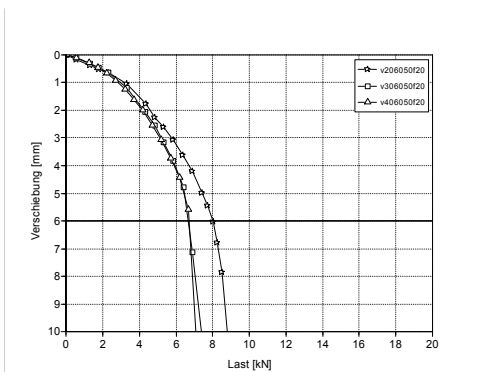
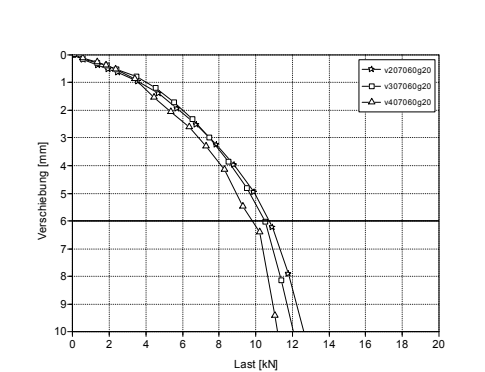
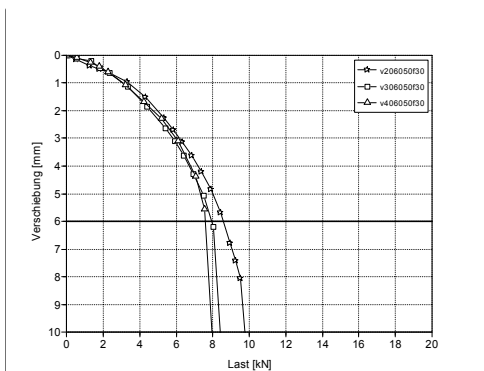
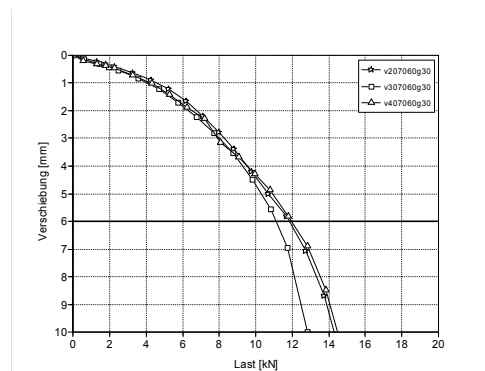


Abbildung A 28: z = 50 cm, grober Boden

Abbildung A 29:  $z = 60$  cm, feiner BodenAbbildung A 30:  $z = 60$  cm, grober Boden

## A 1.3 Last-Verschiebungs-Versuche

### A 1.3.1 Vibrationsrammungen

Abbildung A 31:  $z = 20$  cm, feiner BodenAbbildung A 32:  $z = 20$  cm, grober BodenAbbildung A 33:  $z = 30$  cm, feiner BodenAbbildung A 34:  $z = 30$  cm, grober Boden



