

UNIVERSITÄT
KARLSRUHE (TH)

Institut für Technologie
und Management im
Baubetrieb

Prof. Fritz Gehbauer (Hrsg.)

FORSCHUNG

Betonbearbeitung mit
hydraulischen Anbaufräsen

REIHE F / Heft 66

Johannes Karl Westermann



universitätsverlag karlsruhe

Johannes Karl Westermann

Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen

Reihe F, Forschung

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

Hrsg. Prof. Fritz Gehbauer

Heft 66

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

Eine Übersicht der Institutsveröffentlichungen finden Sie am Ende des Buches.

Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen

von
Johannes Karl Westermann



universitätsverlag karlsruhe

Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)
Fakultät für Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften
Tag der mündlichen Prüfung: 24.07.2009

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

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Karl Schweizerhof
Institut für Mechanik
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: 978-3-86644-429-4

Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen

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. Johannes Karl Westermann

aus Eberbach (Baden)

Tag der mündlichen Prüfung: 24. Juli 2009

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Fritz Gehbauer, M.S., TMB, Universität Karlsruhe (TH)

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Karl Schweizerhof, IFM, Universität Karlsruhe (TH)

Karlsruhe 2009

Vorwort des Herausgebers

Die Arbeit entstand im Rahmen des Graduiertenkollegs „Naturkatastrophen“. Dort wurden im Teilbereich Ingenieurwesen mehrere Themen, die sich mit der Rettung Verschütteter befassen, bearbeitet. Herr Westermann hat sich die Aufgabe gestellt, hydraulische Anbaufräsen auf Eignung zum Durchdringen von Betonstrukturen zu untersuchen. Eignung ist in diesem Zusammenhang so zu verstehen, dass einerseits die auftretenden Kräfte so groß sein müssen, dass ein Eindringen ermöglicht wird, sie andererseits aber nicht die Trümmerstruktur und damit die darin befindlichen zu Rettenden gefährden. Um hierüber Aussagen machen zu können, ist zunächst einmal die Messung der auftretenden Kräfte erforderlich. Systematische Messungen wurden bisher im Fräsenbetrieb nicht durchgeführt. Außerdem gibt es noch kein Rechenmodell, das hier weiterhelfen würde. Eigene Versuche waren also erforderlich.

Wenn es darum geht, mit einer Maschine Beton abzubauen, dann müssen nur genügend Kraft und Drehmoment aufgebracht werden, um den Beton abzufräsen. Nach diesen Überlegungen wurden bisher Betonfräsen und ihre Einsätze dimensioniert. Die ursprüngliche Überlegung der vorliegenden Arbeit richtete sich darauf, die minimale Kraft zu bestimmen, die Abbau noch ermöglicht und die Trümmerstruktur schont. Die Beschäftigung mit dieser Aufgabenstellung führte zu neuen Erkenntnissen im Bereich des Schneid- und Zertrümmerungsvorganges beim Betonfräsen. Die Wissenschaft ist in diesem Bereich einen guten Schritt vorwärts gekommen. Auch die praktische Bedeutung der Arbeit ist erheblich. Konstrukteure und Betreiber von Fräsen erhalten wesentliche Informationen für künftigen Entwurf und Einsatz von Betonfräsen. Das entwickelte Fräsmodell ist hinreichend genau, um Voraussagen über auftretende Kräfte und Momente zu ermöglichen, die über das bisher Mögliche hinausgehen.

Karlsruhe, im Juli 2009

Fritz Gehbauer

Vorwort des Verfassers

*„Wer von Anfang an schon sicher weiß, wohin sein Weg führt,
wird es nicht sehr weit bringen.“*

(Napoleon I. Bonaparte, 1769 - 1821)

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb der Universität Karlsruhe (TH) im Rahmen eines Stipendiums im Graduiertenkolleg „Naturkatastrophen“. Mein Dank für die Finanzierung dieser Arbeit gilt daher der Deutschen Forschungsgemeinschaft.

Ich verdanke mein Stipendium der Fürsprache von Herrn Prof. Dr.-Ing. Fritz Gehbauer, M.S. Im Vertrauen auf meine Kompetenz ließ er mir stets großen Freiraum bei der Bearbeitung der gestellten Aufgabe. Zudem gebührt ihm Dank für die Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl Schweizerhof vom Institut für Technische Mechanik der Universität Karlsruhe (TH) danke ich für die Übernahme des Korreferats und die kritische Auseinandersetzung mit meiner Arbeit.

Ohne die Zusammenarbeit und den Rat von Kollegen, Mitarbeitern, Hilfskräften und einigen Personen aus meinem privaten Umfeld wäre diese Arbeit nicht gelungen. Namentlich gedankt sei den Herren Dr.-Ing. Dirk Reusch für seine sehr geschätzte Hilfe während meiner Arbeit an der Dissertation sowie Dipl. -Ing. Michael Steilner für seinen Beitrag zur Modellentwicklung.

Nur mit Unterstützung der TEREX|Schaeff GmbH und tatkräftiger Zuarbeit der instituts-eigenen Werkstatt waren die Fräsversuche als wichtiger Teil dieser Arbeit überhaupt durchführbar. Stellvertretend bedanke ich mich bei den Herren Christoph Goebel und Maik Schulze sowie den Herren Werner Binder und Armin Hofmann.

Besonderer Dank gebührt meinem Vater, Herrn Dipl.-Ing. Karl Friedrich Westermann, für die sorgfältige Korrektur meiner Dissertation und für seine vielen wertvollen Anregungen.

Meiner Frau Romy danke ich ganz herzlich für ihr Verständnis und ihre Geduld während der Anfertigung dieser Arbeit.

Karlsruhe, im Juli 2009

Johannes Karl Westermann

Kurzfassung

Bringt eine Studie zur Bearbeitung von Beton mit hydraulischen Anbaufräsen außer dem Übertrag bekannter Sachverhalte auf einen weiteren Werkstoff überhaupt noch Wissenswertes zu Tage? Mehr noch als der Umstand, dass es bislang keine Abhandlungen zum Thema gab, unterscheidet der ungewöhnliche Blickwinkel diese Arbeit von ähnlichen Baumaschinenstudien. Die im Titel der Arbeit nicht explizit aufgeführte erweiterte Aufgabe „Berücksichtigung einer Verwendung als Rettungsgerät“ legt den Fokus der Untersuchungen nicht allein auf das Abbaugerät, sondern auch auf dessen Wirkung auf den bearbeiteten Gegenstand, damit die Eignung von Fräsen zur Rettung Verschütteter nach Gebäudeeinstürzen beurteilt werden kann.

Die Studie fußt auf vom Gesteinsfräsen her bekannten Zusammenhängen und vor allem auf eigenen Fräsversuchen an Betonquadern mit einer handelsüblichen Anbaufräse. Ein eigens entwickelter Versuchsaufbau erlaubt die Erfassung maschinenseitiger Betriebsgrößen und außerdem die Messung der beim Fräsen auf den bearbeiteten Gegenstand wirkenden Kräfte.

Als Ergebnis lassen sich beim Fräsen von Beton zwei Betriebszustände unterscheiden:

- Bis zu einer gewissen Mindestvorschubkraft trägt die Fräse kein Material ab, sondern gleitet nur über die Oberfläche des abzubauenden Materials.
- Erst nach Überschreiten der Mindestvorschubkraft dringt die Fräse in das Material ein. Dabei folgt der Zuwachs der Schneidleistung proportional dem Zuwachs der Vorschubkraft.

Die vom Drehmoment der Fräse bewirkte Kraft auf den bearbeiteten Gegenstand verhält sich stets proportional zur Vorschubkraft – unabhängig vom Betriebszustand.

Diese einfachen, aber keineswegs trivialen Zusammenhänge widersprechen der gängigen – vom Fräsen zäher Materialien herrührenden – Vorstellung eines schneidenden Fräsvorgangs. Die Versuchsergebnisse lassen nur folgenden Schluss zu: Das Fräsendrehmoment dient zum Überwinden der Gleitreibung beim Drehen des Schneidkopfs und leistet keinen wesentlichen Beitrag zum Materialabbau. Die Zerstörung des Materials geschieht durch Spröbruch infolge radialer Druckkräfte an den Meißelspitzen. Eine tangentielle Schnittkraft ist nicht nachzuweisen.

Obwohl bereits die rundliche Gestalt der Fräsmeißelspitzen klar der gängigen Vorstellung des Fräsvorgangs widerspricht belegen besonders die Analyse der beim Fräsen angeregten Schwingungen und die Auswertung der Sieblinie des Fräsguts die revidierte Vorstellung. Im Spektrum sind keine ausgeprägten Frequenzen enthalten, die auf den Anprall von Meißeln auf Zuschlagskörner schließen lassen – wie es beim schneidenden Abtrag der verglichen mit

natürlichem Gestein speziellen Struktur von Beton wegen der Fall wäre. Die Sieblinie des Fräsguts hingegen weist ihrer Feinheit wegen zweifellos die Zertrümmerung der Zuschlagskörner nach; das Fräsgut ist aber zu grob, um den Schluss auf einen Materialabtrag durch Reibung zu rechtfertigen.

Im Einklang mit der Vorstellung einer Zertrümmerung durch Sprödbbruch steht schließlich auch, dass die Betondruckfestigkeit wider Erwarten kaum Einfluss auf die Schneidleistung hat. Die Druckfestigkeit von Beton hängt hauptsächlich von der Bindung zwischen Zementleim und Zuschlagskörnern ab. Beim Fräsen hat diese Bindung jedoch innerhalb gewisser Grenzen keinen nachweisbaren Einfluss; vielmehr bestimmt die Festigkeit der Zuschlagskörner den Widerstand des Betons gegen den Abbau.

Zur theoretischen Begründung der revidierten Vorstellung vom Betonfräsen wird die Bruchmechanik betontechnologisch vertieft; überkommene Fräsmodelle werden erörtert und ein eigenes Modell wird vorgestellt, das die Drehbewegung des Schneidkopfs vom Materialabbau trennt. Das Modell steht im Einklang mit den Versuchsergebnissen und liefert Erklärungen für verschiedene, experimentell beobachtete Phänomene.

Die Studie liefert etliche Anhaltspunkte zur Optimierung der Frästechnik sowohl für die allgemeine Anwendung als auch für den speziellen Einsatz als Rettungsgerät.

Abstract

Can a study concerning the machining of concrete with hydraulic rock cutters produce worthwhile results other than the transfer of knowledge from one topic to another? In addition to the fact, that the topic has as yet not been covered by other publications, the unusual angle distinguishes this thesis from the many other similar studies on construction machinery. The focus of the investigations, due to an not explicitly mentioned extension of the thesis topic “Investigations considering application as rescue equipment”, is not solely on the demolition equipment but also takes into consideration its effect on the machined object so as to be able to make statements about the suitability of rock cutters for rescuing people trapped in the rubble after a building has collapsed.

The studies conducted in this thesis are based partially not only on the existing knowledge of rock cutters but mainly also on own rock cutting experiments on concrete blocks using a commercial rock cutter. Besides gaining machine related data, a dedicated experimental setup allows direct measurement of the effective forces on the machined object.

As a result two operating conditions can be identified for the cutting of concrete:

- Below a distinct least feeding force, the cutter does not remove material, but slips off the material.
- At and over a distinct least feeding force, a linear relation between the increase in the feeding force and the increase in the cutting performance is established.

The effective force on the machined object caused by the torque of the cutter is proportional to the feeding force, but is independent from the operating condition.

These simple but by no means trivial relations contradict the common perception of an actual cutting process while milling stone. The concept of an actual cutting process while milling is only true for tough material. The results of the experiments lead to the conclusion that the torque of the cutter is mainly used for overcoming the Coulombs (dynamic) friction in order to rotate the cutting head, but does not contribute to the removal of material. The destruction of the material occurs through brittle failure due to radial pressure forces at the pick tips. A tangential cutting force was not detected.

Although the rounded design of the pick tips already clearly contradicts the common perception of the rock cutting mechanism, the analysis of induced vibrations and the evaluation of the grading curve of the milling residue prove the new concept. There are no prominent features in the spectrum which could indicate a possible impact of the pick into the aggregate, as would be the case during an actual cutting mechanism due to the specific structure of concrete (compared to natural rock). The grading curve of the milling residue, however, undoubtedly shows the destruction of the aggregate due to the grain size. The

milling residue on the other hand is too coarsely grained to justify the conclusion of material removal due to friction.

Originally, influence from the compressive strength of the concrete on the cutting performance had been expected, but was not observed. The new concept of destruction through brittle failure is in accordance with this observation. The compressive strength of concrete is mainly dependent on the bond between cement paste and aggregate. During milling the bond has no demonstrable influence. In fact, the material properties of the aggregate determine the resistance of the concrete against milling.

The new concept is also proven theoretically by considerations on the fracture mechanics of the concrete milling based on concrete technological knowledge, the discussion and evaluation of existing milling models as well as the development of a new model concept, which especially takes into consideration the separation of the rotary movement of the cutting head and the material removal. The new theory is in accordance with the results of the experiments conducted and furthermore explains various observed phenomena.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1 Gebäudeeinstürze	1
1.2 Anlass und Zielsetzung der Arbeit	2
1.3 Die hydraulische Anbaufräse als Rettungsgerät	4
1.4 Die Vorgehensweise der Arbeit	6
2. Die Planung und Konstruktion des Versuchsstands	9
2.1 Einführung	9
2.2 Die hydraulische Anbaufräse TEREX Schaeff WS 30	10
2.3 Der Hauptrahmen	13
2.4 Die Betonkörperaufnahme	15
2.5 Der Schubrahmen	17
2.6 Das Vorschubgewicht samt Seilzug	18
2.7 Die Fräsenaufnahme und der Exzentertrieb	19
2.8 Die Hilfsgeräte	21
2.9 CAD und FEM in der Versuchsstandentwicklung	21
2.10 Die Messgrößen	22
2.10.1 Hydraulischer Systemdruck	22
2.10.2 Schneidkopfdrehzahl	25
2.10.3 Frästiefe und Exzenterauslenkung	26
2.10.4 Räumliche Kräfte am Betonkörper	27
2.10.5 Signalverarbeitung und Datensicherung	29
3. Die Betonkörper	31
3.1 Einführung	31
3.2 Die Eigenschaften von Beton	31
3.3 Die Betonauswahl	33
3.3.1 DIN 1045 „Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton“	33
3.3.2 Angaben des Fräsenherstellers TEREX Schaeff GmbH	35
3.3.3 Einschätzung von Fachleuten	35
3.3.4 Bewehrung	35
3.4 Die Dimensionierung der Betonkörper	36

3.5	Die Betonkörperserien 1 und 2	37
3.5.1	Betonkörper der Serie 1	37
3.5.2	Betonkörper der Serie 2	38
3.6	Die Ursache der Druckfestigkeitsschwankungen der Serie 1	40
3.7	Die Druckfestigkeiten beider Serien am Versuchstag	45
3.8	Die Versuchsreihen	45
3.8.1	Versuchsreihe 1	46
3.8.2	Versuchsreihe 2	47
3.8.3	Versuchsreihe 3	48
3.8.4	Versuchsreihe 4	48
3.8.5	Versuchsreihe 5	49
4.	Die Messdaten	51
4.1	Einführung	51
4.2	Die Datenaufbereitung	51
4.2.1	Anpassung der Abtastrate	52
4.2.2	Festlegung des relevanten Datenteils	54
4.2.3	Ermittlung des Teil- und Vollschnittbereichs	54
4.2.4	Verkettung von Mehrfachspeicherungen durch Interpolation	56
4.2.5	Korrektur fehlerhafter Wegmessdaten	57
4.2.6	Aussonderung der Versuche mit zu kurzer Messdauer	57
4.3	Beseitigung dynamischer Effekte	58
5.	Die Versuchsauswertung	59
5.1	Einführung	59
5.2	Der Einfluss der Betondruckfestigkeit	61
5.3	Die optimale Vorschubkraft	67
5.3.1	Annahmen zur Vorschubkraft	67
5.3.2	Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung	69
5.3.3	Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung	70
5.3.4	Obergrenze der Vorschubkraft	72
5.3.5	Zusammenfassung	76
5.4	Der Einfluss der Schneidkopfdrehzahl	78
5.5	Die Seitwärtsbewegung der Fräse	81
5.5.1	Seitwärtsbewegung ohne Vorschub	84
5.5.2	Seitwärtsbewegung mit konstantem Vorschub	86

5.5.3	Seitwärtsbewegung mit konstantem Vorschub und schrägem Fräsprofil	88
5.5.4	Seitwärtsbewegung unter realistischen Bedingungen	89
5.5.5	Seitwärtsbewegung bei variabler Seitwärtsgeschwindigkeit.....	90
5.5.6	Proportionalität der Kräfte.....	94
5.5.7	Bedeutung der Seitwärtsbewegung für die Versuchsauswertungen.....	95
5.6	Schwingungsanregungen beim Fräsen	97
5.7	Hydraulische Anbaufräsen im Rettungseinsatz.....	104
6.	Das Fräsmodell	107
6.1	Einführung.....	107
6.2	Das Fräsmodell nach Frenyo und Lange	109
6.3	Die Entwicklung eines Fräsmodells	111
6.4	Die Bruchmechanik des Fräsens.....	115
7.	Zusammenfassung	125
7.1	Rückblick.....	125
7.2	Ausblick.....	127
Anhang A		129
A.1	Anhang zu Kapitel 2	129
A.2	Anhang zu Kapitel 3	134
A.2.1	Betonrezeptur	134
A.2.2	Verdichtung und Nachbehandlung	134
A.2.3	Temperatur und Luftfeuchte.....	135
A.2.4	Druckfestigkeitsprüfung der Materialprüfanstalt MPA.....	136
A.3	Anhang zu Kapitel 4.....	137
Anhang B		139
B.1	Versuchsstandsbilder	139
B.2	Diagramme und Tabellen	142
Übersicht der verwendeten Symbole		149
Abbildungsverzeichnis		153
Tabellenverzeichnis		155

Inhaltsverzeichnis

Gleichungsverzeichnis	156
Quellenverzeichnis	157
Weitere Literatur	162

1. Einleitung

1.1 Gebäudeeinstürze

„Jene achtzehn Menschen, die beim Einsturz des Turms von Schiloach erschlagen wurden – meint ihr, dass nur sie Schuld auf sich geladen hatten, alle anderen Einwohner von Jerusalem aber nicht?“

Die Bibel [2] berichtet hier von einem Gebäudeeinsturz mit tödlichen Folgen in der Zeit um 30 nach Christus. Allerdings lässt sie die Ursache im Dunkeln; auch die Schuldfrage bleibt ungeklärt. Die Israeliten sahen in solchen Ereignissen eine Strafe Gottes. Vielleicht hatte aber auch der Baumeister durch handwerkliche Fehler den Einsturz verschuldet.

Wer meint, das 2000 Jahre alte Szenario sei heute nicht mehr zeitgemäß, der irrt. Wir erinnern uns an den Einsturz der Eishalle in Bad Reichenhall am 2. Januar 2006. Viele Schlittschuhläufer tumbleden sich in dem Gebäude, als plötzlich die Dachträger unter der Schneelast zerbarsten. Herabstürzende Bauteile erschlugen fünfzehn Menschen. Etliche Eisläufer wurden unter schweren Trümmern begraben und konnten nur mühsam gerettet werden. Untersuchungen nach dem Unglück ergaben schwerwiegende Fehler in der Konstruktion und Berechnung des hölzernen Dachaufbaus. Zudem hielt der Leim in den Holzträgern der Feuchtigkeit einer Eishalle nicht stand. Auch die Wartung des Hallendachs bewerteten Experten im Nachhinein als mangelhaft.

Der nahe beim Turm gelegene Teich Schiloach hatte für die Israeliten eine besondere Bedeutung, denn dort war Salomo zum König gesalbt worden [3]. Vielleicht wurden die achtzehn Menschen daher auch Opfer eines feindlichen Anschlags auf eines der Wahrzeichen Jerusalems.

Am 11. September 2001 gingen die schrecklichen Bilder der Anschläge in den USA auf das World Trade Center und das Pentagon um die Welt. Terroristen hatten entführte Passagierflugzeuge in die Gebäude gelenkt und so die beiden Türme des World Trade Centers zum Einsturz gebracht. Rasches Handeln der Behörden kurz nach den Anschlägen rettete zwar viele tausend Menschenleben, dennoch starben insgesamt 3003 Menschen. Bei den Bergungs- und Aufräumarbeiten nach dem Einsturz wurden nur noch wenige Überlebende aus den Trümmern geborgen.

Der Schiloach-Teich war die einzige Quelle Jerusalems, die ganzjährig Trinkwasser lieferte. Deswegen war sie schon immer umkämpft. Möglicherweise waren die achtzehn Todesopfer als Soldaten zur Sicherung der Wasserversorgung eingesetzt und kamen bei einem kriegerischen Angriff um.

Auch in den „modernen“ Kriegen wurden immer wieder Ballungszentren als strategische Ziele angegriffen, um unter der Zivilbevölkerung Angst und Schrecken zu verbreiten. Viele

Ältere erinnern sich noch an Bilder im Bombenhagel des Zweiten Weltkriegs zerstörter Städte. Abertausende konnten damals nicht aus den Trümmerlandschaften gerettet werden.

Schließlich kann auch eine Naturgewalt den massiven Turm von Schiloach zum Einsturz gebracht haben. Geschichtsschreiber berichten von einem Erdbeben im 16. Jahrhundert, das die Infrastruktur der Wasserversorgung in jener Gegend völlig zerstörte.

Auch heutzutage treffen Naturgewalten aller Art besiedelte Gebiete und richten verheerende Schäden an. Bei dem Erdbeben, das 1999 den Nordwesten der Türkei erschütterte – einem der schwersten in der Geschichte des Landes – zeigte sich der türkische Staat außerstande, rasche Rettung und Versorgung der Verschlütteten zu organisieren. Etwa 18.000 Menschen kamen ums Leben, 44.000 wurden verletzt. Unter den Todesopfern waren tausende Verschlüttete, die nicht rechtzeitig aus den Trümmern befreit werden konnten.

Mögen menschliches Versagen, Terroranschläge, Kriegshandlungen oder Naturgewalten die Ursachen für solche Katastrophen sein, immer wieder haben sie zur Folge, dass die Trümmer zusammenbrechender Bauwerke Menschen unter sich begraben. Wenn dann nicht umgehend wirksame Rettungsmaßnahmen einsetzen, haben Verschlüttete keine Chance.

1.2 Anlass und Zielsetzung der Arbeit

Um nach Gebäudeeinstürzen den Opfern schnell und wirksam zu helfen, benötigt man eine durchdachte Logistik, geschulte Organisatoren und Helfer sowie geeignetes Rettungsgerät. Doch Berichte über solche Katastrophen zeigen immer wieder Helfer beim verzweifelten Versuch, eingeschlossene Personen mit primitiven Mitteln aus zusammengebrochenen Gebäuden zu befreien. Oft graben die Leute Stunden um Stunden mit bloßen Händen nach Verschlütteten, weil keine spezialisierten Rettungsmannschaften da sind, um zu helfen. Kleinteilige Trümmer werden zeitraubend in mühevoller Handarbeit über Menschenketten entfernt. Zur Zerkleinerung und zum Abtransport größerer Trümmer setzt man vor Ort verfügbare Baumaschinen wie Bagger, Krane oder Radlader ein. Solche Maschinen sind jedoch für den Einsatz auf Baustellen konzipiert; für Rettungsmaßnahmen zweckentfremdet können sie nicht optimal eingesetzt werden. Untersuchungen zeigten, dass lebend Verschlüttete bei Rettungsversuchen mit schwerem Gerät zu Schaden kamen, weil die von den Maschinen in die Trümmerstruktur eingeleiteten Kräfte gefährliche Verschiebungen im Trümmergefüge bewirkten und dadurch lebenswichtige Hohlräume auffüllten [24].

Da Katastrophen glücklicherweise nur selten vorkommen, ist es für bedrohte Gemeinwesen unwirtschaftlich, vorsorglich teure Spezialmaschinen für Rettungseinsätze anzuschaffen und bereit zu halten. Angesichts des geringen Bedarfs an solchen Maschinen lohnt es sich für Baumaschinenhersteller nicht, neben ihren Standardprodukten noch Sondergeräte zur Rettung und Bergung zu entwickeln. Selbst Hilfsorganisationen wie die deutsche Bundesanstalt Technisches Hilfswerk halten nur kleine Spezialgeräte wie Betonkettensägen oder Hebekissen

für den Katastrophenfall vor. Weil sich mit solchen handgeführten Geräten aber keine großen Trümmermengen beseitigen lassen, greift man für schwere Einsatzfälle notgedrungen auf gängige Maschinen zurück. Daher bleibt auch den Verantwortlichen vor Ort nach Gebäudeeinstürzen oft nichts anderes übrig, als mit Hilfe vorhandener Baumaschinen Trümmer zu beseitigen, um so zu Verschütteten vorzudringen.

Das interfakultative Graduiertenkolleg „Naturkatastrophen“ der Universität Karlsruhe (TH) umfasst zahlreiche Forschungsprojekte, die allesamt der Vorhersage, der Vorsorge, dem Verständnis oder der Bewältigung extremer Naturereignisse dienen. Im Interesse der Allgemeinheit verfolgt es das Ziel, die durch Katastrophen verursachten Schäden für Mensch und Umwelt künftig zu minimieren. Ein Forschungsschwerpunkt ist die Verbesserung der im Katastrophenfall eingesetzten Geräte. Damit bei Einsturzkatastrophen gewöhnliche Baumaschinen besser zu wirkungsvollen Rettungsgeräten umfunktioniert werden können, erweitert das Projekt "Bergungstechnik für Verschüttete" die bestehende Wissensbasis über Baumaschinen. Nachdem in einem ersten Teilprojekt „Optimierung von Standardbaumaschinen zur Rettung Verschütteter“ schwerpunktmäßig die Saugbaggertechnik behandelt wurde [16], widmet sich das Folgeprojekt „Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen“ der Fräse mit Querschneidkopf als Anbaugerät für Hydraulikbagger. Man möchte mit dem Gerät Öffnungen in Trümmerteile eingestürzter Bauwerke fräsen und auf solche Weise schnell und einfach zu den Verschütteten gelangen. Diese Dissertation soll das dazu nötige Wissen erarbeiten, damit hydraulische Anbaufräsen zukünftig optimal angewandt werden – sowohl im Standardbetrieb als auch im Katastropheneinsatz.

In Trümmergefüge vorzudringen ist mit einem Mikado-Spiel vergleichbar, bei dem mit ruhiger Hand Holzstäbchen von einem wirren Haufen abgehoben werden müssen, ohne dass ein verbleibendes Stäbchen wackeln darf, was sich meistens als schwierig erweist. Auch bei der Rettung Verschütteter aus ineinander verschachtelten und verkeilten Trümmern sind jegliche Veränderungen im Gefüge möglichst zu vermeiden, denn unter Umständen lassen schon geringe Umlagerungen oder Stöße einzelne Trümmerteile abrutschen oder die gesamte Trümmerstruktur weiter in sich zusammenstürzen. Experten empfehlen deswegen dringlich, Trümmerteile an ihrem Platz zu belassen, solange unklar ist, ob sich lebend Verschüttete darunter befinden [15]. Für den Rettungseinsatz scheiden daher Geräte aus, deren Arbeitsweise mit hoher Krafteinwirkung auf das bearbeitete Bauteil verbunden ist.

Trotzdem müssen Verschüttete nach einem Gebäudeeinsturz möglichst rasch aus den Trümmern befreit werden. Unter Experten gibt es verschiedene Meinungen, wie lange Verschüttete ohne Hilfe überleben. Allgemein anerkannt ist aber, dass die Überlebenschance je nach Umgebungsbedingungen und körperlicher Verfassung der Betroffenen bereits nach zwei Tagen stark schwindet; nach fünf Tagen besteht kaum noch Hoffnung, Opfer lebend aufzufinden. Hunger, Verletzungen, Durst, aber auch panische Reaktionen bedingen die hohe Sterblichkeit Verschütteter. Berichte von Menschen, die nach längerer Zeit noch gerettet

wurden, sind als seltene Glücksfälle zu werten [26]. Unabhängig davon, welche Zeitspanne insgesamt für die Rettungsmaßnahmen zur Verfügung steht, entscheidet bei Rettungseinsätzen über Leben oder Tod der Verschütteten, wie schnell die Retter zu ihnen vorstoßen [6].

Da Bauwerke aus unterschiedlichen Baustoffen bestehen, muss man nach einem Gebäudeeinsturz verschiedenartige Hindernisse beseitigen, um zu Opfern vorzudringen. Neben Bauwerksteilen aus Stahlbeton, Ziegeln oder Holz behindern auch Bodenbeläge, Möbelstücke oder Installationsteile den Zugang. Deshalb sollen Rettungsgeräte vielseitig einsetzbar sein; auf eine bestimmte Baustoffart zugeschnittene Maschinen wären nicht zweckdienlich. Ein optimales Rettungsgerät kann hingegen verschiedenartige Trümmer ohne Werkzeugwechsel aus dem Weg räumen. Zudem ist selbst das beste Rettungsgerät nutzlos, wenn es im Katastrophenfall nicht, zu spät oder unzureichend verfügbar ist. Für Rettungszwecke geeignete Geräte sollen also überall in hinreichender Anzahl zur Verfügung stehen und rasch einsatzbereit sein.

1.3 Die hydraulische Anbaufräse als Rettungsgerät

Hydraulische Anbaufräsen sind dafür ausgelegt, ohne lange Rüstzeiten hohe Leistungen zu erbringen, um schnell und wirtschaftlich zu arbeiten. Sie würden sich grundsätzlich für Rettungseinsätze eignen und böten Vorteile gegenüber handgeführten Spezialwerkzeugen. Dennoch wurden sie bislang nicht als Rettungsgeräte verwendet.

1977 gründeten deutsche Kernkraftwerksbetreiber die Kerntechnische Hilfsdienst GmbH, kurz KHG, mit Sitz im badischen Eggenstein-Leopoldshafen. Sie soll als mobiles Einsatzkommando kerntechnische Anlagen nach einem Störfall möglichst schnell stabilisieren, die Ursachen analysieren und die Folgen beseitigen. Die KHG erprobt derzeit neben manchen anderen Manipulatorfahrzeugen einen ferngelenkten Hydraulikbagger, der mit einer Anbaufräse des ostdeutschen Herstellers ERKAT ausgerüstet ist. Der Bagger hat die Aufgabe, Öffnungen in Wände zu fräsen, damit Roboter nach nuklearen Störfällen in verstrahlte Gebäude vordringen können, falls die eigentlichen Zugänge unbenutzbar geworden sind [25]. Bei einem Einsatz der KHG geht es zwar nicht unmittelbar um die Rettung von Menschenleben, aber auch für solche Fräsenanwendungen besteht offenbar Entwicklungsbedarf.

Hydraulische Fräsen haben ihren Ursprung in elektromechanisch angetriebenen Bergbaumaschinen, die erstmalig um 1910 für den Streckenvortrieb und die Gewinnung von hartem Material entwickelt und eingesetzt wurden. Mitte der 60er Jahre des letzten Jahrhunderts brachte der Hersteller Webster die ersten hydraulisch oder hydrostatisch angetriebenen Fräsen für den britischen Steinkohlebergbau als lärm- und vibrationsarme Alternative zu hydraulischen Meißeln und Felsbrechern auf den Markt. Bis heute ist der Bergbau das wichtigste Einsatzgebiet solcher Fräsen. Nachdem in den 80er Jahren auch andere Wirtschaftszweige das vielseitige Gerät zu nutzen begannen, wurden hydraulische Fräsen erstmals als Anbaugeräte

für Hydraulikbagger in verschiedenen Ausführungen und Leistungsklassen angeboten. Heute sind sie nicht nur im Berg- und Tunnelbau, sondern auch im Gebäuderückbau, im Erdbau und sogar in der Forstwirtschaft in wachsender Zahl auf der ganzen Welt im Einsatz [18].

Bei allen Standardanwendungen von Fräsen steht deren Wirtschaftlichkeit im Vordergrund. Deshalb treiben Fräsenhersteller, Forschungseinrichtungen oder Fräsenbetreiber den Fortschritt vor allem in dieser Richtung voran [11, 18]. Dabei geht es vorrangig darum, die Schneidleistung sowie die Energieeffizienz zu steigern und zugleich den Verschleiß sowie die Betriebskosten zu verringern. Auch die Verminderung der Lärm- oder Staubemissionen ist ein Entwicklungsziel. Bei Rettungseinsätzen hingegen gilt es vor allem, mit vorhandenem Gerät sensibel zu Verschütteten vorzudringen, ohne diese unnötig zu gefährden. Das Ziel ist hier folglich eine hinreichende Schneidleistung unter dem Vorbehalt, dass die von der Fräse ausgehenden Kräfte und Erschütterungen klein bleiben. In Anbetracht solch grundlegender Unterschiede scheinen Überlegungen zu Rettungseinsätzen nicht mit den Entwicklungszielen für Standardeinsätze in Einklang zu stehen. Daher haben Fräsenhersteller kein Interesse an diesem ohnehin unrentablen Marktsegment, und die Allgemeinheit ist gefragt, das notwendige Wissen zu erarbeiten. Abbildung 1.1 stellt Standard- und Rettungseinsatz gegenüber und veranschaulicht die unterschiedlichen Entwicklungsziele und Rahmenbedingungen.