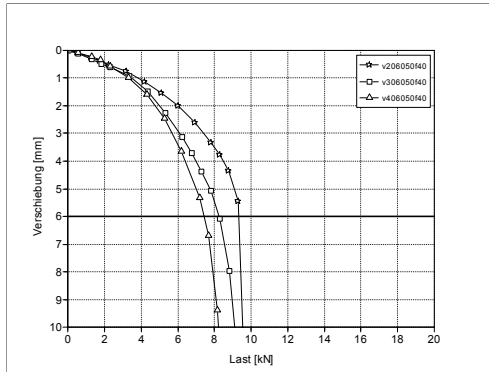


Abbildung A 35:  $z = 40$  cm, feiner Boden

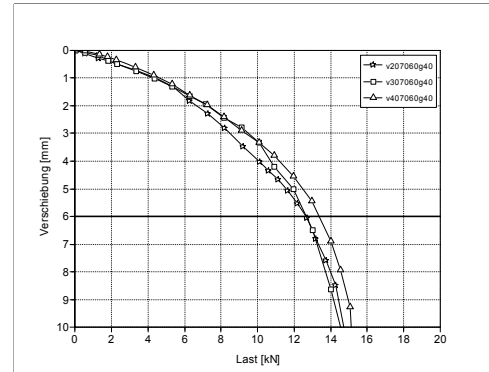


Abbildung A 36:  $z = 40$  cm, grober Boden

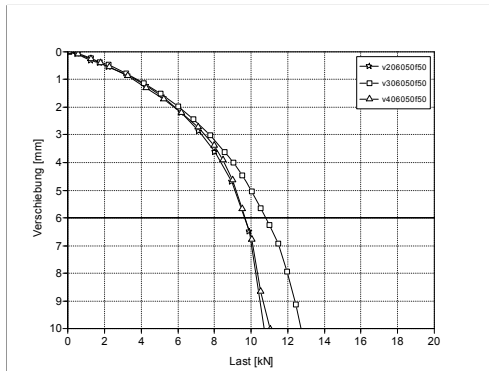


Abbildung A 37:  $z = 50$  cm, feiner Boden

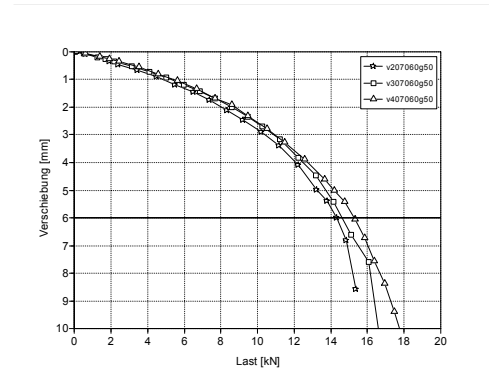


Abbildung A 38:  $z = 50$  cm, grober Boden

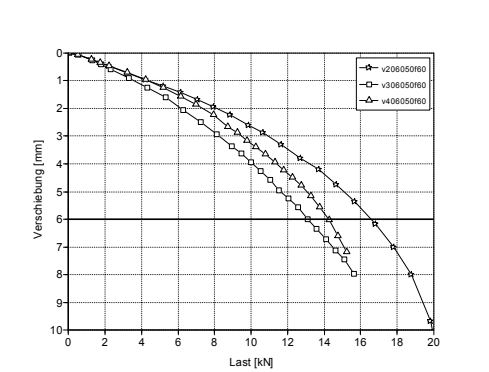


Abbildung A 39:  $z = 60$  cm, feiner Boden

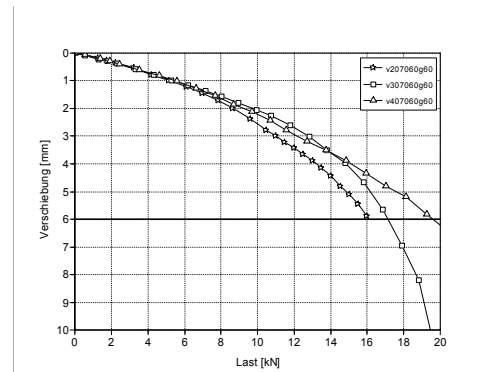


Abbildung A 40:  $z = 60$  cm, grober Boden

### A 1.3.2 Schlagrammungen

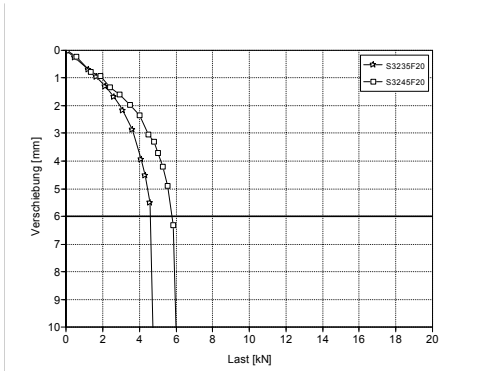


Abbildung A 41:  $z = 20$  cm, feiner Boden

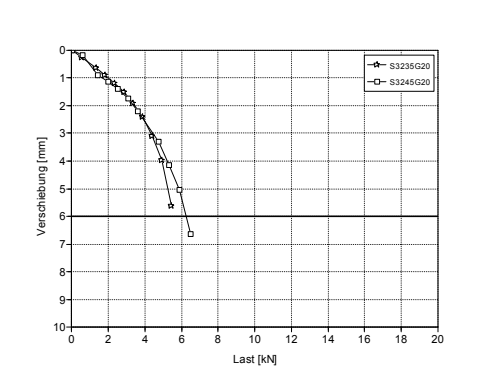


Abbildung A 42:  $z = 20$  cm, grober Boden

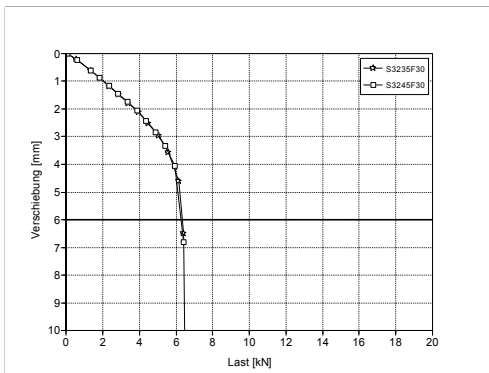


Abbildung A 43:  $z = 30$  cm, feiner Boden

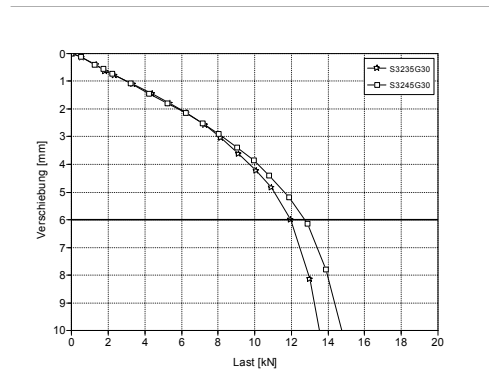


Abbildung A 44:  $z = 30$  cm, grober Boden

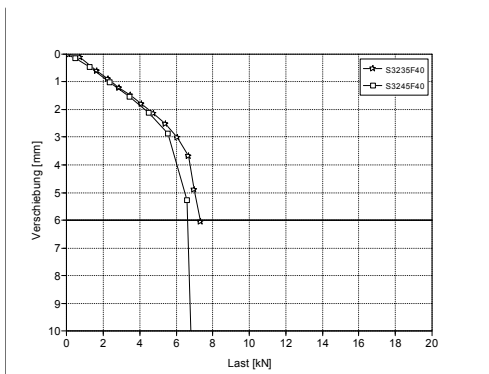


Abbildung A 45:  $z = 40$  cm, feiner Boden

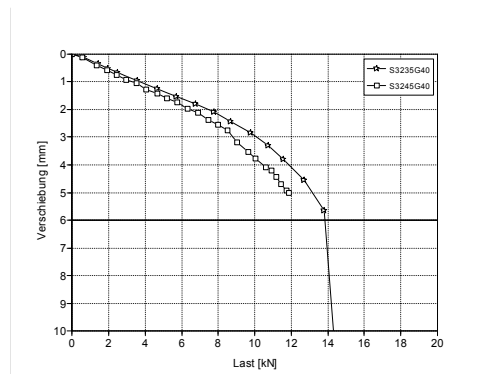


Abbildung A 46:  $z = 40$  cm, grober Boden

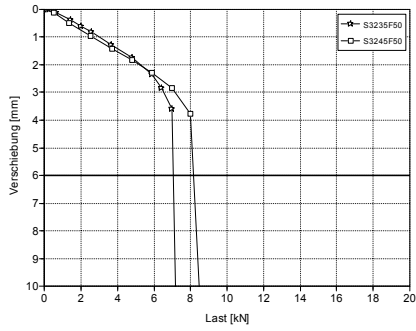


Abbildung A 47:  $z = 50$  cm, feiner Boden

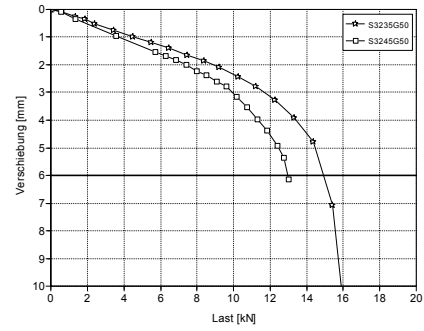


Abbildung A 48:  $z = 50$  cm, grober Boden

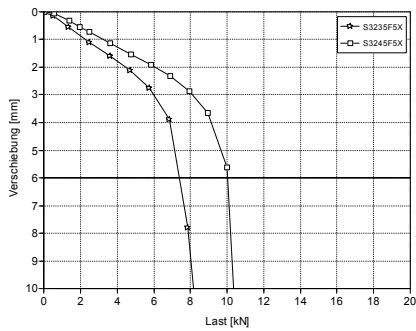


Abbildung A 49:  $z = 60$  cm, feiner Boden

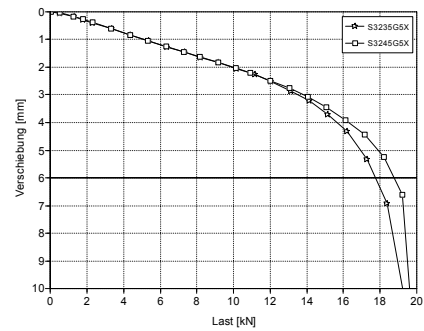


Abbildung A 50:  $z = 60$  cm, grober Boden



## A 2 Feldversuchsergebnisse

### A 2.1 Vibrationsrammungen

#### A 2.1.1 Spezifische Energie

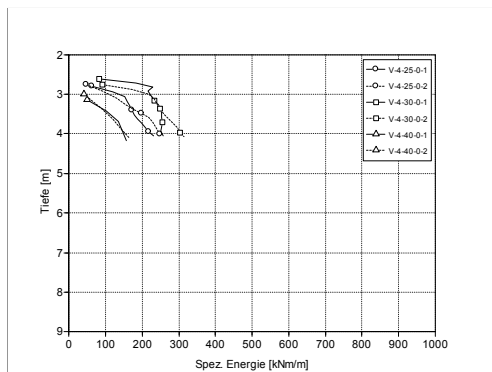


Abbildung A 51: Länge 5,50 m, Auflast 0 t

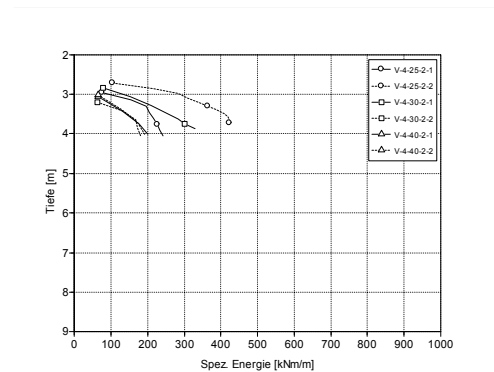


Abbildung A 52: Länge 5,50 m, Auflast 2 t

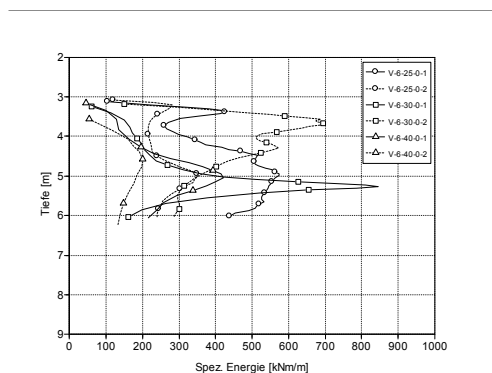


Abbildung A 53: Länge 7,50 m, Auflast 0 t

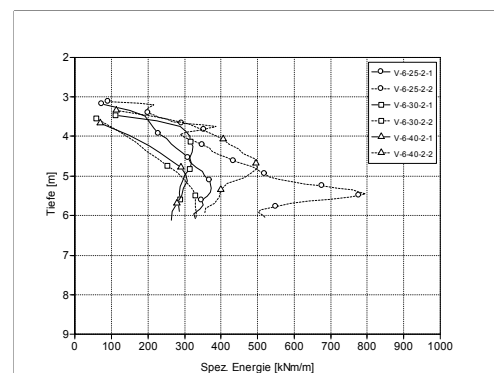


Abbildung A 54: Länge 7,50 m, Auflast 2 t

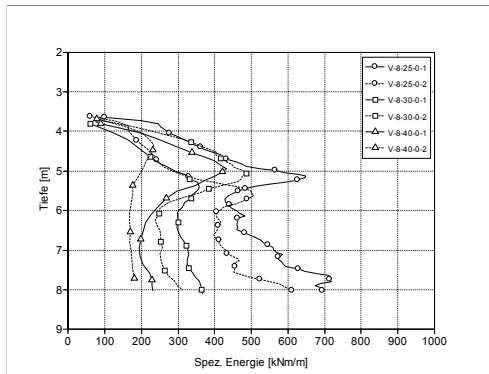


Abbildung A 55: Länge 9,50 m, Auflast 0 t

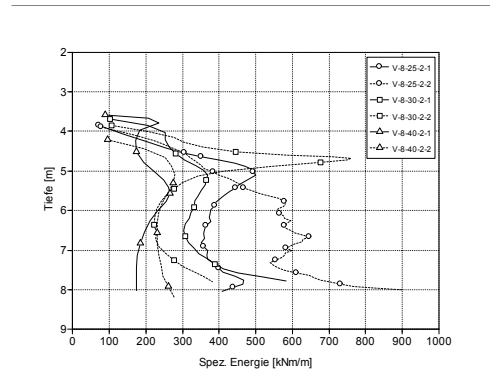


Abbildung A 56: Länge 9,50 m, Auflast 2 t

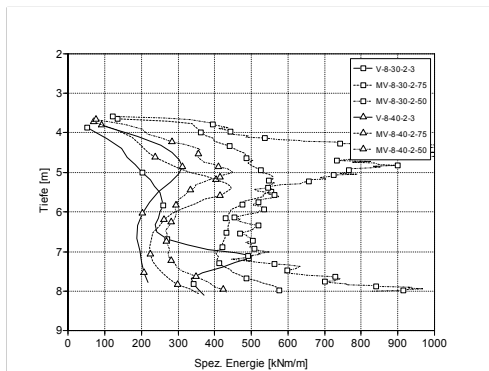


Abbildung A 57: Länge 9,50 m, Auflast 2 t

## A 2.1.2 Spezifische Energie bei Spitzenkontakt

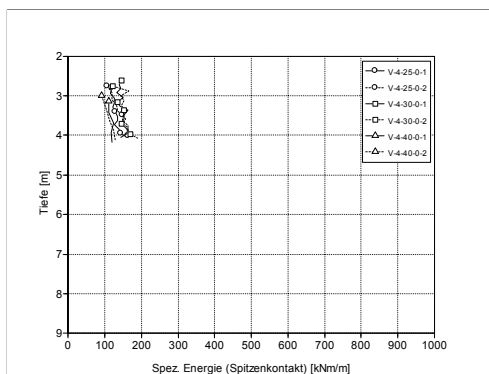


Abbildung A 58: Länge 5,50 m, Auflast 0 t

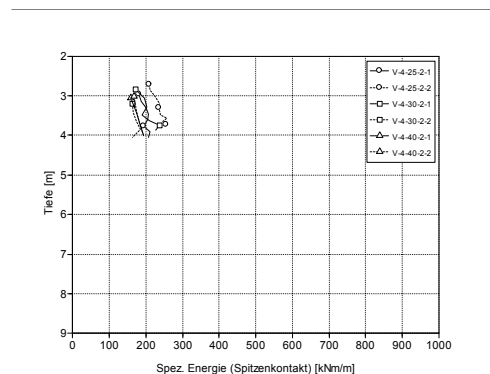


Abbildung A 59: Länge 5,50 m, Auflast 2 t

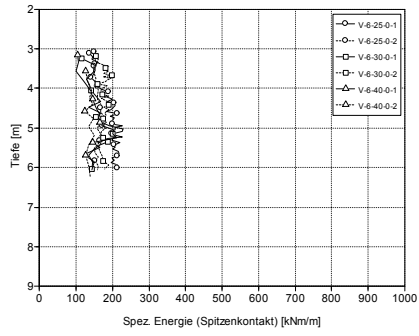


Abbildung A 60: Länge 7,50 m, Auflast 0 t

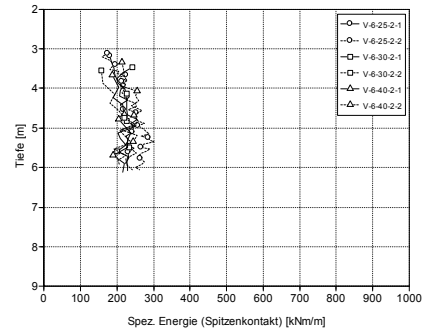


Abbildung A 61: Länge 7,50 m, Auflast 2 t

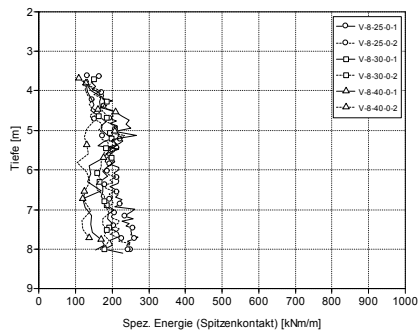


Abbildung A 62: Länge 9,50 m, Auflast 0 t

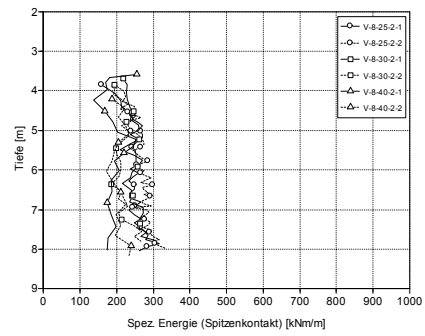


Abbildung A 63: Länge 9,50 m, Auflast 2 t

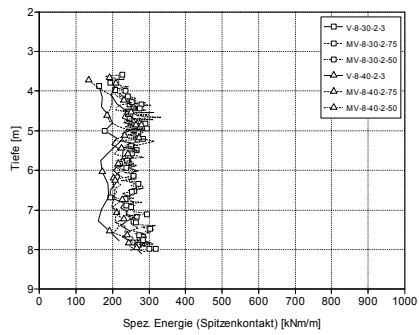


Abbildung A 64: Länge 9,50 m, Auflast 2 t

## A 2.2 Schlagammungen

### A 2.2.1 Spezifische Energie

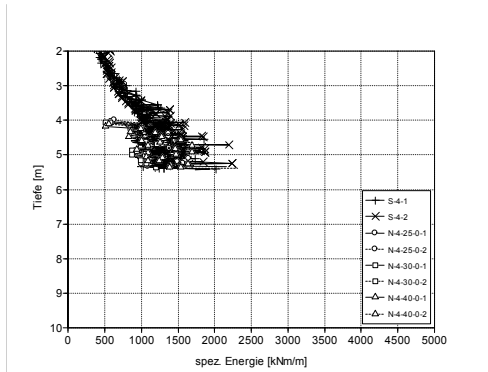


Abbildung A 65: Länge 5,50 m, Auflast 0 t

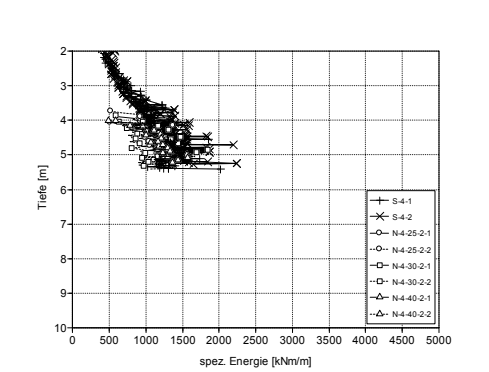


Abbildung A 66: Länge 5,50 m, Auflast 2 t

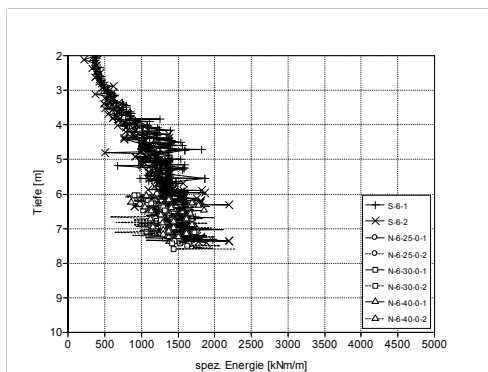


Abbildung A 67: Länge 7,50 m, Auflast 0 t

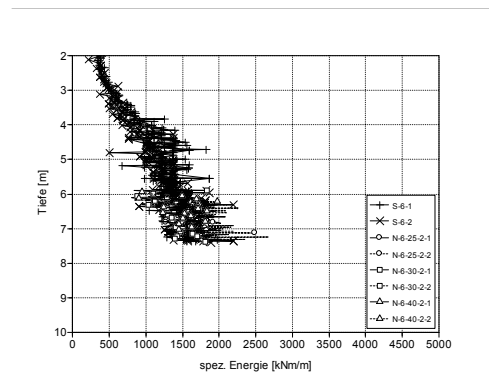


Abbildung A 68: Länge 7,50 m, Auflast 2 t

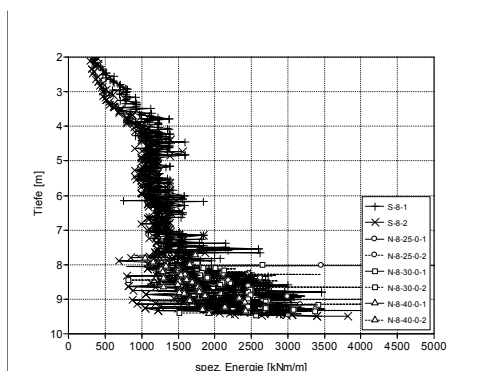


Abbildung A 69: Länge 9,50 m, Auflast 0 t

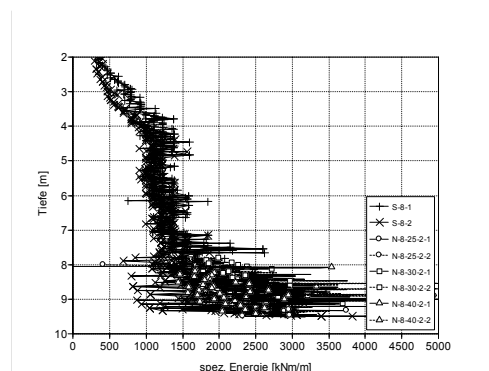


Abbildung A 70: Länge 9,50 m, Auflast 2 t



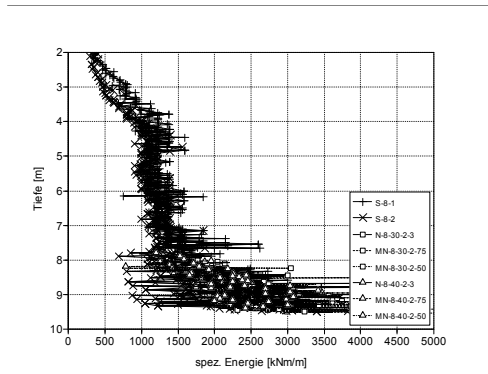


Abbildung A 71: Länge 9,50 m, Auflast 2 t



## Literaturverzeichnis

- [1] ABI GmbH *Vibrierendes Rammen*, Firmenprospekt, Niedernberg, 2005.
- [2] APE - American Piledriving Equipment Inc. *APE 2006 Brochure*, Firmenprospekt, Kent, WA, 2006.
- [3] BACKÉ, W. *Grundlagen der Pneumatik*, Umdruck zur Vorlesung, Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 1986.
- [4] BALTHAUS, H. *Zur Bestimmung der Tragfähigkeit von Pfählen mit dynamischen Prüfmethoden*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1986.
- [5] BAMBERG, G.  
BAUR, F. *Statistik*, Oldenbourg Verlag, München u.a., 2002.

- 
- [6] BEITZ, W.  
KÜTTNER, K.-H. *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin u.a., 1990.