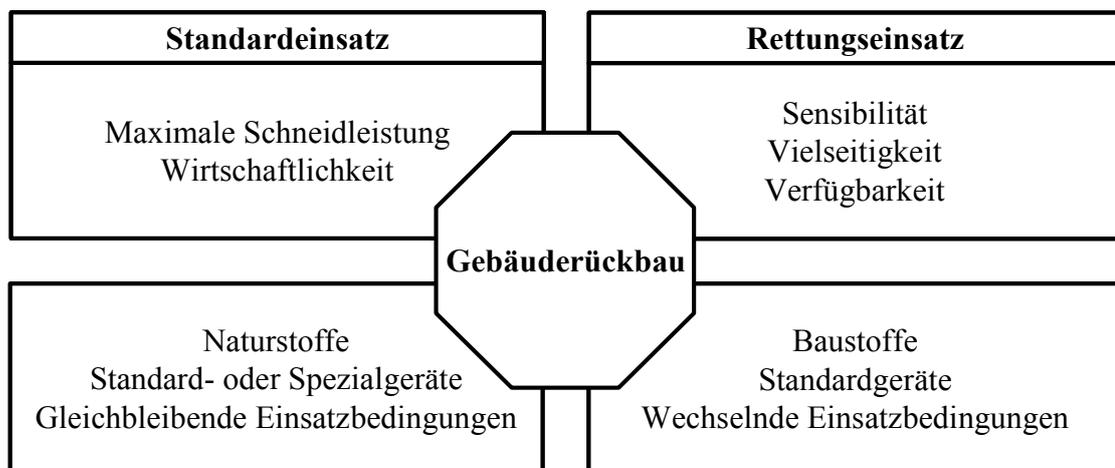


Abbildung 1.1: Gegenüberstellung von Standard- und Rettungseinsatz

Der Gebäuderückbau als weiteres Einsatzfeld hat Aspekte aus beiden gegensätzlichen Anwendungen. Zwar ist der Abbruch von Bauwerken wirtschaftlich gesehen eindeutig den Standardeinsätzen von Fräsen zuzuordnen, doch ähneln die Einsatzbedingungen und die abgebauten Materialien eher dem Rettungseinsatz – mit dem Unterschied, dass sich beim Gebäuderückbau die ins bearbeitete Bauteil eingeleiteten Kräfte oder Erschütterungen zwar nicht auf dessen weiteres Umfeld übertragen dürfen, für das rückzubauende Objekt selbst aber unerheblich sind. Trotzdem sollten Erfahrungen aus dem Gebäuderückbau für Untersuchungen über die Verwendbarkeit einer Fräse als Rettungsgerät nutzbar sein.

Obwohl der Gebäuderückbau beträchtliche wirtschaftliche Bedeutung hat und Fräsen dabei seit ungefähr 30 Jahren Verwendung finden, kennen selbst die Fräsenhersteller keine wissenschaftlichen Studien zu diesem Thema. Viele Quellen beschreiben zwar Einsätze von Fräsen, sie beschränken sich aber meistens auf technische Informationen zur Fräse oder zum Trägergerät und heben vor allem die Effektivität des Geräts hervor [z.B. 40, 41, 42, 43]. Nicht zu finden sind detaillierte Angaben zu Geräteeinstellungen, wichtigen Betriebsgrößen und deren Zusammenhängen oder gar Beschreibungen der mechanischen Vorgänge beim Fräsen. Geräteauswahl oder Betriebsparameter beruhen daher hauptsächlich auf Erfahrungen aus früheren Einsätzen. Zwar gibt es über den Fräseinsatz im Bergbau etliche wissenschaftliche Arbeiten; da sich aber Baustoffe wie Beton in ihrer Zusammensetzung, Struktur und letztlich auch in ihrem physikalischen Verhalten von Naturstoffen unterscheiden, ist bislang weitgehend ungeklärt, ob und in wie weit sich im Bergbau gewonnene Erkenntnisse auf das Fräsen von Baustoffen übertragen lassen.

Es gibt also kaum Grundlagen zum Fräsen von Beton, Stahlbeton, Mauerwerk oder anderen Baustoffen. Da ein Versagen auch bei modernen Bauwerken nicht auszuschließen ist, wiegt dieser Wissensmangel schwer – besonders mit Blick auf den Fräseinsatz als Rettungsgerät nach Gebäudeeinstürzen. Deswegen nimmt sich die vorliegende Arbeit dieser Aufgabe an.

Fräsen eignen sich zwar hervorragend zum Zerkleinern massiver Objekte, zum Abtragen losen Haufwerks taugen sie aber nicht. Beim Einsturz eines in Mauerwerksbauweise errichteten Gebäudes bildet sich ein Trümmerkegel, eine lose Anhäufung von Ziegelsteinen, Installationsteilen und kleineren Bauteilen; der Einsatz einer Fräse zur Rettung Verschütteter macht also hier keinen Sinn. Stürzt hingegen ein in Stahlbetonbauweise errichtetes Bauwerk ein, dann entsteht eine Schichtung aus großflächigen Bauteilen wie Deckenplatten, Wandscheiben, Stützen oder Unterzügen [15]. In diesem Fall könnte eine Fräse wirkungsvoll Öffnungen in den Hindernissen schaffen und damit den Rettungskräften nützliche Dienste leisten. Daher beschränkt sich diese Arbeit auf das Fräsen des Baustoffs Beton (Siehe hierzu auch Abschnitt 3.3.4).

1.4 Die Vorgehensweise der Arbeit

Diese Arbeit unterscheidet sich von vielen bisherigen Studien über Baumaschinen, denn sie untersucht aus zwei Blickwinkeln. Zum einen betrachtet sie die maschinenseitigen Betriebsgrößen. Weil diese Größen für den wirtschaftlichen Betrieb einer Fräse wichtig sind, setzen andere Arbeiten über Baumaschinen üblicherweise hier ihren Schwerpunkt. Zum anderen untersucht sie mit Rücksicht auf die speziellen Bedingungen eines Rettungseinsatzes aber auch die Einflüsse des Fräsenbetriebs auf das bearbeitete Objekt. Zu diesem Zweck werden in einem eigens konstruierten Versuchsstand fünf großmaßstäbliche Versuchsreihen mit insgesamt fünfzig Einzelversuchen durchgeführt. Der Versuchsstand ermöglicht die realitätsnahe Bearbeitung quaderförmiger Betonkörper mit einer serienmäßigen Anbaufräse. Während des

Fräsvorgangs werden alle relevanten Betriebsgrößen in Echtzeit messtechnisch erfasst und aufgezeichnet. Im Unterschied zu entsprechenden Beobachtungen aus Praxiseinsätzen von Fräsen ist das Konzept der Versuche so angelegt, dass die erhobenen Messdaten vergleichbar und reproduzierbar sind.

Die Dissertation ist folgendermaßen gegliedert: Kapitel 2 beschreibt das Versuchskonzept, den Versuchsaufbau sowie die bei den Versuchen erfassten Betriebsgrößen. Kapitel 3 erläutert die bei den Fräsversuchen verwendeten Betonkörper und die Intentionen der daran durchgeführten Versuche. Die drei darauf folgenden Kapitel bilden den Schwerpunkt der Arbeit. Kapitel 4 erläutert die Erfassung und Aufarbeitung der Daten; Kapitel 5 legt die grundlegenden Zusammenhänge beim Fräsen von Beton dar und zieht aus den gewonnenen Erkenntnissen Folgerungen für die Verwendung der Fräsen im Standard- wie auch im Rettungseinsatz. Abschließend befasst sich Kapitel 6 mit der Mechanik des Fräsens und stellt ein Modell zur Beschreibung des Fräsvorgangs vor.

Die Arbeit beleuchtet die Problemstellung aus Sicht verschiedener Fachrichtungen wie der Hydraulik, der Baustofftechnologie, der Mechanik oder unter baubetrieblichen Aspekten. Die Untersuchungen haben also fachübergreifenden Charakter. Zum besseren Gesamtverständnis fallen einige Ausführungen detaillierter aus, als es für den jeweiligen Fachbereich nötig wäre.

2. Die Planung und Konstruktion des Versuchsstands

2.1 Einführung

Hydraulische Anbaufräsen sind als Anbaugeräte für Baumaschinen konzipiert. Als Trägergeräte kommen hauptsächlich Hydraulikbagger oder Baggerlader, aber auch Radlader zum Einsatz. Grundsätzlich eignen sich aber alle Baumaschinen mit entsprechend ausgestatteter Hydraulikanlage und Fräsenanbauvorrichtung. Solche Baumaschinen sind in großer Vielfalt auf dem Markt erhältlich. Doch selbst Geräte eines Typs unterscheiden sich schon grob nach Aufbau, Größe, Gewicht und Leistungsfähigkeit. Sie weichen außerdem in technischen Details oft stark voneinander ab, beispielsweise in der hydraulischen Ausstattung, der Fahrzeugsteuerung oder der Mechanik und Steifigkeit des Auslegers. Deshalb wäre die Auswahl eines repräsentativen Geräts kaum möglich. Selbst wenn es gelänge, einen Stellvertreter für alle Trägergeräte oder zumindest für diejenigen gleichen Typs auszuwählen, flössen dessen spezifische Eigenschaften in die Versuche ein und verfälschten die Ergebnisse. Zudem ließe sich eine Baumaschine nicht so genau steuern, dass die Experimente wiederholbar wären und somit nachvollziehbare, vergleichbare Resultate lieferten.

Dieser Schwierigkeiten wegen ist zu Studienzwecken nur der Aufbau eines idealisierten Versuchsstands sinnvoll, obwohl eine Baumaschine als Trägergerät wirklichkeitsnäher wäre. Mit Hilfe eines zweckmäßig entworfenen, stationären Versuchsstands kann man Betonbauteile mit einer Fräse definiert bearbeiten und dabei ausschließlich Messwerte aus dem reinen Fräsenbetrieb erfassen, störende Fremdeinflüsse aber ausschließen. Auch die Versuchseinstellungen lassen sich so genau einhalten und überprüfen. Eine Überdachung schützt zudem vor Witterungseinflüssen. Folgende Gesichtspunkte spielten beim Entwurf des Versuchsaufbaus ebenfalls eine wichtige Rolle: Alle für die Versuche benötigten Teile, Geräte und Aggregate des Versuchsstands sollten bedienerfreundlich sein. Der Versuchsaufbau musste erforderlichenfalls einfach umgebaut werden können, und durch die Nutzung vorhandenen Materials sollten schließlich auch Kosten gespart werden. Da diese Forderungen schon in die Konzeption eines zweckmäßigen Experiments eingingen, nahmen die Entwicklung und die Konstruktion des Versuchsstands einen großen Teil der für diese Arbeit zur Verfügung stehenden Zeit in Anspruch. Zum besseren Verständnis des Versuchsaufbaus beschreiben die folgenden Unterkapitel ausführlich das verwirklichte Versuchsstandskonzept. Ebenfalls zum Versuchsstandskonzept gehört die Erläuterung der Auswahl, Dimensionierung und Herstellung geeigneter Betonkörper sowie deren Zuordnung zu den einzelnen Versuchsreihen. Die Ausführungen sind allerdings so umfangreich, dass ihnen ein eigenes Kapitel gewidmet ist (Siehe Kapitel 3).

Der Versuchsstand ist ein modulares System, dessen Komponenten unterschiedliche Funktionen übernehmen. Mit Hilfe von CAD-Software wurden verschiedene Modelle konzipiert und optimiert. Auch die Funktionen der Komponenten wurden so überprüft. Fast alle Bauteile

des endgültigen Entwurfs wurden am Computer entworfen, am Institut für Technologie und Management im Baubetrieb (TMB) hergestellt und auf dem Versuchsgelände des Instituts in Hochstetten bei Karlsruhe zusammengefügt. Als Standort des Versuchsstands bot sich auf dem Gelände eine geräumige Halle an, die ausreichend Schutz vor Wind und Wetter bietet und mit großen Fahrzeugen befahrbar ist. Das Dach der Halle lässt sich öffnen, was die Montage schwerer oder ausladender Bauteile mit institutseigenen Hebezeugen erleichtert.

Abbildung 2.1 zeigt eine Zeichnung des Versuchsstands. Er ist etwa 3,0 m lang, 2,4 m breit, 1,6 m hoch und wiegt mitsamt Fräse und Betonkörper ungefähr 3,2 t. Die stilisierte Anbaufräse sowie der quaderförmige Betonkörper sind im Bild dunkelgrau eingefärbt. Bei künftigen Darstellungen ist die betrachtete Komponente ebenfalls auf diese Weise hervorgehoben.

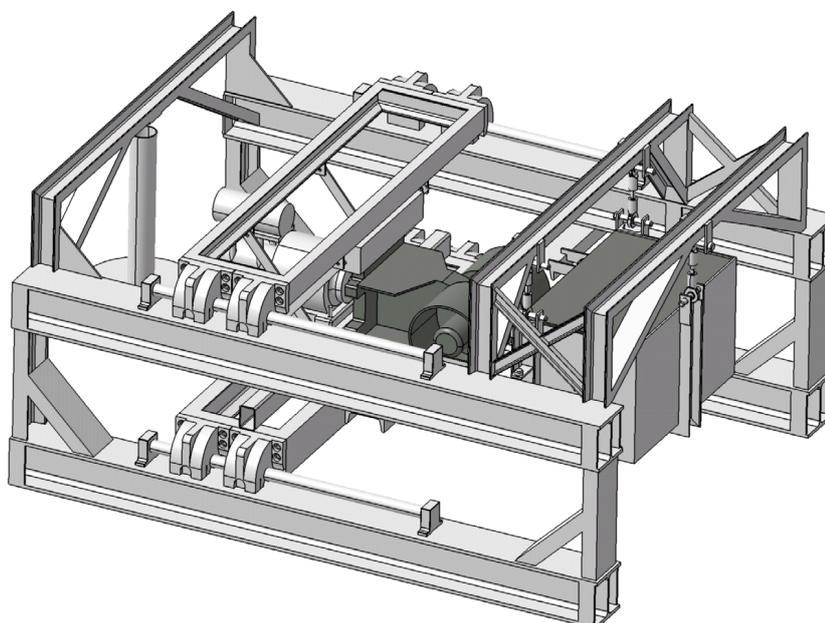


Abbildung 2.1: Zeichnung des Versuchsstands

Anhang B.1 zeigt einige Fotos des Versuchsstands aus verschiedenen Ansichten (Siehe Abbildung B.1 bis Abbildung B.4).

2.2 Die hydraulische Anbaufräse TEREX|Schaeff WS 30

Allgemein versteht man unter einer Fräse ein mit Messern oder Meißeln bestücktes, rotierendes Werkzeug samt Antrieb zur Material abtragenden Bearbeitung verschiedener Werkstoffe. Die Metall- und Holzbearbeitung sind die Hauptanwendungsgebiete von Fräsen. Hydraulische Anbaufräsen gehören zur Gruppe der hydraulisch betriebenen Anbaugeräte, zu der auch Hydraulikhämmer, Pulverisierer, Abbruchzangen und viele weitere Werkzeuge gehören. Solche Fräsen werden vorwiegend im Tunnel-, Kanal-, Straßen- und Bergbau sowie beim Gebäuderückbau eingesetzt und deshalb landläufig auch schlicht als Gesteinsfräsen bezeichnet.

net. Darüber hinaus finden sich die Geräte auch in der Hüttenindustrie, im Erdbau sowie der Forstwirtschaft. Anbaufräsen mit einem Hydraulikbagger oder einem vergleichbaren Fahrzeug als Trägergerät eignen sich zum Abtragen von Boden- und Felsmaterial sowie von Holz, Mauerwerk, bituminösen Flächen, Beton und sogar Stahlbeton. Selbst Unterwassereinsätze sind möglich.

Hydraulische Anbaufräsen gibt es in zwei Bauformen. Zum einen als Fräse mit Längsschneidkopf, worunter man eine Fräse mit einem einzelnen Schneid- oder Fräskopf versteht. Solche Fräsen lassen sich gut zum Ausfräsen runder Formen und zum Vordringen in massige Gebilde verwenden; deshalb sind sie vorwiegend im Berg- und Tunnelbau zu finden. In jüngerer Zeit bevorzugt man bei allen Fräsenanwendungen allerdings immer öfter Fräsen mit Querschneidkopf, die sich besonders zum flächigen Materialabtrag eignen. Querschneidkopffräsen sind mit einem Schneidtrommelpaar ausgestattet. Abbildung 2.2 zeigt stilisierte Draufsichten beider Bauformen; die Drehrichtungen der Schneidköpfe sind durch Pfeile angedeutet.