- [7] BETZ, F. *Elektrohydraulische Vibrationsramm- und Ziehgeräte*, Baumaschine und Bautechnik, Band 25, Heft 9, 1978.
- [8] BÖGE, A. *Technische Mechanik: Statik - Dynamik - Fluidmechanik - Festigkeitslehre*, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [9] BOGUTH, K. *Elektrische Vibrationsbäre - Mathematisch-physikalische Grundbegriffe der Vibrationsrammen*, Baumaschine und Bautechnik, Band 25, Heft 9, 1978.
- [10] BOSSCHER, P. J.  
MENCLOVA, E.  
RUSSELL, J. S.  
WAHL, R. E. *Estimating Bearing Capacity of Piles Installed with Vibratory Drivers*, Technical Report CPAR-GL-98-2, U.S. Army Corps of Engineers, Washington, DC, 1998.
- [11] BRONSTEIN, I. N.  
SEMENDJAJEW, K. A. *Taschenbuch der Mathematik*, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, 1991.
- [12] BUJA, H. O. *Die Rammtechnik im Wandel der Zeiten - Geschichte der Rammen von der Steinzeit bis zur Neuzeit*, Bautechnik, Band 80, Heft 4, 2003.
- [13] BVV Spezialtiefbautechnik  
Vertriebs GmbH *LIEBHERR BVV - Technische Daten Hochfrequenzrüttler*, Firmenprospekt, München, 2007.

- 
- [14] COHRS, H. H. *Rammen und Ziehen - vom Anbaubären bis zum Dieselriesen*, *ts Tiefbau Ingenieurbau Straßenbau*, Jahrgang 44, Nummer 4, 2002.
- [15] COMEDI - Linux Control and Measurement Device Interface <http://www.comedi.org>.
- [16] CUDMANI, R. *Statische, alternierende und dynamische Penetration in nichtbindigen Böden*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [17] DELMAG GmbH & Co. KG *Betriebsanleitung Dieselrammen D5-43 bis D100-13*, Betriebsanleitung, Esslingen, 1999.
- [18] DELMAG GmbH & Co. KG *Dieselbären*, Firmenprospekt, Esslingen, 2007.
- [19] DELMAG GmbH & Co. KG *Rammformeln, ZRD 02014-0*, DELMAG-Hausdruckerei, Esslingen, circa 1987.
- [20] DELMAG GmbH & Co. KG *Wellengleichungen, ZRD 02014-2*, DELMAG-Hausdruckerei, Esslingen, 1985.
- [21] DELMAG GmbH & Co. KG *ZRD-D-51*, DELMAG-Hausdruckerei, Esslingen, circa 1975.
- [22] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 1045 Teil 1: Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton - Bemessung und Konstruktion*, Beuth Verlag, Berlin, 2001.