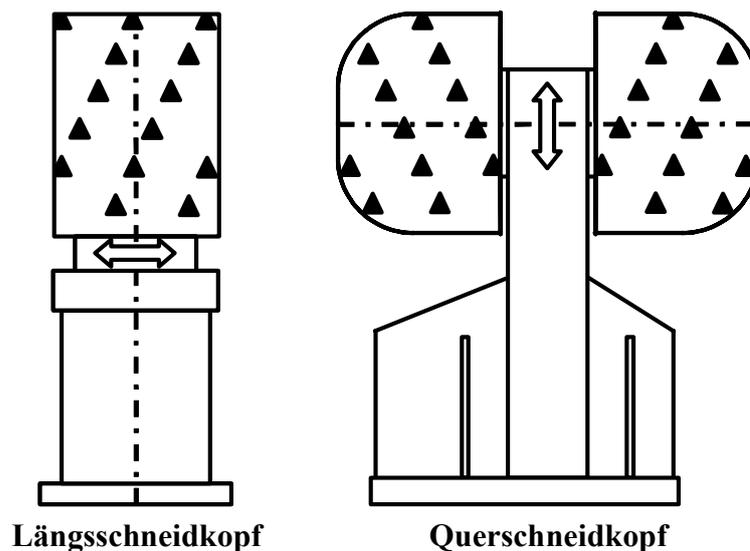


Abbildung 2.2: Hydraulische Anbaufräse mit Längs- oder Querschneidkopf

Die Fräsköpfe sind mit versetzt angeordneten Rundschachtelmeißeln bestückt; das gefräste Material bestimmt den optimalen Meißeltyp. Das Angebot an Schneidköpfen und Meißeln ist sehr vielfältig, sodass die Geräte an unterschiedliche Einsatzbedingungen angepasst werden können. In der Regel treibt ein Hydraulikmotor mit konstantem Schluckvolumen über ein mechanisches Getriebe den Schneidkopf an. Das Hydraulikaggregat des Trägergeräts versorgt den Hydraulikmotor der Fräse. Über den vom Trägergerät bereitgestellten Öldruck steuert der Bediener das Drehmoment der Fräse, und über den Ölstrom die Drehzahl des Schneidkopfs. Die Fräse wird mit einer starren oder drehbaren Anbaukonsole am Trägergerät montiert. Durch Bewegen des Auslegers erzeugt das Trägergerät den Vortrieb der Fräse. Die

Kraft, mit der das Trägergerät die Fräse ans bearbeitete Material drückt, bezeichnet man als Vorschubkraft [18, 27].

TEREX|Schaeff mit Sitz im hohenlohischen Langenburg ist vor allem als Hersteller von Baggern und Ladern bekannt. Daneben stellt das Unternehmen seit Jahrzehnten aber auch Spezialmaschinen für den Tunnel- und Bergbau sowie für Sonderanwendungen her. Seit längerem spezialisiert man sich auf die Entwicklung und Herstellung von Tunnelvortriebsmaschinen, Teilschnittmaschinen, hydraulischen Anbaufräsen, Auslegern und Sondermaschinen für den weltweiten Einsatz im Tunnel- und Bergbau. Die TEREX|Schaeff GmbH bietet Anbaufräsen an mit Nennleistungen von 18 kW bis 150 kW für Trägergeräte mit einem Einsatzgewicht zwischen 2 t und 45 t. Alle Modelle der Produktpalette sind mit Querschneidköpfen ausgerüstet. Ein Viertel aller verkauften Fräsen sind vom Typ WS 30, der mit 30 kW Nennleistung zu den kleineren Geräten gehört [18]. Dieser Fräsentyp ist für den Anbau an Bagger mit einem Gewicht zwischen 5 t und 18 t vorgesehen. Nach Schätzung der VDMA Frankfurt gehören etwa 8,5 % aller im Jahr 2006 verkauften Hydraulikbagger der Baggerklasse 8 t bis 14 t an. Für Westeuropa liegen der VDMA nur die Verkaufszahlen für Hydraulikbagger mit Raupenfahrwerk vor. Der Marktanteil dieser Klasse liegt bei gut 7 %. Der Trend geht jedoch seit einigen Jahren hin zu so genannten Klein- und Minibaggern der Klasse bis 8 t, so dass voraussichtlich der Marktanteil der kleineren Fräsen steigen wird [23].

Die Fräse WS 30 wird derzeit mit drei verschiedenen Querschneidköpfen angeboten, die sich in Meißelart und Bestückung unterscheiden [37]:

- mit einem Löseschneidkopf zum Lösen weichen bis mittelharten Gesteins sowie Betonen geringer Festigkeit,
- mit einem Profilierschneidkopf zum Glätten weichen bis mittelharten Gesteins,
- mit schnitttiefenbegrenztem Abbruchschneidkopf zum Fräsen mittelharten bis harten Gesteins oder Betons.

Ferner stehen drei Hydraulikmotorvarianten LD, MD und HD mit konstanten Schluckvolumina von 376 cm³, 468 cm³ und 560 cm³ zur Auswahl, damit man den Schneidkopf-antrieb an die jeweils verfügbaren Pumpenfördermengen der Trägergeräte anpassen kann. Abbildung 2.3 zeigt eine Fräse des Typs WS 30 mit einem Abbruchschneidkopf. Die bei den Versuchen verwendete Fräse gleichen Typs ist mit einem Löseschneidkopf ausgestattet. Er besitzt keine Schnittiefenbegrenzung in Form eines zwischen den Meißelhaltern aufgeschweißten Spiralblechs, ist ansonsten aber baugleich mit dem Abbruchschneidkopf. Der Schneidkopf ist mit insgesamt 52 Hartmetall-Rundschaftmeißeln des Typs C3R bestückt, 26 je Schneidtrommel. Eine so ausgerüstete Fräse eignet sich zum Fräsen von Fels, Beton und sogar leicht bewehrtem Stahlbeton. Die Auswahl der WS 30 als geeignetes Gerät für die Versuche geschah in Zusammenarbeit mit Fachleuten des Fräsenherstellers TEREX|Schaeff GmbH und des Schneidkopflieferanten Krummenauer Anlagenbau GmbH.



Abbildung 2.3: Anbaufräse TEREX|Schaeff WS 30 [18]

Tabelle B.1 im Anhang B.2 gibt einen Überblick über die technischen Spezifikationen der hydraulischen Anbaufräse TEREX|Schaeff WS 30 [35]. Die Herstellerangaben zu Nennleistung und Schneidkopfdrehmoment stellen allerdings nur theoretische Werte dar, die in der Praxis normalerweise nicht erreicht werden.

2.3 Der Hauptrahmen

Der stabile Hauptrahmen ist einfach, aber zweckmäßig gestaltet. Erste Konzepte sahen gesonderte Aufnahmen für die Betonkörper und folglich mehrere von einander getrennte Rahmen vor. Die beim Fräsen auf die Rahmen wirkenden Kräfte sollten über Fundamente in den Untergrund eingeleitet werden. Dieser Ansatz wurde zu Gunsten eines einteiligen Entwurfs verworfen, bei dem ein Hauptrahmen alle auftretenden Kräfte in sich aufnimmt. Diese Variante vermeidet die Unsicherheiten, die bei der Berechnung der Tragfähigkeit der Fundamente eines mehrteiligen Aufbaus aufgetreten wären, denn ein einteiliger Aufbau benötigt nahezu keine Fundamente zur Kraftaufnahme, da das System in sich geschlossen ist. Allerdings müssen die Längsträger des Hauptrahmens die Fundamente ersetzen und ausreichend stark sein. Als Trägergerät für die Fräse TEREX|Schaeff WS 30 benötigt man laut Herstellerangaben Hydraulikbagger mit fünf bis achtzehn Tonnen Einsatzgewicht. Der Hauptrahmen muss beim Fräsenbetrieb dieselben Belastungen verkraften wie Vertreter dieser Baggerklasse.

Der Hauptrahmen besteht aus zwei baugleichen Rahmenhälften; jede Hälfte besteht aus zwei mit Abstand übereinander angeordneten H-Trägern, die den Großteil der Kräfte übernehmen. U-Profile verbinden diese Träger in senkrechter Richtung miteinander. Beide Rahmenhälften sind durch Stahlbögen verbunden, die zugleich als Aufnahme verschiedener Versuchsstands-

komponenten dienen. Der verbleibende Raum zwischen den beiden Rahmenhälften bleibt für andere Komponenten frei.

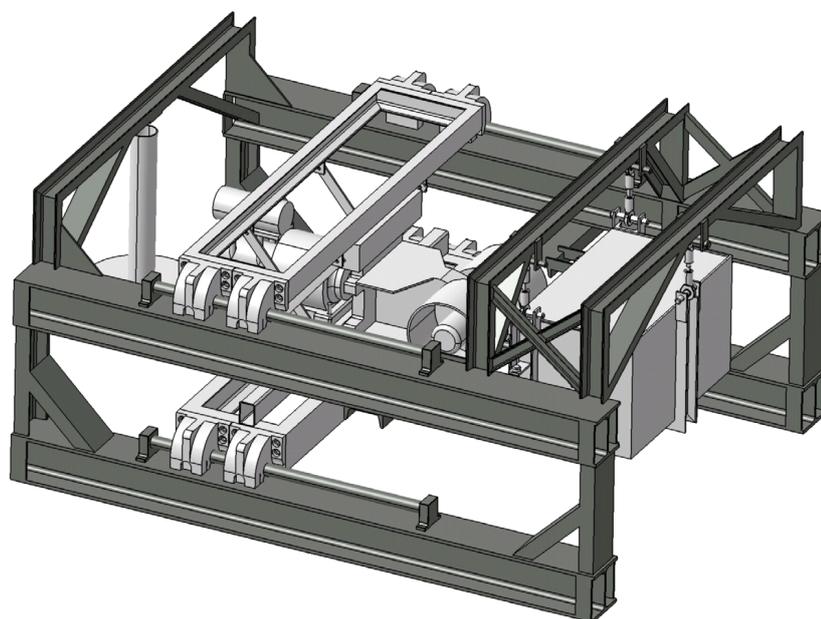


Abbildung 2.4: Zeichnung des einteiligen Hauptrahmens

Durch den Fräsenbetrieb werden nicht nur große Kräfte und Momente in den Versuchsstandrahmen eingeleitet. Mehrere Literaturquellen [1, 19, 27] weisen darauf hin, dass die Fräse auch Resonanzen der übrigen Bauteile anregen kann. Ein wirksames Mittel zur Verringerung der Eigenschwingungen ist die Senkung der Eigenfrequenz, etwa durch eine große Bauteilmasse. Deshalb sind die längstragenden H-Stahlprofile verhältnismäßig groß und schwer ausgelegt. Vorversuche zeigten jedoch, dass diese Maßnahme allein nicht ausreicht. Um die Masse des Versuchsstands weiter zu erhöhen, wurde der Versuchsstandrahmen außerdem auf vorhandene Stahlbetonstreifen aufgestellt und mit diesen verschraubt. Die Stahlbetonstreifen waren nicht fest mit dem Untergrund verbunden, sondern lagen lediglich auf. Die zusätzlichen Massen der Betonteile reduzierten die Gesamtbewegungen des Versuchsstands deutlich und verringerten damit mögliche Schwingungseinflüsse ganz erheblich. Außerdem wurde der Rahmen durch U-Profile versteift, die die Längsträger auf Höhe der Betonkörperaufnahme senkrecht verbinden.

Da vor Beginn der Versuche nicht ganz klar war, welche Belastungen wirklich auftreten würden, wurde bei der Planung von vorn herein auf Modifizierbarkeit geachtet. Der Rahmen besteht, wie fast der gesamte Versuchsstand, aus gewöhnlichen S235 (ehemals St-37) Stahlprofilen, was die Herstellung und Bearbeitung erleichtert. Die Wahl dieser preisgünstigen Materialien erlaubt es, den Versuchsaufbau bei Bedarf problemlos umzubauen und anzupassen. Um Bewegungen weitgehend zu vermeiden sind die Einzelteile des Rahmens fest

miteinander verschweißt. Die übrigen Baugruppen sind mit dem Rahmen verschraubt oder durch Bolzen verbunden.

2.4 Die Betonkörperaufnahme

Für den Einsatz als Rettungsgerät ist es entscheidend wichtig, welche Kräfte die Fräse auf das bearbeitete Objekt ausübt. Deshalb muss der Betonkörper so am Versuchsstand befestigt sein, dass alle an ihm angreifenden Kräfte gemessen werden können. Damit die Versuchsergebnisse den allgemeinen Fall repräsentieren, dürfen sie keine versuchsstandspezifischen Eigenheiten aufweisen. Da die bei den Versuchen verwendeten Betonkörper stellvertretend für alle mit Fräsen bearbeitenden Betonbauteile stehen sollen, muss auch ihre Anbringung dieser Forderung weitestgehend genügen.

Zunächst war angedacht, eine Messplattform einzusetzen. Messplattformen ähneln in Aussehen und Funktion einer Personenwaage. Während jedoch eine Personenwaage nur das Gewicht misst, erfasst eine Messplattform dreidimensional alle am darauf gestellten Objekt angreifenden Kräfte und Momente und gibt sie in digitaler Form aus. Obwohl das Arbeits- und Messprinzip der Messplattform genau den Forderungen entsprach, die an den Versuchsaufbau gestellt wurden, kam sie letztlich nicht in Betracht, denn die Projektmittel hätten für die Anschaffung nicht ausgereicht. Deshalb musste schon aus Kostengründen eine Alternative gesucht werden.

Obwohl die Messplattform als solche nicht zum Einsatz kam, wird ihre Arbeitsweise bei der verwirklichten Betonkörperaufnahme wieder aufgegriffen. Über sechs Pendelstützen ist der Betonkörper statisch bestimmt am Hauptrahmen aufgehängt. Solch eine Aufhängung ist die einzige Möglichkeit, den Betonkörper starr mit dem Hauptrahmen zu verbinden und gleichzeitig alle auftretenden Kräfte nahezu reibungsfrei zu messen. Die statische Bestimmtheit dieser Anbringung gewährleistet die Eindeutigkeit der Messungen und vereinfacht die weitere Auswertung der Daten. Drei Pendelstützen bilden das Auflager in vertikaler Richtung, zwei weitere halten den Betonkörper in Fräsrichtung und eine seitliche verhindert horizontale Bewegungen quer zur Fräsrichtung. Jede Pendelstütze besteht aus zwei einander gegenüber liegenden, reibungsarmen Kugelkopfgelenken, die über ein Stahlrohr mit beidseitigem Gewinde verbunden sind. Die Kugelkopfgelenke gewährleisten, dass nur Kräfte in Richtung der Pendelstütze übertragen werden, Biegemomente oder Querkräfte jedoch nicht. Zur Kraftmessung dienen Dehnungsmessstreifen (DMS) an jedem Verbindungsrohr. Die Aufhängungen werden über stählerne Passbolzen mit 30 mm Durchmesser nahezu spielfrei am Hauptrahmen angebracht. Die Bolzen ermöglichen einen einfachen Austausch der Betonkörper.

Eine stählerne Umfassung des Betonkörpers, kurz Korb genannt, dient zur Befestigung des Betonquaders an den Aufhängungen, ebenfalls mit Hilfe von Bolzenverbindungen. Der Korb besteht aus 10 mm dicken Stahlplatten, die den Betonkörper an vier Seiten fest umschließen.

Sowohl die Oberseite als auch die Fläche, an der die Fräse den Beton bearbeitet, sind offen. Im Bereich der Aufhängungen sowie an der Unterseite sind die Seitenflächen des Korbs mit angeschweißten U-Profilen verstärkt. Als positiver Nebeneffekt der Verstärkungen steht der ausgehängte Korb beim Betonkörperwechsel nicht flach auf dem Boden, sondern auf unten angebrachten Profilen. Diese Bodenfreiheit erleichtert wie beim Euro-Paletten-System die Handhabung mit Hebezeugen. Um den Betonkörper im Korb zu befestigen, werden die beiden Seiten des Korbs entlang der offenen Kante über eine Gewindestange gegeneinander verspannt und der Betonkörper so festgeklemmt. Zusätzlich in den Korb hinein gestellte, bewegliche Seitenwände erlauben zudem eine flächige Klemmung des Betonkörpers über fünf Schrauben in jeder Seitenwand. Sowohl die Gewindestange als auch die Einstellplatten samt Schrauben sind in Abbildung 2.5 nicht zu sehen.

Neben der Kraftübertragung zum Hauptrahmen erfüllt der Korb noch weitere Funktionen. Zum einen müssen die Abmessungen des Betonkörpers kaum größer als der Schneidkopf sein, denn die Stahlummantelung verhindert, dass der Beton am Rand unerwünschter Weise ausbricht. Zum anderen sollte sie das Bedienpersonal ursprünglich vor weggeschleudertem Fräsgut schützen. Diese Schutzfunktion erwies sich im Nachhinein aber als überflüssig, da vom feinkörnigen Fräsgut keine Gefahr für umstehende Personen ausgeht.

Die offene Seitenfläche des Korbs kann mit einer Stahlplatte verschlossen werden, so dass nur die obere Fläche offen bleibt. Für die Versuche hat diese Zusatzfunktion zwar keine Bedeutung, der Korb mit geschlossenen Seitenflächen diente aber teilweise als Schalung zum Betonieren der Betonkörper.

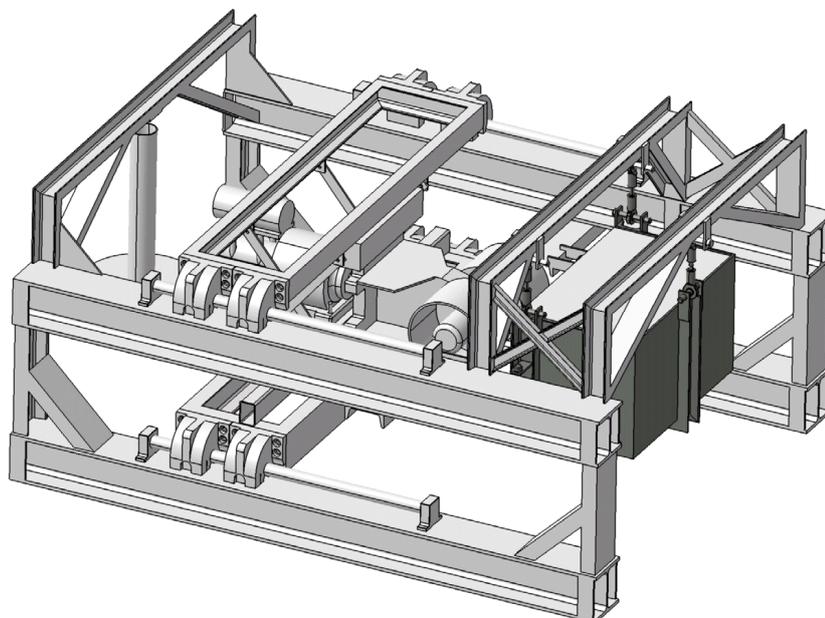


Abbildung 2.5: Zeichnung der Betonkörperaufnahme

2.5 Der Schubrahmen

Hydraulikbagger bewegen Anbaufräsen über ihren Ausleger aufs Material zu, beim Versuchsstand ermöglicht die als Schubrahmen bezeichnete Baugruppe den Vorschub der Fräse. Zudem übernimmt sie die Aufgabe des Geräteträgers für die Anbaufräse sowie den Exzentertrieb samt dazugehörigen Bauteilen, auf die später ausführlicher eingegangen wird. Ähnlich einer Wippe sollte die Fräse ursprünglich an einem Hebel befestigt auf einer Kreisbahn bewegt werden. Diese Idee gestaltete sich aber technisch als zu aufwändig. Auch mit Blick auf die spätere Auswertung der Messdaten erschien die Konstruktion zu kompliziert. Deshalb wurde sie zu Gunsten einer rein translatorischen Bewegung mittels eines Schubrahmens und eines Schienensystems verworfen.

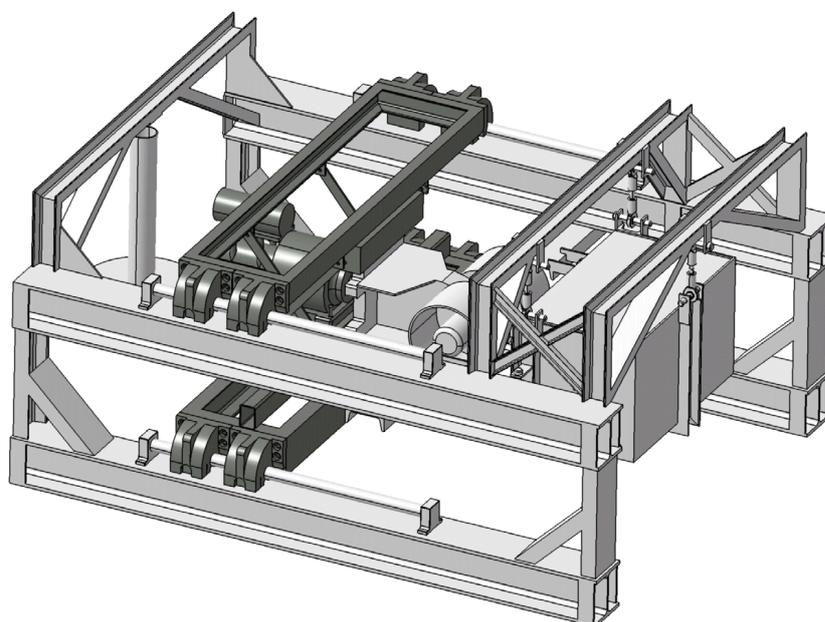


Abbildung 2.6: Zeichnung des Schubrahmens mit montierten Komponenten

Der Schubrahmen besteht aus zwei ähnlichen Teilen, einem oberen und einem unteren Rahmen. Jeder Rahmen besteht aus vier zu einem Rechteck verschweißten U-Stahlprofilen. Aufgrund ihrer relativ kleinen Abmessungen und der verwendeten Stahlprofile sind beide Schubrahmenhälften sehr biegesteif. Der untere Rahmen ist etwas stärker ausgelegt als sein Gegenstück, da er den Hauptanteil an der Funktion des gesamten Schubrahmens als Geräteträger übernimmt. Der zusätzlichen Verstärkung dieses Bauteils sowie der Befestigung des Exzentertriebs dient ein aufgeschweißtes Rechteck-Stahlhohlprofil. Vier diagonal verschraubte Aussteifungen aus Flachstahl verbinden beide Rahmen in der Senkrechten miteinander und gewährleisten eine gleichmäßige Kraftübertragung auf die gesamte Baugruppe.

In den Institutsbeständen fanden sich vier Linearführungen, die sich hervorragend zur Bewegung der Fräse eignen und zeitraubende Schienensystem-Eigenbauten ersparten. Die

Linearführungen erlauben auch unter großen Belastungen weitgehend reibungsfreie translatorische Bewegungen auf einer Länge von etwa 1.500 mm. Jeweils eine Schiene aus verchromtem Rundstahl samt Schienenhaltern sowie zwei als Reiter bezeichnete Aufsätze bilden eine Linearführung. Die Schienenhalter sind so auf den vier Längsträgern des Hauptrahmens verschraubt, dass der zur Verfügung stehende Weg ausreicht, um einen Betonkörper mit der Fräse zu durchfräsen. Am oberen und am unteren Rahmen sind je vier Reiter angebracht, jeweils zwei pro Seite. Ein Reiter ist ein massives Stahlgussstück mit viertelkreisförmigem Querschnitt. In eine Bohrung eingelassen sind hochbelastbare Kugellager zur leichtgängigen Bewegung entlang der Rundstahlschiene. Über vier Bohrungen in seitlich an jedem Reiter angeschweißten Flanschen werden die Reiter mit dem bewegten Bauteil, beim Versuchsstand dem Schubrahmen, verschraubt. Schon während der ersten Testläufe des Versuchsaufbaus zeigte sich, dass eine Person per Muskelkraft den Schubrahmen bei ausgehängtem Vorschubgewicht leicht bewegen konnte. Spätere Messungen bestätigten den nahezu reibungslosen Leichtlauf der Linearführungen.

2.6 Das Vorschubgewicht samt Seilzug

Um die Baggerhydraulik zu ersetzen, welche normalerweise die Vorschubkraft für die Fräse aufbringt, waren mehrere Wege gangbar, verwirklicht wurde letztendlich eine rein mechanische Variante in Form eines Seilzugs mit angehängtem Gewicht. Diese Lösung ist einfach, robust, genau und darüber hinaus kostengünstig. Ein Seilzug aus einem umlaufenden 10 mm starken Stahlseil verläuft vom oberen Rahmen des Schubrahmens beidseitig nach vorne zur Betonkörperaufnahme und von dort zurück zur hinteren Stahlbrücke des Hauptrahmens. Zur Seilführung werden am Schubrahmen, an der Betonkörperaufnahme und am Hauptrahmen gleitgelagerte Umlenkrollen eingesetzt. Daher benötigt der Seilzug keine Fixierung am Versuchsstand, so dass die Zugkraft im Seil und damit die auf den Schubrahmen wirkende Kraft auf beiden Seiten des Schubrahmens gleich ist. Eine doppelte Umlenkrolle bündelt die beiden Seile in der Mitte der hinteren Hauptrahmenbrücke. Eine ans Seilende geschraubte Öse dient schließlich zur Befestigung des Gewichts. Bewegt sich das Gewicht nach unten, so zieht der Seilzug den Schubrahmen samt Fräse auf den Betonkörper zu.

Aus runden Bleiplatten mit einer Masse von je 100 kg können verschiedene Vorschubgewichte zusammengesetzt werden. Über einen eigens angefertigten Halter hängt man die Gewichte in die Öse des Seilzugs ein. Der Halter besteht aus drei Teilen, zwei Gewichteträgern und einem Verbindungsriegel. Jeder Gewichteträger ist aus einer runden Grundplatte aus Stahl sowie einem aufgeschweißten Stahlrohr zusammengefügt. Ein Loch in der Mitte der Bleiplatten ermöglicht es, sie auf das Stahlrohr aufzufädeln. Die beiden Gewichteträger verbindet an ihrem oberen Ende ein Riegel aus Stahl, der mit der Öse des Seilzugs verbolzt wird. Die Masse des gesamten Gewichtehalters beträgt 51 kg. Zwei Gewichteträger statt eines großen verringern die Bauhöhe des Versuchsstands und erleichtern den Gewichtewechsel. Das Vorschubgewicht kann in 200 kg-Schritten bis 1.600 kg erhöht werden; durch Multipli-

kation mit der örtlichen Fallbeschleunigung ergeben sich daraus Vorschubkräfte zwischen knapp 2 kN und 16 kN. Da das Gewicht den Schubrahmen mit der Fräse allein durch die Schwerkraft bewegt, gewährleistet dieser einfache Mechanismus, dass die Vorschubkraft immer konstant bleibt. Abbildung 2.7 zeigt den Verlauf des Seilzugs samt Umlenkrollen mit angedeutetem Gewichteträger.

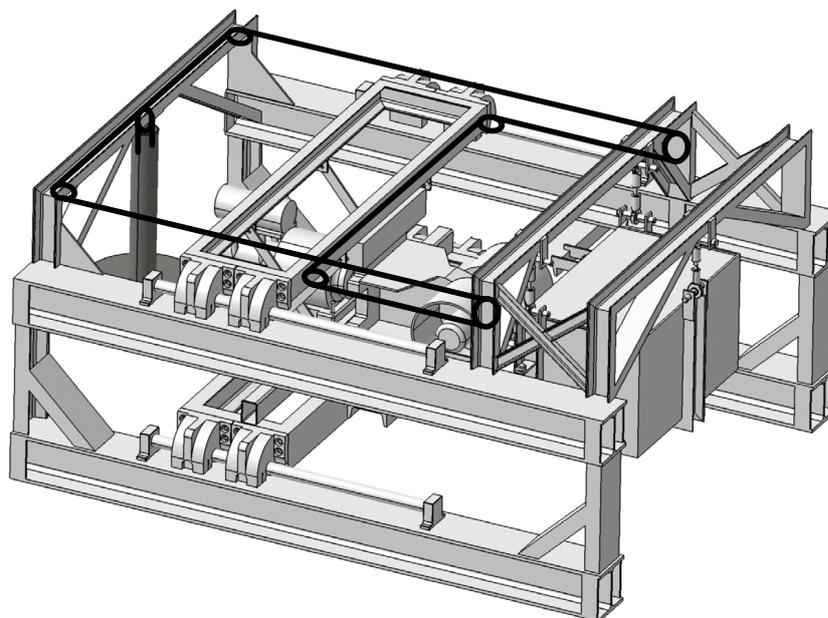


Abbildung 2.7: Zeichnung des Seilzugverlaufs

Um den Schubrahmen gleichförmig zu bewegen benötigt man eine Kraft von ungefähr 0,47 kN, was einem Vorschubgewicht von 48 kg entspricht. Dieser Anteil der Vorschubkraft geht also zur Überwindung der Reibung der beweglichen Teile des Versuchsstands verloren. Durch das etwa gleich große Gewicht des Gewichthalters werden die Reibungsverluste jedoch nahezu ausgeglichen, weshalb in allen folgenden Ausführungen nur die Gewichtskraft der aufgelegten Bleiplatten als Vorschubkraft angegeben ist.

2.7 Die Fräsaufnahme und der Exzentertrieb

Wollte man bei den Versuchen die Fräse den Betonkörper gradeaus, ohne seitlichen Verfahrweg durchfräsen lassen, würde dieses Vorhaben am Getriebegehäuse zwischen den beiden Frästrommeln scheitern. Beim geradlinigen Fräsen bleibt zwischen den beiden Trommeln auf einer Breite von 130 mm nicht abgebautes Material stehen, an dem das Fräsengehäuse nach einem Abbauweg von nur 89 mm anstößt. Um den Abbauweg zu verlängern muss man die Fräse so weit seitwärts hin und her bewegen, dass dieses hindernde Material entfernt wird. Konstruktiv wurde die Aufgabe mit Hilfe eines Exzentertriebs gelöst.

Zentrales Teil der vierteiligen Fräsaufnahme ist eine 30 mm starke Adapterplatte aus S355 (St-52) Stahl, deren Form, Abmessungen und Werkstoff den Herstellervorgaben zur Fertigung eines Fräsenadapters für Hydraulikbagger genügen. Die Fräsenrückwand wird zehnfach mit dieser Adapterplatte verschraubt. Die Adapterplatte wird von zwei Laufschiene gehalten, von denen eine am unteren und eine am oberen Rahmen des Schubrahmens angeschraubt ist. Jede Laufschiene umschließt die Adapterplatte an einer Seite. Weil die Länge der Schienen größer ist als die Breite der Adapterplatte, lässt sich die Fräse quer zur Fräsrichtung waagrecht bewegen. Ein senkrecht Ausweichen verhindern zunächst vier in die Laufschiene eingeschraubte, hochbelastbare Kugellager, nach ersten Testläufen wurden sie zusätzlich durch reibungsarme Teflon-Gleitlager unterstützt. Auch in Fräsrichtung halten an den Innenseiten der Führungen verschraubte Teflon-Gleitlager die Adapterplatte sicher in ihrer Position. Damit die beim Fräsenbetrieb auftretenden Kräfte aufgenommen werden können, beträgt die Wandstärke der Laufschiene ebenfalls 30 mm. Obwohl die Fräsenführung zwischen den beiden Rahmen des Schubrahmens eingebaut ist, übernimmt sie keine tragende Funktion innerhalb der Komponente.

Abbildung 2.8 zeigt die Fräsaufnahme aus verschiedenen Perspektiven. Die Adapterplatte ist dunkelgrau eingefärbt. Die vorderen Abdeckungen der Laufschiene sind nicht dargestellt, damit ein Blick auf die ebenfalls in Dunkelgrau gehaltenen Kugellager im Innern der Laufschiene möglich ist. Im Schnittbild rechts ist zu sehen, wie die Laufschiene die Adapterplatte führen. Die Teflon-Gleitlager sind nicht eingezeichnet. Die Laufschiene sind zum Schutz vor Staub und Fräsgut mit Schürzen aus Stahlblech verkleidet. Zudem wurden alle Gleitlager während der Versuchsläufe gut gefettet, um ein Klemmen der Führungsmechanik und dadurch bedingte Messfehler zu vermeiden.