- 
- [23] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 1052: Entwurf, Berechnung und Bemessung von Holzbauwerken - Allgemeine Bemessungsregeln und Bemessungsregeln für den Hochbau*, Beuth Verlag, Berlin, 2004.
- [24] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 4026: Rammpfähle - Herstellung, Bemessung und zulässige Belastung*, Beuth Verlag, Berlin, 1975.
- [25] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 18121 Teil 1: Wassergehalt - Bestimmung durch Ofentrocknung*, Beuth Verlag, Berlin, 1998.
- [26] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 18123: Bestimmung der Korngrößenverteilung*, Beuth Verlag, Berlin, 1996.
- [27] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 18124: Bestimmung der Korndichte*, Beuth Verlag, Berlin, 1997.
- [28] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 18126: Bestimmung der Dichte nichtbindiger Böden bei lockerster und dichtester Lagerung*, Beuth Verlag, Berlin, 1996.
- [29] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 18800 Teil 1: Stahlbauten - Bemessung und Konstruktion*, Beuth Verlag, Berlin, 1990.
- [30] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN 1997 Teil 1: Entwurf, Berechnung und Bemessung in der Geotechnik: Allgemeine Regeln*, Beuth Verlag, Berlin, 2005.
- [31] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN 12699: Verdrängungspfähle*, Beuth Verlag, Berlin, 2001.

- 
- [32] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN ISO 22476 Teil 2: Geotechnische Erkundung und Untersuchung - Felduntersuchungen: Rammsondierungen*, Beuth Verlag, Berlin, 2005.
- [33] Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN ISO 22477 Teil 1: Geotechnische Erkundung und Untersuchung - Prüfung von geotechnischen Bauwerken und Bauwerksteilen: Pfahlprobenbelastungen durch statische axiale Belastungen*, Beuth Verlag, Berlin, 2006.
- [34] DIAPM RTAI - Realtime Application Interface <http://www.rtai.org>.
- [35] DIERSSEN, G. *Ein bodenmechanisches Modell zur Beschreibung der Vibrationsrammung in körnigen Böden*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1994.
- [36] Elpro Verkehrstechnik GmbH Persönliche Mitteilungen, 2003.
- [37] Elpro Verkehrstechnik GmbH Persönliche Gespräche, 2008.
- [38] GEHBAUER, F. *Baubetriebsplanung und Grundlagen der Verfahrenstechnik im Hoch-, Tief- und Erdbau*, Vorlesungsskript, Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH), 2004.

- [39] GIBELIUS, D. *Labormaßstäbliche Vibrations- und Schlagammversuche unter besonderer Berücksichtigung der Rammguttragfähigkeit*, Diplomarbeit, Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH), 2003.
- [40] GROSS, D.  
HAUGER, W.  
WRIGGERS, P. *Technische Mechanik. Band 4: Hydromechanik, Elemente der Höheren Mechanik, Numerische Methoden*, Springer-Verlag, Berlin u.a. 2007.
- [41] gSOAP: SOAP C++ Web Services <http://www.gsoap2.sourceforge.net>.
- [42] HARTUNG, M. *Einflüsse der Herstellung auf die Pfahltragfähigkeit in Sand*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1994.
- [43] HAUGER, W.  
SCHNELL, W.  
GROSS, D. *Technische Mechanik. Band 3: Kinetik*, Springer-Verlag, Berlin u.a., 1999.
- [44] ICE - International Construction Equipment Inc. *ICE Model 14RF*, Firmenprospekt, Matthews, NC, 2007.
- [45] JENNE, G. *Hydraulik in der Rammtechnik*, Baumaschine und Bautechnik, Band 17, Heft 11, 1970.
- [46] KOLBUSZEWSKI, J. J.  
JONES, R. H. *The preparation of sand samples for laboratory testing*, Proceedings of the Midland Soil Mechanics and Foundations Engineering Society, Volume 4, 1961.



- [47] KÜHN, G. *Vibrationsrammung und Bodenbeschaffenheit*, Baumaschine und Bautechnik, Band 25, Heft 9, 1978.
- [48] KÜMMEL, F. *Rammen mit Dieselbären - Teil 1*, Baumaschine und Bautechnik, Band 15, Heft 10, 1968.
- [49] LANGEHEINECKE, K.  
JANY, P.  
THIELEKE, G. *Thermodynamik für Ingenieure*, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [50] LAMMERTZ, P. *Tragfähigkeit von gerammten und vibrierten Stahlrohrpfählen*, in: 28. Baugrundtagung Leipzig, Spezialsitzung "Forum für junge Geotechnik-Ingenieure", Leipzig, 2004.
- [51] LAMMERTZ, P.  
RICHWIEN, W. *Bearing capacity of open ended steel pipe piles vibrated in sand*, in: International Symposium on Vibratory Pile Driving and on Deep Soil Vibratory Compaction (TRANSVIB 2006), Paris, 2006.
- [52] LINDER, W.-R.  
ELLNER, A.  
KORECK, H.-W.  
MEISSNER, H.  
SCHMIDT, H. G. *Empfehlungen für statische axiale Pfahlprobelastungen*, Deutsche Gesellschaft für Geotechnik, Arbeitskreis 2.1, Essen, 1993.
- [53] MAGNUS, K.  
POPP, K. *Schwingungen: Eine Einführung in physikalische Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen*, Teubner-Verlag, Stuttgart, 2005.

- 
- [54] MOLLENHAUER, K.      *Handbuch Dieselmotoren*, Springer-Verlag,  
TSCHÖKE, H.              Berlin u.a., 2007.
- [55] OLEFF, A.                *Auslegung von Stellelementen für  
Schwingungserregerzellen mit geregelter  
Parametervorstellung und adaptive  
Regelungskonzepte für den Vibrationsramm-  
prozess*, Dissertation, Universität Karlsruhe  
(TH), 1996.
- [56] PC/104 Embedded PC      <http://www.pc104.org>  
Modules
- [57] Pileco Inc.                *PILECO DIESEL HAMMERS*, Firmenprospekt,  
Houston, TX, 2006.
- [58] POLIVKA, T.              *Aufbau und Inbetriebnahme eines  
labormaßstäblichen Versuchsstandes zum  
schlagenden Rammen*, Diplomarbeit, Institut für  
Technologie und Management im Baubetrieb der  
Universität Karlsruhe (TH), 2003.
- [59] PÖSCHL, T.                *Der Stoß*, Handbuch der Physik, Springer-  
Verlag, Berlin, 1928.
- [60] PTC FAYAT                *VIBRATIONSRAMMEN Für Einbringung von  
Pfählen und Tiefgründungen*, Firmenprospekt,  
Pantin Cedex, 2007.
- [61] Quadrant EPP Deutschland      *MONOCAST<sup>®</sup> MC 904P PILE DRIVER CAPS*,  
GmbH                      Firmenprospekt, 2000.

- [62] RAUSCHE, F. *Pile driving equipment: Capabilities and properties*, in: Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Conference on the Application of Stresswave Theory to Piles, Sao Paulo, 2000.
- [63] RAUSCHE, F.  
GOBLE, G. G.  
LINKINS, G. E. JR. *Dynamic determination of pile capacity*, Journal of Geotechnical Engineering, Band 111, Nr. 3, 1985.
- [64] REUSCH, D. *Modellierung, Parameterschätzung und automatische Regelung mit Erschütterungsbegrenzung für das langsame Vibrationsrammen*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001.
- [65] RIMPF, S. *Labormaßstäbliche Vibrationsrammversuche unter besonderer Berücksichtigung der Rammguttragfähigkeit*, Diplomarbeit, Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH), 2003.
- [66] RODGER, A. A.  
LITTLEJOHN, G. S. *A study of vibratory driving in granular soils*, Géotechnique, Band 30, Nr. 3, 1980.
- [67] RTG RAMMTECHNIK  
GMBH *RTG RAMMTECHNIK Hydraulikrüttler*, Firmenprospekt, Schrobenhausen, 2007.
- [68] SIEFFERT, J.-G. *Beitrag zum Vibrationsrammen mit hohen Frequenzen für das Einrütteln von Pfählen*, Bauingenieur, Band 59, 1984.
- [69] SIEFFERT, J.-G. *Eigenschaften und Grenzen einer einfachen Modellierung der Vibrationsrammung*, Bauingenieur, Band 78, 2003.

- 
- [70] SIMONS, H. *Zum Stand der Pfahlgründungen*, Baumaschine und Bautechnik, Band 11, Heft 12, 1964.
- [71] SMOLTCZYK, U. *Grundbautaschenbuch, Teil 2: Geotechnische Verfahren*, Ernst und Sohn Verlag, Berlin, 2001.
- [72] STORZ, M. *Stabilität der Bewegungen eines Reibschwingers mit Stoß am Beispiel des Vibrationsrammens*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1994.
- [73] STORZ, R. *Anwendung moderner Vibrationsrammen im Tiefbau*, Bautechnik Spezial, 2004.
- [74] STROBL, R. *25 Jahre Vibrationsrammtechnik: heutiger Stand, Entwicklungsmöglichkeiten - Teil 1*, Baumaschine und Bautechnik, Band 23, Heft 1, 1976.
- [75] STROBL, R. *25 Jahre Vibrationsrammtechnik: heutiger Stand, Entwicklungsmöglichkeiten - Teil 2*, Baumaschine und Bautechnik, Band 23, Heft 2, 1976.
- [76] THESS, A. *Was ist Entropie? Eine Antwort für Unzufriedene*, Forschung im Ingenieurwesen, Nummer 10, 2007.
- [77] ThyssenKrupp GfT  
Bautechnik GmbH *HOESCH-Stahlspundwände. PEINER-Stahlspundwände. Lieferprogramm*, Firmenprospekt, Essen, 2007.
- [78] ThyssenKrupp GfT  
Tiefbautechnik GmbH *MÜLLER-Vibratoren*, Firmenprospekt, Alsfeld, 2007.

- 
- [79] TÜNKERS<sup>®</sup> Maschinenbau GmbH *Ramm- und Ziehetechnik*, Firmenprospekt, Ratingen, 2007.
- [80] VAID, Y. P.  
NEGUSSEY, D. *Relative density of pluviated sand samples*, Soils and foundations, Volume 24, Number 2, 1984.
- [81] VAN LUIPEN, P. *Druckbeaufschlagte Hydraulikbäre*, Baumaschine und Bautechnik, Band 27, Heft 6, 1980.
- [82] VERSPOHL, J. *Ungefesselte hysteretische Systeme unter besonderer Berücksichtigung der Vibrationsrammung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1990.
- [83] VIKING, K. *Vibro-driveability - a field study of vibratory driven sheet piles in non-cohesive soils*, Dissertation, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2002.
- [84] WIENHOLZ, B. *Tragfähigkeit von Verdrängungspfählen in Sand in Abhängigkeit von der Einbringung*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1998.
- [85] WINDISCH, H. *Thermodynamik*, Oldenbourg Verlag, München, 2006.
- [86] WORMUTH, R.  
SCHNEIDER, K.-J. *Baulexikon online*, <http://www.bauwerk-verlag.de/baulexikon/>, Bauwerk Verlag, Berlin, 2008.



# Veröffentlichungen des Instituts für Technologie und Management im Baubetrieb

## Karlsruher Reihe Bauwirtschaft, Immobilien und Facility Management

Universitätsverlag Karlsruhe, ISSN 1867-5867

- |        |   |      |
|--------|---|------|
| Band 1 | Jochen ABEL<br><i>Ein produktorientiertes Verrechnungssystem für Leistungen des Facility Management im Krankenhaus</i>  | 2009 |
| Band 2 | Carolin BAHR<br><i>Realdatenanalyse zum Instandhaltungsaufwand öffentlicher Hochbauten</i>  | 2008 |
| Band 3 | Karin DIEZ<br><i>Ein prozessorientiertes Modell zur Verrechnung von Facility Management Kosten am Beispiel der Funktionsstelle Operationsbereich im Krankenhaus</i> | 2009 |
| Band 4 | Mandana BANEDJ-SCHAFII<br><i>System transferability of public hospital facility management between Germany and Iran</i>   | 2009 |

Die Bände sind unter [www.uvka.de](http://www.uvka.de) als PDF frei verfügbar oder als Druckausgabe bestellbar.

## Reihe F – Forschung

### Institutsintern verlegt bis einschließlich Heft 62, 2007

Heft 1	Hans PINNOW <i>Vergleichende Untersuchungen von Tiefbauprojekten in offener Bauweise</i>	1972
Heft 2	Heinrich MÜLLER <i>Rationalisierung des Stahlbetonbaus durch neue Schalverfahren und deren Optimierung beim Entwurf</i>	1972
Heft 3	Dieter KARLE <i>Einsatzdimensionierung langsam schlagender Rammhäre aufgrund von Rammsondierungen</i>	1972
Heft 4	Wilhelm REISMANN <i>Kostenerfassung im maschinellen Erdbau</i>	1973
Heft 5	Günther MALETON <i>Wechselwirkungen von Maschine und Fels beim Reißvorgang</i>	1973
Heft 6	Joachim HORNUNG <i>Verfahrenstechnische Analyse über den Ersatz schlagender Rammen durch die Anwendung lärmarmen Baumethoden</i>	1973
Heft 7	Thomas TRÜMPER / Jürgen WEID <i>Untersuchungen zur optimalen Gestaltung von Schneidköpfen bei Unterwasserbaggerungen</i>	1973
Heft 8	Georg OELRICHS <i>Die Vibrationsrammung mit einfacher Längsschwingwirkung - Untersuchungen über die Kraft- und Bewegungsgrößen des Systems Rammhäre plus Rammstück im Boden</i>	1974
Heft 9	Peter BÖHMER <i>Verdichtung bituminösen Mischgutes beim Einbau mit Fertigern</i>	1974
Heft 10	Fritz GEHBAUER <i>Stochastische Einflußgrößen für Transportsimulationen im Erdbau</i>	1974
Heft 11	Emil MASSINGER <i>Das rheologische Verhalten von lockeren Erdstoffgemischen</i>	1976





- 
- |         |   |      |
|---------|---|------|
| Heft 22 | Urs BRUNNER<br><i>Submarines Bauen - Entwicklung eines Bausystems für den Einsatz auf dem Meeresboden</i><br><b>- vergriffen -</b>          | 1979 |
| Heft 23 | Volker SCHULER<br><i>Drehendes Bohren in Lockergestein - Gesetzmäßigkeiten und Nutzenanwendung</i><br><b>- vergriffen -</b>                 | 1979 |
| Heft 24 | Christian BENOIT<br><i>Die Systemtechnik der Unterwasserbaustelle im Offshore-Bereich</i>   | 1980 |
| Heft 25 | Bernhard WÜST<br><i>Verbesserung der Umweltfreundlichkeit von Maschinen, insbesondere von Baumaschinen-Antrieben</i>                        | 1980 |
| Heft 26 | Hans-Josef KRÄMER<br><i>Geräteseitige Einflußparameter bei Ramm- und Drucksondierungen und ihre Auswirkungen auf den Eindringwiderstand</i> | 1981 |
| Heft 27 | Bertold KETTERER<br><i>Modelluntersuchungen zur Prognose von Schneid- und Planierkräften im Erdbau</i>                                      | 1981 |
| Heft 28 | Harald BEITZEL<br><i>Gesetzmäßigkeiten zur Optimierung von Betonmischern</i>  | 1981 |
| Heft 29 | Bernhard WÜST<br><i>Einfluß der Baustellenarbeit auf die Lebensdauer von Turmdrehkränen</i>   | 1982 |
| Heft 30 | Hans PINNOW<br><i>Einsatz großer Baumaschinen und bisher nicht erfaßter Sonderbauformen in lärmempfindlichen Gebieten</i>                   | 1982 |
| Heft 31 | Walter BAUMGÄRTNER<br><i>Traktionsoptimierung von EM-Reifen in Abhängigkeit von Profilierung und Innendruck</i>                             | 1982 |
| Heft 32 | Karlheinz HILLENBRAND<br><i>Wechselwirkung zwischen Beton und Vibration bei der Herstellung von Stahlbetonrohren im Gleitverfahren</i>      | 1983 |