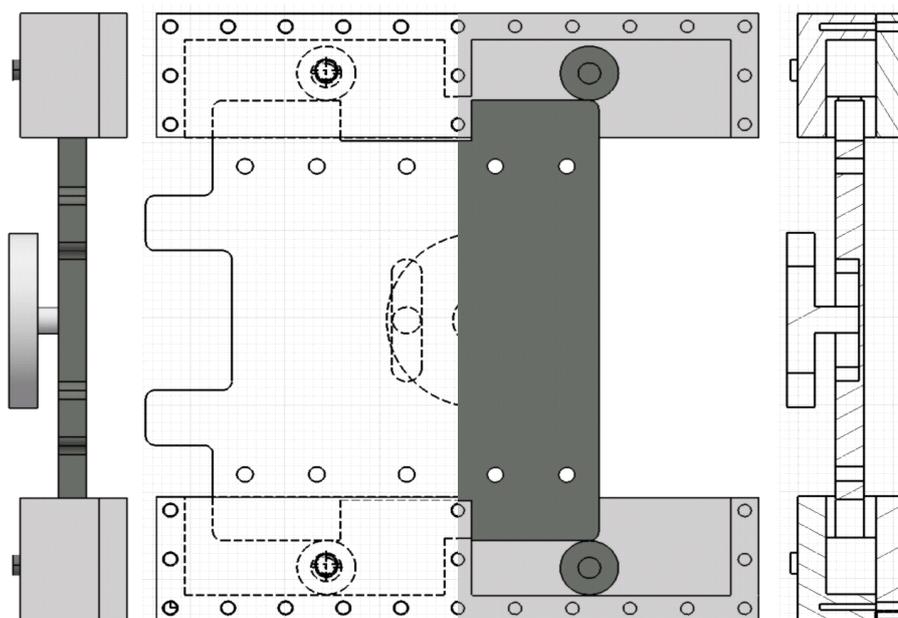


Abbildung 2.8: Zeichnung der Fräsaufnahme als Ansicht und Schnitt

Den seitlichen Antrieb der Fräse übernimmt ein leistungsstarker Elektro-Getriebemotor, der hinter der Fräsenaufnahme auf dem Schubrahmen befestigt ist. Ein auf der Abtriebswelle des Motors angebrachter Exzenter wandelt die Drehbewegung des elektrischen Antriebs in eine Seitwärtsbewegung der Adapterplatte um. Der Exzenter besteht aus einer Stahlscheibe mit einem außermittig eingeschraubten Bolzen, der in ein Langloch in der Rückseite der Adapterplatte eingreift. Der Exzenter, der Bolzen und das rückwärtig eingelassene Langloch sind als gestrichelte Umrisse ebenfalls in der Abbildung zu erkennen. Die Konstruktion erlaubt einen ausreichenden, seitlichen Verfahrweg von etwa 15 cm.

2.8 Die Hilfsgeräte

Zum Betrieb des Versuchsstands waren einige Hilfsgeräte nötig. Der Antrieb des Fräsenmotors muss hydraulisch sein. Zum Bestand des Instituts für Technologie und Management im Baubetrieb gehört ein Hydraulikaggregat des Herstellers Bosch, das einen gleich bleibenden Volumenstrom liefert. Laut Herstellerangaben liegt der maximale Systemöldruck des Aggregats bei 300 bar, der größtmögliche Volumenstrom bei ungefähr 90 l/min und die Maximalleistung bei 55 kW. TEREX|Schaeff nennt für die hydraulische Anbaufräse WS 30 einen zulässigen Öldruck von 375 bar, einen empfohlenen Hydraulikölstrom zwischen 80 l/min und 120 l/min sowie eine Nennleistung von 30 kW. Das Aggregat erfüllt die Vorgaben des Fräsenherstellers, die Fräse war während der Versuche also nicht unterversorgt.

Da vor Ort keine ausreichend leistungsfähigen Stromanschlüsse installiert sind, dienten zwei Dieselaggregate als mobile Energieerzeuger. Bei den Versuchen versorgte das schwächere Aggregat die Messtechnik und den Exzenterantrieb, das stärkere ausschließlich die Hydraulik.

2.9 CAD und FEM in der Versuchsstandentwicklung

Die Entwicklung des aufwändigen Versuchsaufbaus wäre ohne Unterstützung durch CAD-Software schwierig und zeitraubend gewesen. Eines der gängigsten CAD-Softwaresysteme ist CATIA V5 des französischen Herstellers Dassault Systèmes. Aktuell ist das Release R19; bei dieser Arbeit wurden die älteren Versionen R11 bis R14 benutzt. Das CAD-System bietet für viele Aufgaben bei der Maschinenkonstruktion geeignete Module an. Neben Grundfunktionen wie der Bauteil- und Baugruppenkonstruktion oder der Planerstellung lassen sich auch Bewegungsabläufe simulieren. Zudem enthält CATIA V5 ein Modul zur Berechnung von Finite-Elemente-Modellen (FEM). Mit FEM lassen sich Wirkungen angreifender Kräfte oder Anregungen auf ein Bauteil verhältnismäßig einfach ermitteln. Selbst Eigenschwingungen mehrteiliger Baugruppen können berechnet werden. Die Software bewies ihren Nutzen für die Entwicklung und Konstruktion des Versuchsstands vor allem bei folgenden Arbeitsschritten:

- Modellausarbeitung und -bewertung
- Bauteilentwurf
- Funktionskontrolle

- Kollisionskontrolle
- Ausführungsplanerstellung
- Schwachstellensuche mit FEM.

Obwohl die Arbeit mit der CAD-Software beträchtliche Zeit in Anspruch nahm, wird auf die einzelnen Arbeitsschritte nicht weiter eingegangen, denn sie unterscheiden sich nicht von sonstigen CAD-Konstruktionen im Maschinenbau und sind für die weiteren Ausführungen belanglos. Nur die Nutzung des FEM-Moduls wird in Anhang A.1 eingehender erläutert.

Trotz aller Schwierigkeiten und trotz des großen Zeitaufwands zur Einarbeitung in die fachfremde CAD-Software, zur Erstellung der CAD- und FE-Modelle sowie zur eigentlichen Berechnung erwies sich diese moderne Technik in mancherlei Hinsicht als äußerst nützlich. Der wesentliche Zweck war selbstverständlich die Optimierung der Versuchsstandskonstruktion. Die mit der CAD-Software erstellten, professionellen Ausführungspläne erleichterten aber auch die Kommunikation mit dem Personal der Institutswerkstatt. So konnte der Versuchsstand in Hochstetten ohne große Schwierigkeiten in Betrieb genommen werden; umständliche Änderungen oder Umbauten waren nicht nötig.

2.10 Die Messgrößen

Bei dieser Arbeit ist zunächst zu klären, welche Parameter für einen optimalen Fräsvorgang von Bedeutung sind. Der Versuchsstand dient deshalb zur Erfassung der maschinenseitigen Betriebsdaten und der Auswirkungen des Fräsvorgangs auf das bearbeitete Objekt, um diese anschließend auswerten und miteinander vergleichen zu können. Folgende Größen wurden während der Versuchsläufe gemessen und bilden die Datengrundlage dieser Arbeit:

- Hydraulischer Systemdruck
- Schneidkopfdrehzahl
- Frästiefe
- Exzenterauslenkung
- Räumliche Kräfte am Betonkörper
- Sieblinie des Fräsguts
- Messdauer.

2.10.1 Hydraulischer Systemdruck

Die Leistung, vor allem aber das Drehmoment des Schneidkopfs sind für die Auswertung der Versuche unverzichtbare Betriebsgrößen der Fräse. Beide können jedoch nicht direkt erfasst werden, sondern nur über messbare Hilfsgrößen.

Theoretisch berechnet sich die Druckkraft F auf eine Fläche A_K gemäß dem Gesetz von Pascal aus dem Produkt der Fläche und dem Druck, der senkrecht auf die Fläche wirkt – analog zu einer Flächenlast in der Mechanik. Wirken zu beiden Seiten einer Fläche unterschiedliche

Drücke, so ergibt sich die resultierende Druckkraft wie in Abbildung 2.9 skizziert durch Multiplikation der Fläche mit der Differenz Δp der Drücke zu beiden Seiten der Fläche.

$$F = \Delta p \cdot A_K \quad (2.1)$$

Gleichung 2.1: Hydraulische Druckkraft

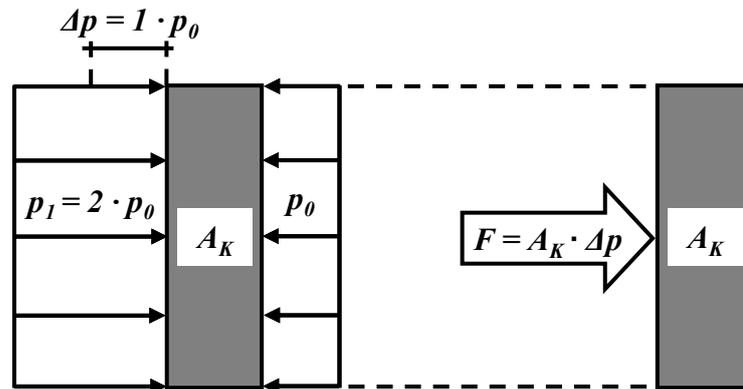


Abbildung 2.9: Berechnung der Druckkraft

In der Hydraulik ist es üblich, statt des absoluten Drucks die Druckdifferenz zwischen dem im Hydrauliksystem vorherrschenden Druck und dem Referenzdruck der Atmosphäre anzugeben. Den Atmosphärendruck nimmt man vereinfacht zu 1 bar an. Liegt in einem hydraulischen System also beispielsweise ein Druck von 100 bar vor, so meint diese Angabe, dass die Druckdifferenz zwischen dem Druck im Hydraulikzylinder und dem Umgebungsdruck 100 bar beträgt. Absolut gesehen herrscht im System ein Druck von 101 bar. Die Druckdifferenz Δp bezeichnet man bei hydraulischen Systemen auch als Systemdruck.

Die Leistung P , definiert als geleistete Arbeit pro Zeiteinheit, ergibt sich unter Annahme einer konstanten Kraft durch Multiplikation der Kraft und der Geschwindigkeit in Kraftrichtung. Stellt man sich die Fläche A_K als Querschnitt des Kolbens eines Hydraulikzylinders vor, so ist unter Vernachlässigung von Wirkungsgraden der Quotient aus der je Zeiteinheit in den Zylinder fließenden Menge an Hydraulikflüssigkeit – kurz dem Volumenstrom Q – und der Fläche A_K die Geschwindigkeit v , mit der sich der Kolben bewegt. Zusammenfassend errechnet sich die theoretische hydraulische Leistung über den Ausdruck

$$P_{Theorie} = F \cdot v = A_K \cdot \Delta p \cdot \frac{Q}{A_K} = \Delta p \cdot Q. \quad (2.2)$$

Gleichung 2.2: Theoretische hydraulische Leistung (1)

In der Praxis bevorzugt man eine Darstellung als zugeschnittene Größengleichung mit den in der Hydraulik gebräuchlichen Einheiten.

$$P_{Theorie} [kW] = \frac{\Delta p [bar] \cdot Q [l/min]}{600} \quad (2.3)$$

Gleichung 2.3: Theoretische hydraulische Leistung (2)

Um wirklichkeitsnahe Werte zu erhalten, muss man noch Wirkungsgrade wegen Leckagen, Reibungs- und Druckverlusten berücksichtigen.

Auf ähnliche Weise wie die Leistung lässt sich das Drehmoment einer hydraulischen Verdrängermaschine, zum Beispiel einer Hydraulikpumpe, herleiten. Abbildung 2.10 zeigt einen Kolben mit der Querschnittsfläche A_K , der in einem ringförmigen Zylinder mit dem Radius r_K rotiert.

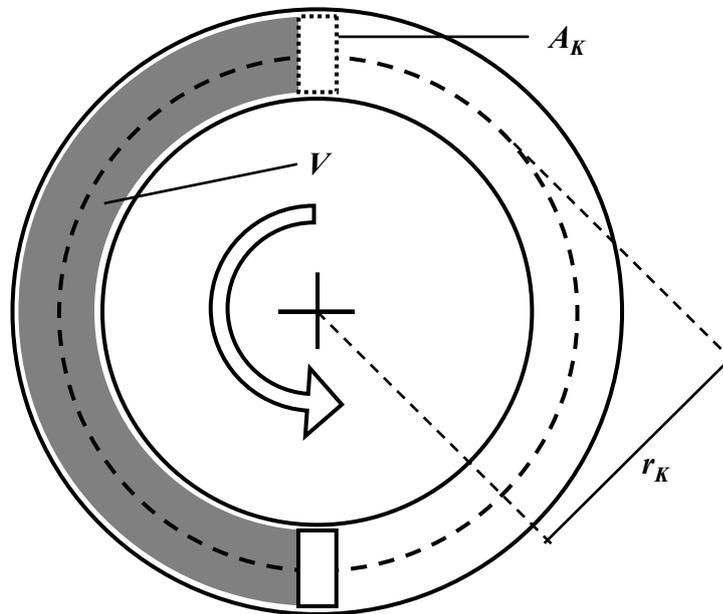


Abbildung 2.10: Verdrängungsvolumen einer Verdrängermaschine

Er verdrängt bei jeder Umdrehung das Volumen V

$$V = 2 \cdot A_K \cdot \pi \cdot r_K \rightarrow A_K = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_K} \quad (2.4)$$

Gleichung 2.4: Verdrängungsvolumen einer Verdrängermaschine

und erzeugt bei einer Drehzahl n dadurch den Volumenstrom Q .

$$Q = V \cdot n \quad (2.5)$$

Gleichung 2.5: Volumenstrom einer Verdrängermaschine

Ein Hydraulikmotor ist eine Hydraulikpumpe mit umgekehrter Arbeitsweise. Unter dem Schluckvolumen V versteht man in diesem Fall die Menge Hydraulikflüssigkeit, die ein Hydraulikmotor pro Umdrehung aufnimmt.

$$V = \frac{Q}{n} \quad (2.6)$$

Gleichung 2.6: Schluckvolumen eines Hydraulikmotors

Das Produkt aus Kraft und Hebelarm ist ein Drehmoment. Im Beispiel des ringförmigen Zylinders ergibt sich unter Vernachlässigung von Wirkungsgraden das Drehmoment

$$M_{Theorie} = (A_K \cdot \Delta p) \cdot r_K = F \cdot r_K \quad (2.7)$$

Gleichung 2.7: Theoretisches Drehmoment eines Hydraulikmotors (1)

Durch Ersetzen von A_K erhält man schließlich

$$M_{Theorie} = \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_K} \cdot \Delta p \cdot r_K = \frac{V}{2 \cdot \pi} \cdot \Delta p \quad (2.8)$$

Gleichung 2.8: Theoretisches Drehmoment eines Hydraulikmotors (2)

Da in der Fräse WS 30, wie in ähnlichen Geräten auch, ein Hydraulikmotor mit konstantem Schluckvolumen $V = 560 \text{ cm}^3$ verbaut ist, vereinfachen sich die Gleichungen 2.2 und 2.8 zu

$$\begin{aligned} P_{Theorie} &= const \cdot \Delta p \cdot n \\ M_{Theorie} &= const \cdot \Delta p \end{aligned} \quad (2.9)$$

Gleichung 2.9: Leistung und Drehmoment bei konstantem Schluckvolumen

Einzig der Systemdruck und die Drehzahl des Hydraulikmotors bleiben als veränderliche Größen. Zur Druckmessung wäre ein Drucksensor direkt am Öleinlass der Fräse zwar wünschenswert, aber aus konstruktiven Gründen unmöglich. Deshalb ist am Ausgang des Hydraulikaggregats ein geeigneter Sensor angebracht. Wegen der indirekten Art der Messung ergeben sich infolge weiterer Leckage- und Druckverluste in der Zuleitung zur Fräse möglicherweise Ungenauigkeiten und Verzögerungen in der Messung, die bei der Datenauswertung zu berücksichtigen sind.

2.10.2 Schneidkopfdrehzahl

Die Drehzahl des Schneidkopfs ist nicht nur zur Ermittlung des vom Hydraulikaggregat bereitgestellten Volumenstroms bedeutend, sondern sie wird beispielsweise auch für Aus-

sagen über optimale Drehzahleinstellungen in Abhängigkeit von verschiedenen Vorschubkräften oder über den Rundlauf der Fräse benötigt. Kein derzeit am Markt etablierter Fräsenhersteller bietet eine hydraulische Anbaufräse mit Drehzahlmesser an. Deshalb wurde bei der Versuchsfräse am Getriebegehäuse zwischen den beiden Schneidtrommeln ein induktiver Näherungssensor befestigt. Herzstück dieses Sensors ist eine von Wechselstrom durchflossene Spule, die ein magnetisches Wechselfeld erzeugt. Kommt ein metallischer Gegenstand in dieses Magnetfeld, ändert sich der Leitwert (die Induktivität) der Spule. Im Versuchsaufbau liefert der Näherungssensor jedes Mal einen elektrischen Impuls, wenn der Meißel mit dem geringsten Abstand zum Gehäuse den Sensor passiert. Da die Meißel einer Frästrommel auf zwei um 180° versetzten Wendeln angebracht sind, meldet der Sensor pro Umdrehung des Schneidkopfs zwei Impulse. Daher ergibt sich die Drehzahl des Schneidkopfs aus der halben Frequenz des gemessenen Pulses.