---

Heft 33	Christian BENOIT <i>Ermittlung der Antriebsleistung bei Unterwasserschaufelrädern</i>	1985
Heft 34	Norbert WARDECKI <i>Strömungsverhalten im Boden-/Werkzeugsystem</i>	1986
Heft 35	Christian BENOIT <i>Meeresbergbau - Bestimmung der erforderlichen Antriebskraft von Unterwasserbaggern</i>	1986
Heft 36	Rolf-Victor SCHMÖGER <i>Automatisierung des Füllvorgangs bei Scrapern</i>	1987
Heft 37	Alexander L. MAY <i>Analyse der dreidimensionalen Schnittverhältnisse beim Schaufelradbagger</i>	1987
Heft 38	Michael HELD <i>Hubschraubereinsatz im Baubetrieb</i>	1989
Heft 39	Gunter SCHLICK <i>Adhäsion im Boden-Werkzeug-System</i>	1989
Heft 40	Franz SAUTER <i>Optimierungskriterien für das Unterwasserschaufelrad (UWS) mittels Modellsimulation</i> <b>- vergriffen -</b>	1991
Heft 41	Stefan BERETITSCH <i>Kräftepiel im System Schneidwerkzeug-Boden</i>	1992
Heft 42	Heinrich SCHLICK <i>Belastungs- und Fließverhältnisse in Silos mit zentralen Einbauten und Räumarmaustrag</i>	1994
Heft 43	Günther DÖRFLER <i>Untersuchungen der Fahrwerksbodeninteraktion zur Gestaltung von Raupenfahrzeugen für die Befahrung weicher Tiefseeböden</i>	1995
Heft 44	Axel OLEFF <i>Auslegung von Stellelementen für Schwingungserregerzellen mit geregelter Parameterverstellung und adaptive Regelungskonzepte für den Vibrationsrammprozeß</i>	1996

---

Heft 45	Kunibert LENNERTS <i>Stand der Forschung auf den Gebieten der Facility- und Baustellen- Layoutplanung</i>	1997
Heft 46	Kunibert LENNERTS <i>Ein hybrides, objektorientiertes System zur Planung optimierter Baustellen-Layouts</i>	1997
Heft 47	Uwe RICKERS <i>Modellbasiertes Ressourcenmanagement für die Rettungsphase in Erdbebengebieten</i>	1998
Heft 48	Ulrich-Peter REHM <i>Ermittlung des Antriebsdrehmomentes von Räumarmen in Silos mit Einbaukörper und kohäsivem Schüttgut</i>	1998
Heft 49	Dirk REUSCH <i>Modellierung, Parameterschätzung und automatische Regelung mit Erschütterungsbegrenzung für das langsame Vibrationsrammen</i>	2001
Heft 50	Franz DIEMAND <i>Strategisches und operatives Controlling im Bauunternehmen</i>	2001
Heft 51	Karsten SCHÖNBERGER <i>Entwicklung eines Workflow-Management-Systems zur Steuerung von Bauprozessen in Handwerker Netzwerken</i>	2002
Heft 52	Christian MEYSENBURG <i>Ermittlung von Grundlagen für das Controlling in öffentlichen Bauverwaltungen</i>	2002
Heft 53	Matthias BURCHARD <i>Grundlagen der Wettbewerbsvorteile globaler Baumärkte und Entwicklung eines Marketing Decision Support Systems (MDSS) zur Unternehmensplanung</i>	2002
Heft 54	Jaroslav JURASZ <i>Geometric Modelling for Computer Integrated Road Construction</i>	2003
Heft 55	Sascha GENTES <i>Optimierung von Standardbaumaschinen zur Rettung Verschütteter</i>	2003

- 
- Heft 56     Gerhard W. SCHMIDT  
*Informationsmanagement und Transformationsaufwand im Gebäudemanagement*     2003
- Heft 57     Karl Ludwig KLEY  
*Positionierungslösung für Straßenwalzen - Grundlage für eine kontinuierliche Qualitätskontrolle und Dokumentation der Verdichtungsarbeit im Asphaltbau*     2004
- Heft 58     Jochen WENDEBAUM  
*Nutzung der Kerntemperaturvorhersage zur Verdichtung von Asphaltmischgut im Straßenbau*     2004
- Heft 59     Frank FIEDRICH  
*Ein High-Level-Architecture-basiertes Multiagentensystem zur Ressourcenoptimierung nach Starkbeben*     2004
- Heft 60     Joachim DEDEKE  
*Rechnergestützte Simulation von Bauproduktionsprozessen zur Optimierung, Bewertung und Steuerung von Bauplanung und Bauausführung*     2005
- Heft 61     Michael OTT  
*Fertigungssystem Baustelle - Ein Kennzahlensystem zur Analyse und Bewertung der Produktivität von Prozessen*     2007
- Heft 62     Jochen ABEL  
*Ein produktorientiertes Verrechnungssystem für Leistungen des Facility Management im Krankenhaus*     2007

**Ab Heft 63 im Universitätsverlag Karlsruhe verlegt, ISSN 1868-5951**

- Heft 63     Jürgen KIRSCH  
*Organisation der Bauproduktion nach dem Vorbild industrieller Produktionssysteme – Entwicklung eines Gestaltungsmodells eines Ganzheitlichen Produktionssystems für den Bauunternehmer*     2009
- Heft 64     Marco ZEIHNER  
*Ein Entscheidungsunterstützungsmodell für den Rückbau massiver Betonstrukturen in kerntechnischen Anlagen*     2009



## Sonderhefte Reihe F – Forschung

### Institutsintern verlegt

Heft 1	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Forschung für den Baubetrieb</i> (15./16. Juni 1972)	1972
Heft 2	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Forschung für den Baubetrieb</i> (11./12. Juni 1974)	1974
Heft 3	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Forschung für den Baubetrieb</i> (12./13. Juni 1979)	1979
Heft 4	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Forschung für die Praxis</i> (15./16. Juni 1983)	1983
Heft 5	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Baumaschinen für die Praxis</i> (04./05. Juni 1987)	1987
Heft 6	Vorträge anlässlich der Tagung <i>Forschung und Entwicklung für die maschinelle Bauausführung</i> (26. Juni 1992) - vergriffen -	1992

### Im Universitätsverlag Karlsruhe verlegt

Heft 7	Stefan SENITZ <i>Abschlussymposium 2007 Graduiertenkolleg „Naturkatastrophen“ - Verständnis, Vorsorge und Bewältigung von Naturkatastrophen</i>	2007
--------	--	------

Heft 7 ist unter [www.uvka.de](http://www.uvka.de) als PDF frei verfügbar oder als Druckausgabe bestellbar (ISBN 978-3-86644-145-3).

## Reihe G – Gäste

### Institutsintern verlegt

Heft 1	Zbigniew KORZEN <i>Ähnlichkeitsbetrachtungen der Bodenbearbeitungsvorgänge</i>	1981
Heft 2	Yoshinori TAKADA <i>Untersuchung zur Abschätzung der Aufreißeistung von Reißraupen - Wechselwirkung von Maschine und Fels beim Reißen</i>	1983
Heft 3	Geza JANDY <i>Systemtechnik (Systems Engineering)</i> Günter KÜHN <i>Was ist die Systemtechnik, und was nutzt sie dem Bauingenieur?</i>	1986
Heft 4	Piotr DUDZINSKI <i>Konstruktionsmerkmale bei Lenksystemen an mobilen Erdbaumaschinen mit Reifenfahrwerken</i>	1987
Heft 5	Yoshitaka OJIRO <i>Impact-Reißen - Untersuchungen über die Optimierung der Betriebsparameter mit Hilfe der Modellsimulation</i>	1988

Wird künftig fortgesetzt in Reihe F.