2.10.3 Frästiefe und Exzenterauslenkung

Die Schneid- oder Löseleistung ist die wichtigste Kenngröße für die Leistungsfähigkeit des Fräsverfahrens und für die Wirtschaftlichkeit des eingesetzten Geräts. Sie ist definiert als Menge abgebauten Materials pro Zeiteinheit und somit ein Maß für die Schnelligkeit, mit der ein Gerät seine Aufgabe erledigt. Die Schneidleistung ergibt sich aus theoretischen Überlegungen oder aus Aufzeichnungen bei praktischen Einsätzen. Der theoretische Wert wird jedoch in der Wirklichkeit meistens nicht erreicht, da das Gerät selten durchgängig und unter gleich bleibenden Bedingungen arbeitet. Bei tatsächlichen Einsätzen bewirken Rüstzeiten, Positionswechsel oder sich ändernde Bedingungen, dass die – meist vom Hersteller – angegebene Schneidleistung als Maximalwert zu verstehen ist, der nur im Idealfall erreicht wird. Dennoch wird anhand der Schneidleistung als maßgebender Größe beurteilt, wie gut sich ein Gerät sowohl aus verfahrenstechnischer als auch aus wirtschaftlicher Sicht eignet.

Bei hydraulischen Anbaufräsen ist nicht völlig klar, welche Parameter einen Einfluss auf die Schneidleistung haben und wie sie zusammenhängen. Je nach Quelle finden sich unterschiedliche Erklärungen. Hierin Klarheit zu schaffen ist eine Hauptaufgabe dieser Arbeit, damit man Anbaufräsen zukünftig wirtschaftlicher und energieeffizienter, aber auch schonender einsetzen und die Auswirkungen veränderter Geräteeinstellungen besser vorhersagen kann. Auch beim Einsatz einer Fräse als Rettungsgerät sollte man wissen, was sich vorteilhaft oder nachteilig auf die Schneidleistung auswirkt. Schließlich möchte man Opfern eines Gebäudeeinsturzes schnell helfen, ohne unnötige Kräfte in die Trümmerstruktur einzuleiten.

Die Schneidleistung S berechnet sich aus dem Fräsgutvolumen ΔV , das während einer Zeitspanne Δt abgebaut wird.

$$S = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (2.10)$$

Gleichung 2.10: Berechnung der Schneidleistung

Um bei den Fräsversuchen die Menge des abgebauten Materials, sprich das Fräsgutvolumen, auszurechnen, muss man die Geometrie des Schneidkopfs, die Eindringgeschwindigkeit in den Betonkörper sowie den quer zur Fräsrichtung zurückgelegten Weg kennen. Die Geometrie des Schneidkopfs ist unveränderlich und den Herstellerangaben zu entnehmen. Zwei Wegaufnehmer erfassen die anderen beiden Größen. Wegaufnehmer sind elektromechanische Sensoren zum Messen von Längenänderungen. Bei den verwendeten Modellen ist ein beweglicher Faden oder Draht mit einem Potentiometer mechanisch gekoppelt, das eine Längenänderung in eine Spannungsdifferenz umsetzt. Beide Wegmesser sind mit Rückstellfedern ausgestattet und über Dämpfer mit dem Hauptrahmen des Versuchsstands verschraubt, um störende Schwingungseinflüsse auf die Wegmessung zu minimieren. Einer ist mit dem Schubrahmen verbunden und misst die Frästiefe. Die Kombination von Frästiefe- und Zeitmessung ergibt die gesuchte Eindringgeschwindigkeit. Der Draht des anderen ist an der Adapterplatte der Fräsenaufnahme angeschraubt und zeichnet die Auslenkung des Exzenters aus seiner Nulllage und damit die Seitwärtsbewegung der Fräse auf. Beide Wegaufnehmer liefern absolute Werte, die bei der Datenaufbereitung nach den Versuchen kalibriert werden.

Die Messdaten der Wegaufnehmer dienen nicht nur zur Ermittlung der Schneidleistung, sondern auch zur Bestimmung der Fräsenposition. Die Messung des Fräsfortschritts ermöglicht eine Einteilung der Frässtrecke in zwei Abschnitte, nämlich in den Teilschnitt- und den Vollschnittbereich. Abschnitt 4.2.3 beschreibt diese Bereichseinteilung und deren Bedeutung für die Auswertungen eingehender.

Aus der Auslenkung der Fräse quer zur Fräsrichtung können Rückschlüsse auf die Anzahl der Meißel gezogen werden, die zu einem gewissen Zeitpunkt am Abbau beteiligt sind. Dies ist zur Erklärung der Vorgänge beim Fräsen von Bedeutung und wird in Unterkapitel 5.5 im Zusammenhang mit Überlegungen zum Einfluss der Seitwärtsbewegung der Fräse diskutiert.

2.10.4 Räumliche Kräfte am Betonkörper

Dreidimensionale Kraftmessungen am Betonkörper geben Aufschluss darüber, wie sich die Vorschubkraft, die Seitwärtsbewegung und das Schneidkopfdrehmoment über die Fräse auf den Betonkörper übertragen und erlauben die spätere Berechnung der resultierenden Kräfte und Momente am Betonkörper (Siehe Unterkapitel 2.4).

Im Unterkapitel 2.4 wurde bereits die statisch bestimmte Aufhängung des Betonkörpers an sechs Pendelstützen beschrieben. Kernstück jeder Pendelstütze ist ein Rohr aus S235 Stahl mit einem aufgeklebten Dehnungsmessstreifen (DMS). DMS enthalten elektrische Leiter (Messgitter), die bei einer Dehnung ihren Widerstand ändern. Jeder DMS besitzt zwei solche Messgitter, die zu einer Wheatstone'schen Brücke verschaltet sind. Dieser technische Kunstgriff wandelt auch relativ kleine Widerstandsänderungen in einfach messbare, absolute Spannungen um. Die elektrische Brückenspannung ist proportional zur Dehnung ε des DMS-Trägers. Bei bekanntem Elastizitätsmodul E des Trägers lässt sich die im Träger wirkende mechanische Spannung σ berechnen.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (2.11)$$

Gleichung 2.11: Hookesches Gesetz für den einachsigen Spannungszustand

Über den Querschnitt A des Trägers ergibt sich schließlich die Kraft F als Ursache der Verformung des DMS-Trägers.

$$F = \sigma \cdot A \quad (2.12)$$

Gleichung 2.12: Mechanische Kraft

Eine exakte Bemessung der DMS-Träger steigert die Messgenauigkeit der DMS. Bei Stählen ist eine Dehnung von $\varepsilon = 0,1 \%$ [22] empfehlenswert. Die Dehnungen liegen dann im linear-elastischen Bereich des Materials. Da vor den Versuchen unklar war, welche Kräfte die Fräse in den Betonkörper einleiten würde, mussten geeignete Lastannahmen getroffen werden. Fünf der sechs DMS-Elemente sind für einen Messbereich von -20 kN bis $+20 \text{ kN}$ ausgelegt. Der einzelne DMS-Träger zur senkrechten Sicherung der Betonkörperaufnahme an der Rückseite des Korbs ist für Belastungen von -50 kN bis $+50 \text{ kN}$ konzipiert. Ein Sicherheitsbeiwert von 1,5 schützt zusätzlich vor Schäden infolge unvorhersehbarer, dynamischer Effekte. Der Außendurchmesser des Stahlrohrs beträgt bei allen Trägerelementen 20 mm, der Innendurchmesser 15 mm beziehungsweise 10 mm. Der Abstand zwischen den beiden Gewinden beträgt 50 mm. Der beidseitige Übergang zum Schraubgewinde ist abgerundet, um einen gleichmäßigen Kraftfluss zu gewährleisten und Kerbeffekte zu vermeiden. Abbildung 2.11 zeigt eine Pendelstütze samt dunkelgrauem DMS-Träger. Im Längsschnitt oben rechts sind die Hohlbohrung des Stahlrohrs sowie die abgerundeten Übergänge zum Gewinde zu erkennen.

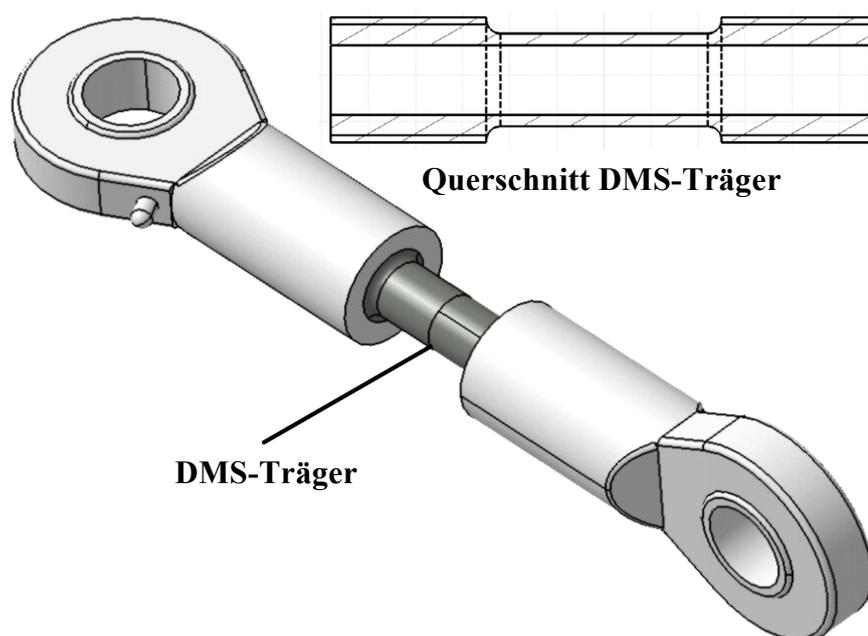


Abbildung 2.11: CAD-Zeichnung einer Pendelstütze mit DMS-Träger

Um die Funktion der DMS-Elemente unter Beweis zu stellen, wurden sie vor Versuchsbeginn auf einem eigens für solche Zwecke eingerichteten Teststand der Materialprüfanstalt der Universität Karlsruhe (TH) einem Belastungstest unterzogen. Die Testergebnisse sind im Anhang B.2 als Diagramme hinterlegt (Abbildung B.7 bis Abbildung B.12). Die Versuche bestätigten die Richtigkeit der Lastannahmen. Keines der DMS-Elemente wurde überlastet oder beschädigt, so dass man von einwandfreien Ergebnissen der Kraftmessungen ausgehen kann.

2.10.5 Signalverarbeitung und Datensicherung

Die von den Sensoren erzeugten elektrischen Messsignale werden an eine Datenverarbeitungseinheit weitergeleitet. Diese besteht im Wesentlichen aus einem eigens für Versuchszwecke gebauten Rechner mit einer Analog/Digital-Wandlerkarte (A/D-Wandler) samt integriertem Multiplexer und einem Mehrkanal-Messverstärker.

Zum Betrieb des Versuchsstands versorgt der Messverstärker die DMS-Elemente und den Hydraulikdrucksensor mit der nötigen Spannung; die übrigen Sensoren haben eigene Netzgeräte. Alle Sensoren liefern die Messwerte als elektrische Signale über abgeschirmte Datenkabel des Typs LIYCY an den A/D-Wandler, der die analogen Eingangssignale in digitale Ausgangssignale umwandelt und an den Rechner weiterreicht. Während jedoch die beiden Wegaufnehmer, der Beschleunigungssensor und der induktive Näherungssensor Spannungswerte im für den A/D-Wandler notwendigen, normierten Bereich von -10 V bis +10 V ausgeben, sind die Signale aus den DMS-Elementen und dem Drucksensor etwa um den Faktor 1.000 kleiner. Deshalb verstärkt der Messverstärker deren Signale vor der Übermittlung an den A/D-Wandler. Eine vor den A/D-Wandler eingebaute Abtast-Halte-Schaltung tastet die sich ändernde Spannung des Messsignals ab und hält dessen Spannungswert für die zur Analog-Digital-Wandlung nötige kurze Zeitspanne konstant. Die A/D-Wandlerkarte arbeitet nach dem Multiplex-Verfahren, bei dem mehrere Signale der Reihe nach abgetastet und dann nacheinander an den A/D-Wandler übergeben werden. Die Abtastrate der Karte beträgt maximal 100 kHz bei nur einem Eingangssignal, bei mehreren nimmt sie proportional zur Anzahl der Signale ab. Im Versuchsaufbau sind elf von sechzehn Anschlüssen belegt, sodass theoretisch eine Abtastrate von etwa 9.000 Hz möglich gewesen wäre. Tatsächlich betrug sie nur 1.000 Hz. Dem Abtasttheorem von Shannon und Kotelnikow zu Folge muss die Abtastrate doppelt so groß sein wie die höchste, im Messsignal vorkommende Schwingungsfrequenz. Die 1.000 Hz-Abtastung erfasst also für die Versuchsauswertungen ausreichende Frequenzen bis maximal 500 Hz [22].

Auf den Rechner ist die Software LabVIEW des US-amerikanischen Herstellers National Instruments aufgespielt. LabVIEW ist seit Jahren am Markt etabliert und wird häufig zur Datenerfassung verwendet. Das Programm empfängt die digitalisierten Messdaten in Form hexadezimaler Werte über eine serielle Schnittstelle, stellt sie in Echtzeit auf einem Monitor dar und sichert sie fortlaufend auf dem Speichermedium des Rechners. Aufgrund von Hardware-Restriktionen ließen sich nur Versuche mit höchstens zwölf Minuten Dauer speichern.

Bei längeren Versuchen musste die Aufzeichnung unterbrochen und neu gestartet werden, weshalb sich die Messreihen einiger Versuche aus mehreren Teilspeicherungen zusammensetzen. Für die meisten Versuche reichte die Speicherkapazität jedoch aus. Eine zusätzliche externe Festplatte sorgte für doppelte Datensicherheit.

Bei der Datenweiterleitung, Umwandlung und Sicherung fand keine Filterung oder Entstörung der Messwerte statt. Auch eine Linearisierung der Kennlinien der Sensoren war unnötig, da alle Sensoren im linearen Bereich arbeiteten. Somit entsprechen die gesicherten Rohdaten exakt den von den Sensoren gelieferten Informationen.

3. Die Betonkörper

3.1 Einführung

Seit seiner Erfindung durch Joseph Monier im Jahr 1861 entwickelte sich Stahlbeton unbestritten zum wichtigsten Baustoff des 20. Jahrhunderts. Allein in Deutschland werden jährlich über 100 Millionen Tonnen Beton verbaut [21]. Nachdem der Gärtner Monier Mitte des 19. Jahrhunderts erstmals seinen mit Eisengeflecht verstärkten Zementmörtel zur Herstellung bruchfester Pflanzkübel verwendet hatte, wandelte sich Stahlbeton zu einem vielseitigen Werkstoff, der heute besonders aus dem Hochbau nicht mehr wegzudenken ist. Im Jahr 2006 wurden hierzulande 9 % aller Neubauten vorwiegend in Stahlbetonbauweise ausgeführt, bei gewerblichen Bauten sogar ein Viertel aller neu erstellten Gebäude [13].

Dieses Kapitel umreißt zunächst einige grundsätzliche Eigenschaften von Beton und erläutert anschließend die Auswahl repräsentativer Hochbaubetone für die Versuche, das Vorgehen bei der Herstellung der Betonkörper sowie deren Zuordnung zu den Versuchsreihen.

3.2 Die Eigenschaften von Beton

Der Begriff „Beton“ bezeichnet laut Wesche [39] künstliche Mischwerkstoffe aus Gemengen grober und feiner Stoffe (Zuschläge), die durch Bindemittel zusammengefügt sind. Bindemittel können anorganisch sein wie Kalk und Zement oder organisch wie Asphalt und Kunstharz. Als Zuschläge dienen verschiedene Materialien, vorwiegend natürliche Gesteine (Sand, Kies, Splitt), aber auch künstliche Gesteine wie Blähton oder Blähschiefer, selten sogar Holzspäne oder Kunststoffe. Seiner häufigen Verwendung wegen versteht man unter Beton allerdings meist Zementbeton mit Natursteinzuschlägen. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich solche Betone betrachtet. Um bestimmte Eigenschaften des Frisch- oder Festbetons zu erzielen, mengt man der Betonmischung außerdem noch Zusatzstoffe bei wie Flugaschen oder Farbpigmente sowie Zusatzmittel wie Fließmittel, Verzögerer oder Luftporenbildner.

Seine heutige Vorrangstellung als Konstruktionsbaustoff verdankt der Zementbeton vor allem folgenden Vorzügen: Die nötigen Zuschläge sind preiswert und fast überall auf der Welt zu finden, ebenso die zur Zementherstellung verwendeten Ausgangsstoffe Kalkstein und Ton. Ferner lässt sich durch Variation der Gemengeanteile ein großes Spektrum unterschiedlicher Betone herstellen, deren Eigenschaften gezielt auf die Anforderungen zugeschnitten sind. Die zwei wichtigsten Vorzüge des Betons gegenüber anderen Baustoffen sind aber gewiss die nahezu unbegrenzten Gestaltungsmöglichkeiten bei Betonbauteilen sowie deren hohe Dauerhaftigkeit selbst ohne nennenswerte Pflege.