## Reihe L - Lehre und Allgemeines

### Institutsintern verlegt

Heft 1	Günter KÜHN <i>Baubetrieb in Karlsruhe</i> <b>- vergriffen -</b>	1972
Heft 2	Dieter KARLE <i>Afrika-Exkursion Gabun - Kamerun</i> <b>- vergriffen -</b>	1971
Heft 3	Gabriele und Uwe GRIESBACH <i>Studenten berichten: 52.000 km Afrika - Asien</i>	1975
Heft 4	Günter KÜHN <i>Letzte Fragen und ihre Antworten - auch für das Leben auf der Baustelle</i> <b>- vergriffen -</b>	1976
Heft 5	<i>Festschrift 1967 - 1977 zum 10jährigen Bestehen des Instituts für Maschinenwesen im Baubetrieb</i>	1977
Heft 6	Günter KÜHN <i>Baumaschinenforschung in Karlsruhe - Rückblick auf eine zehnjährige Institutstätigkeit</i>	1978
Heft 7	Günter KÜHN <i>Baubetriebsausbildung in Karlsruhe</i>	1979
Heft 8	Bertold KETTERER / Hans-Josef KRÄMER <i>Studenten-Exkursionen Saudi-Arabien 1978/1979</i>	1980
Heft 9	Hans-Josef KRÄMER <i>Baubetrieb - Studium und Berufserfahrung - Referate bei Seminaren für Bauingenieurstudenten</i>	1980
Heft 10	Christian BENOIT <i>Studenten-Exkursion Brasilien 1980</i>	1980
Heft 11	Christian BENOIT <i>Studenten-Exkursion Holland 1981</i>	1982

Heft 12	Günter KÜHN <i>Bauen mit Maschinen</i>	1983
Heft 13	Günter KÜHN <i>Aus dem Leben eines Bauleiters</i> <b>- vergriffen -</b>	1984
Heft 14	Günter KÜHN <i>Was ist die Systemtechnik, und was nutzt sie dem Bauingenieur?</i>	1984
Heft 15	Günter KÜHN <i>Baumaschinenforschung am IMB 1967 - 1987</i>	1987
Heft 16	Franz FURGER <i>Ethik und Management</i>	1987

Wird künftig fortgesetzt in Reihe V.

## Reihe U – Untersuchungen

### Institutsintern verlegt

Heft 1	Günter KÜHN Monoblock- oder Verstellausleger? <b>- vergriffen -</b>	1973
Heft 2	Roland HERR <i>Untersuchungen der Ladeleistung von Hydraulikbaggern im Feldeinsatz</i>	1974
Heft 3	Thomas TRÜMPER <i>Einsatzstudie hydraulischer Schaufelradbagger SH 400</i>	1975

Wird künftig fortgesetzt in Reihe F.

## Reihe V - Vorlesungen und Mitteilungen

### Institutsintern verlegt

Heft 1	Heinrich MÜLLER <i>Management im Baubetrieb</i>	1974
Heft 2	Erwin RICKEN <i>Baubetriebswirtschaft B</i> <b>- vergriffen -</b>	1974
Heft 3	Thomas TRÜMPER <i>Elektrotechnik</i> <b>- vergriffen -</b>	1975
Heft 4	Albrecht GÖHRING <i>Zusammenfassung des Seminars Anorganische Chemie</i>	1975
Heft 5	Joachim HORNUNG <i>Netzplantechnik</i> <b>- vergriffen -</b>	1975
Heft 6	Günter KÜHN <i>Baubetriebstechnik I</i> <i>Teil A: Baubetrieb</i> <i>Teil B: Hochbautechnik</i> <b>- vergriffen -</b>	1988
Heft 7	Günter KÜHN <i>Baubetriebstechnik II</i> <i>Teil A: Tiefbau</i> <i>Teil B: Erdbau</i>	1985
Heft 8	Bernhard WÜST <i>Maschinenteknik I</i>	1982
Heft 9	Norbert WARDECKI <i>Maschinenteknik II</i>	1983
Heft 10	Fritz HEINEMANN <i>Einführung in die Baubetriebswirtschaftslehre</i> <b>- vergriffen -</b>	1991

---

Heft 11	Fritz GEHBAUER <i>Wer soll die Zukunft gestalten, wenn nicht wir?</i>	1989
Heft 12	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1989 Chile - Argentinien - Brasilien</i>	1989
Heft 13	<i>Mitgliederverzeichnis - Gesellschaft der Freunde des Instituts</i>	1996
Heft 14	<i>Das Institut</i>	1996
Heft 15	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1990 Deutschland - Dänemark - Norwegen - Belgien</i>	1977
Heft 16	Fritz GEHBAUER <i>Baubetriebstechnik I</i> <i>Teil A: Baubetrieb</i> <i>Teil B: Hochbau</i> <i>Teil C: Schlüsselfertigbau</i>	1990
Heft 17	Fritz GEHBAUER <i>Baubetriebstechnik II</i> <i>Teil A: Erdbau</i> <i>Teil B: Tiefbau</i>	1994
Heft 18	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1991 Deutschland - Polen</i>	1991
Heft 19	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1992 Südostasien - Bangkok - Hongkong - Taipeh</i>	1992
Heft 20	Alfred WELTE <i>Naßbaggertechnik - Ein Sondergebiet des Baubetriebes</i>	2001
Heft 21	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1993 Großbritannien</i>	1993
Heft 22	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1994 Österreich</i>	1994
Heft 23	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1995 Deutschland</i> <b>- vergriffen -</b>	1995

Heft 24	Die Studenten <i>Studentenexkursion 1996 Neue Bundesländer</i>	1996
Heft 25	Herbert FEGER <i>Betonbereitung</i> <i>Teil 1 der Vorlesung "Betonbereitung und -transport"</i>	1997
Heft 26	Herbert FEGER <i>Betontransport</i> <i>Teil 2 der Vorlesung "Betonbereitung und -transport"</i>	1997
Heft 27	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1997 Deutschland - Tschechien</i>	1997
Heft 27	Fritz GEHBAUER <i>Baubetriebsplanung und Grundlagen der Verfahrenstechnik im Hoch-, Tief- und Erdbau Band I</i> <i>Teil A: Baubetrieb</i> <i>Teil B: Hochbau</i> <i>Teil C: Schlüsselfertigbau</i>	2004
	überarbeitete Neuauflage	2009
Heft 28	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1998 Deutschland</i>	1998
Heft 28	Fritz GEHBAUER <i>Baubetriebsplanung und Grundlagen der Verfahrenstechnik im Hoch-, Tief- und Erdbau Band II</i> <i>Teil A: Erbau</i> <i>Teil B: Tiefbau</i>	2004
	überarbeitete Neuauflage	2009
Heft 29	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1999 Deutschland - Schweiz - Frankreich</i>	1999
Heft 30	Fritz GEHBAUER <i>Baubetriebswirtschaftslehre</i> <b>- vergriffen -</b>	2001
Heft 31	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2000 Deutschland - Rhein/Main - Ruhr</i>	2000

---

Heft 32	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2001 Goldisthal - Berlin - Hannover</i>	2001
Heft 33	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2002 Essen - Hamburg - Hannover</i>	2002
Heft 34	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2003 Zürich - Luzern - München</i>	2003
Heft 35	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2004 Köln - Hamburg - Hannover</i>	2004
Heft 36	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2005 Schweiz - Österreich - Deutschland</i>	2005
Heft 37	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2006 Innsbruck - Wien</i>	2006
Heft 38	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2007 Köln - Amsterdam</i>	2007
Heft 39	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 2008 Dubai</i>	2008

# Maschinen Mensch

Das Institut für Technologie und Management im Baubetrieb (TMB) befasst sich in Forschung und Lehre mit dem gesamten Bereich des Baubetriebs von der Maschinen- und Verfahrenstechnik bis hin zum Management der Projekte, Facilities und Unternehmen.

Weitere Informationen und Kontakte unter [www.tmb.uni-karlsruhe.de](http://www.tmb.uni-karlsruhe.de)

Die Schriften des Instituts sind in 2 Reihen gegliedert:

Reihe F (orange Kennzeichnung): Forschung

Reihe V (grüne Kennzeichnung): Vorlesungen und Mitteilungen

REIHE F / Heft 65, Karlsruhe 2009

ISSN: 1868-5951

ISBN: 978-3-86644-422-5

[www.uvka.de](http://www.uvka.de)