Den Vorzügen stehen erhebliche Nachteile gegenüber. Im Vergleich mit Baustoffen wie Stahl oder Holz besitzt Beton ein ungünstiges Verhältnis von Dichte zur Belastbarkeit; Beton-

konstruktionen sind also meistens deutlich schwerer als solche aus anderen Materialien. Zudem schwindet und kriecht Beton ganz beträchtlich - nicht nur beim Aushärten, sondern auch noch im ausgehärteten Zustand, was zu Rissen und Verformungen in Bauteilen führen kann. Schwerer wiegen jedoch folgende nachteilige Festigkeitseigenschaften des Betons: Zum einen ist die Zugfestigkeit von Beton sehr gering; sie beträgt nur etwa zehn Prozent der Widerstandsfähigkeit gegen Druckbelastungen. Daher besitzt unbewehrter Beton kaum konstruktive Bedeutung. Man verwendet ihn für massige Bauteile wie Fundamente, Schwerkriegelmauern oder Bodenplatten. Für die vorliegende Arbeit besonders bedeutsam ist zum anderen die – selbst bei Druckbelastung – sehr geringe Bruchdehnung des unbewehrten Betons. Wie das Belastungsdiagramm [39, S. 79, Abb. A 21] in Abbildung 3.1 zeigt, ist unbewehrter Beton verglichen mit anderen Baustoffen äußerst spröde. Bei Erreichen der Grenzspannung bricht Beton gleichsam ohne vorangegangene Verformung, er neigt zum so genannten Spröbruch.

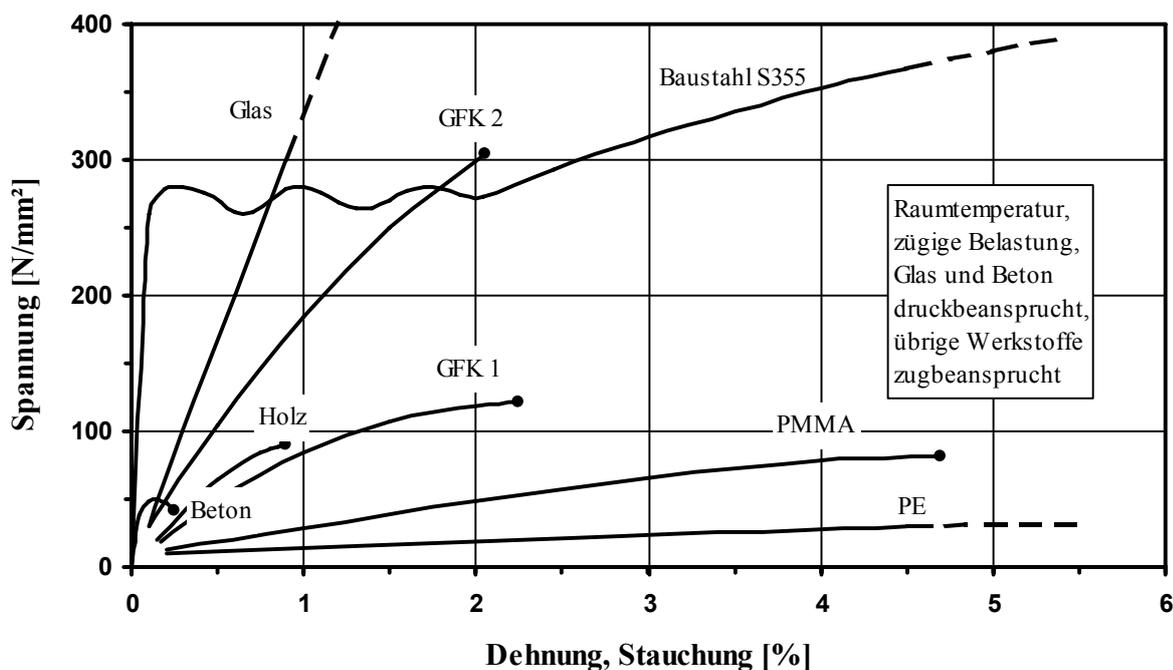


Abbildung 3.1: Spannungs-Dehnungs-Linien verschiedener Baustoffe [39]

Um den nachteiligen Festigkeitseigenschaften des Betons entgegen zu wirken macht man sich die hohe Zugbelastbarkeit von Stahl zu Nutze und setzt Beton mit Stahlbewehrung als Verbundbaustoff ein. Beim Stahlbeton übernehmen in den Beton eingelegte Stabstähle die Zugbelastungen. Stahlbeton verhält sich also bei Belastung und Bruch völlig anders als unbewehrter Beton. Die nahezu gleiche Wärmedehnung macht den Verbund von Stahl und Beton möglich. Zudem schützt der umhüllende Beton den Stahl gegen Korrosion.

3.3 Die Betonauswahl

3.3.1 DIN 1045 „Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton“

Die Norm DIN 1045 befasst sich mit dem Entwurf von Tragwerken aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton des Hoch- und Ingenieurbaus. Sie ist vierfach unterteilt; der erste Teil enthält Vorgaben über die Bemessung und Konstruktion von Bauteilen aus Normal- und Leichtbeton [8], im zweiten Teil sind Betoneigenschaften sowie Herstellungsregeln festgelegt [9]. DIN 1045-1 und DIN 1045-2 bilden deshalb eine geeignete Grundlage für die Auswahl eines typischen Hochbaubetons zur Herstellung der Versuchsbetonkörper.

DIN 1045-1 unterscheidet die drei Betongruppen Leicht-, Normal- und Schwerbetone. Unter dem Oberbegriff Normalbetone sind alle Betone der Festigkeitsklassen C12/15 bis C100/115 mit einer Trockendichte zwischen 2 t/m^3 und $2,6 \text{ t/m}^3$ zusammengefasst. Leichtbetone haben eine geringere, Schwerbetone eine höhere Trockendichte. Leicht- und Schwerbetone sind für Sonderkonstruktionen gedacht. Schwerbeton wird beispielsweise zum Strahlenschutz oder für Brückenwiderlager verwendet, Leichtbeton zur Isolierung oder Schalldämmung. Beide Gruppen sind also keine charakteristischen Vertreter der Hochbaubetone, es bleiben die Normalbetone. Für einige Normalbetone sieht DIN 1045-1 besondere Auflagen und Beschränkungen für die Verwendung vor. So sind Bauteile aus dem sehr schwachen Beton C12/15 nur bei vorwiegend ruhenden Einwirkungen [8, Abschnitt 9.1.7] erlaubt. Für Betone mit höherer Festigkeit als dem C55/67 gelten ähnliche Ausnahmeregelungen. Da Sonderfälle in den Fräsversuchen unerwünscht sind, verkleinert sich die Gruppe geeigneter Betone auf alle Normalbetone der Festigkeitsklassen C16/20 bis C55/67.

Die Norm unterscheidet nicht nur nach den drei genannten Gruppen, sondern auch nach der Art der Umgebung, in der sich ein Betonbauteil befindet. Die Umgebungseinflüsse sind in so genannte Expositionsklassen eingeteilt. Um die Dauerhaftigkeit eines Betonbauteils sicher zu stellen, ist jeder Expositionsklasse eine Mindestbetonfestigkeit zugeordnet [8, Abschnitt 6.2]. Die meisten Bauteile des Hochbaus entfallen auf die Expositionsklassen XC3 und XC4. Zur Klasse XC3 gehören alle Bauteile, zu denen die Außenluft häufig oder ständig Zugang hat, etwa im Innenbereich von Hallenbauten. Die Norm schreibt für solche Bauteile mindestens Betone der Festigkeitsklasse C20/25 vor. Außenbauteile mit direkter Beregnung sind der Expositionsklasse XC4 zugeordnet, welche eine Mindestfestigkeitsklasse C25/30 verlangt. Fast alle Betonbauteile im Außenbereich des Hochbaus gehören zu dieser Expositionsklasse. Die anderen Expositionsklassen enthalten beispielsweise Mindestangaben für besonders beanspruchte Betonbauteile von Industrie-, Hafen- oder Kläranlagen und werden ihres speziellen Charakters wegen nicht beachtet. Bezieht man die beiden maßgebenden Expositionsklassen in die Überlegungen zur Auswahl eines repräsentativen Versuchbetons ein, so bleiben schließlich alle Betone der Festigkeitsklassen C20/25 bis C55/67 für Innenbauteile sowie C25/30 bis C55/67 für Außenbauteile.

Nach der Eingrenzung der Festigkeitsklassen für Normalbetone stellt sich die Frage nach einer typischen Betonzusammensetzung. Unter Einbeziehung der DIN 4226-1 [7] müssen gemäß DIN 1045-2 zur Herstellung von Normalbetonen ausschließlich natürliche Gesteinskörnungen (Zuschläge) verwendet werden. Gemeint sind rein mechanisch aufbereitete Gesteinskörnungen aus natürlichen, mineralischen Vorkommen, etwa Flusskies oder Sand, aber auch Materialien aus Steinbrüchen wie Schotter, Splitt oder Brechsand. Nicht zugelassen sind sämtliche industriell gefertigten Zuschläge, wie Hüttensand oder Hochofenschlacke. Auch Größtkorn und Kornzusammensetzung der Gesteinskörnungen sind in DIN 1045-2 geregelt. Als Größtkorn sind 8 mm, 16 mm, 32 mm (31,5) oder 63 mm üblich. Allerdings ist das Größtkorn meistens durch konstruktive Bedingungen wie Bauteilabmessungen und Bewehrungsgrad begrenzt.

Die Zusammensetzung der Gesteinskörnungen bestimmt die Dichte einer Betonmischung, sowie deren Wasseranspruch für eine ausreichende Verarbeitbarkeit. Sie wird durch Siebversuche mit Prüfsieben bestimmt und mit so genannten Sieblinien grafisch dargestellt, welche den Anteil des Zuschlages in Gewichtsprozenten zeigen, der kleiner als die zugehörige Korngröße ist. Abbildung 3.2 zeigt verschiedene Sieblinien, die im Anhang L der DIN 1045-2 festgelegt sind. Man unterscheidet zwischen den stetigen Sieblinien A, B, C und der unstetigen Mischung U. Bei einer unstetigen Mischung sind die einzelnen Korngrößen nicht gleichmäßig vertreten. Für eine gute Verarbeitbarkeit ist eine Kornzusammensetzung im günstigen Bereich zwischen den Sieblinien B und C erstrebenswert. Sieblinien in diesem Bereich werden auch als Regelsieblinie bezeichnet. Mit unstetigen Sieblinien ist eine besonders dichte Packung der Zuschlagskörner und somit eine größere Dichte erzielbar.

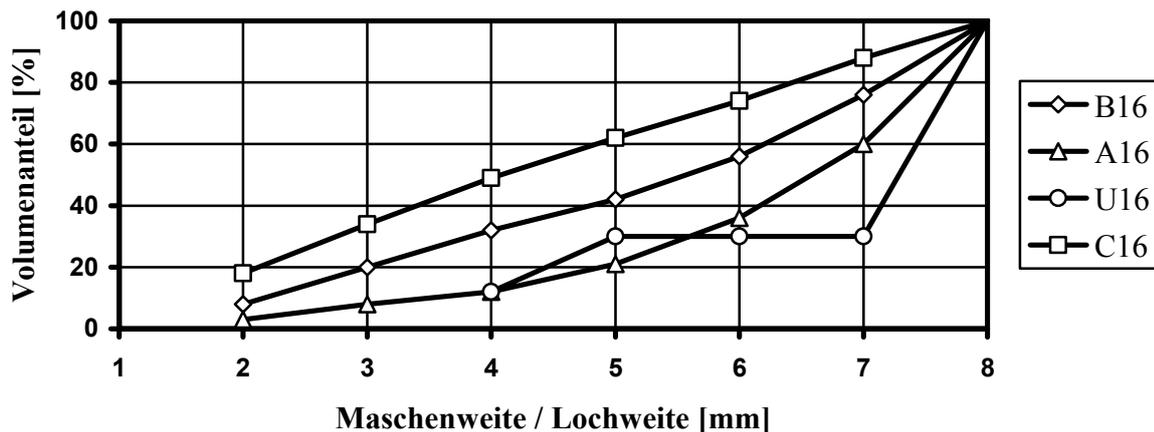


Abbildung 3.2: Sieblinien nach DIN 1045-2, Anhang L [9]

Zusammenfassend lassen sich aus DIN 1045 folgende Eigenschaften eines typischen Hochbaubetons ableiten:

- Trockendichte zwischen 2 t/m³ und 2,6 t/m³
- Festigkeitsklasse C20/25 bis C55/67 für Innenbauteile
- Festigkeitsklasse C25/30 bis C55/67 für Außenbauteile
- Natürliche Gesteinskörnungen (Zuschläge)
- Größtkorn 8 mm, 16 mm, 32 mm oder 63 mm
- Stetige Korngrößenverteilung
- Kornzusammensetzung zwischen Sieblinie B und C nach DIN 1045-2, Anhang L.

3.3.2 Angaben des Fräsenherstellers TEREX|Schaeff GmbH

Aus Sicht des Fräsenherstellers TEREX|Schaeff GmbH ist die Betondruckfestigkeit die maßgebende Größe für den Fräsenbetrieb. Fräsen des Typs WS 30 sind nach Herstellerangaben zur Bearbeitung von Betonen bis zur Festigkeitsklasse C30/35 mit beliebiger Korngrößenverteilung oder Kornzusammensetzung geeignet. Die Eingrenzung auf Betone dieser Festigkeitsklasse beruht auf Erfahrungen aus Praxiseinsätzen [18]. Als Schnittmenge der aus den Normen resultierenden Betone und denen aus den Angaben des Fräsenherstellers lässt sich die Auswahl an geeigneten Versuchsbetonen auf die Festigkeitsklassen C20/25 bis C30/35 eingrenzen.

3.3.3 Einschätzung von Fachleuten

Um sicher zu gehen, dass die sich aus den Normen sowie den Angaben des Fräsenherstellers ergebenden Betone tatsächlich typisch für den Hochbau sind, wurden zusätzlich mehrere Experten der Materialprüfungs- und Forschungsanstalt MPA des Instituts für Massivbau der Universität Karlsruhe (TH) zu Rate gezogen. Die Materialprüfungsanstalt ist anerkannte Prüfstelle für Bauprodukte und prüft unter anderem deutschlandweit Druckfestigkeiten von Betonprobekörpern. Nach Aussagen der Fachleute sind unter den in Frage kommenden Betonen vor allem Mischungen mit einem Größtkorn von 16 mm oder 32 mm im Hochbau zu finden und somit als repräsentativ anzusehen [28].

3.3.4 Bewehrung

Neben der Suche nach einem geeigneten Beton stellt sich die Frage nach der Bewehrungsart der Betonkörper. Sowohl beim Rückbau von Gebäuden als auch beim Vordringen in Trümmer trifft man auf bewehrten Beton. Eine hydraulische Anbaufräse ist durchaus in der Lage, Bewehrungen zu durchtrennen. Nach Aussage des Herstellers kann eine Fräse WS 30 mit Spiralblech am Schneidkopf problemlos bis zu 8 mm dicke Stabsstähle durchschlagen. Der leistungsstärksten Fräse der TEREX|Schaeff GmbH, der WS 120 mit 150 kW Nennleistung, bereiten sogar 15 mm starke Stabsstähle keine Schwierigkeiten [33]. Diese Angaben sind Erfahrungswerte aus praktischen Fräseinsätzen und nicht durch systematische Studien belegt. Somit wären Versuche mit bewehrten Betonkörpern nicht nur realitätsnah, sondern auch technisch durchführbar; sie waren deshalb in den ersten Versuchsplänen auch vorgesehen. Da es jedoch noch gar keine gezielten Untersuchungen zur Bearbeitung von Beton oder Stahlbeton mit hydraulischen Anbaufräsen gibt, wären Studien an bewehrten Beton-

körpern bereits ein weitergehender Schritt, und zwar auf Grund folgender Überlegung: Eine Hauptaufgabe bei den für diese Arbeit durchgeführten Versuchen ist die Messung der aus dem Fräsenbetrieb resultierenden Kräfte auf den Betonkörper. Wäre der Betonkörper mit Stahl armiert, dann entstünden aufgrund der erheblich höheren Festigkeit des Stahls jedes Mal Sprünge in der Kraftmessung, wenn die Fräse Teile der Bewehrung durchschlägt. Aus den so verfälschten Messdaten wären schwerlich grundlegende Erkenntnisse über die Betonbearbeitung mit Fräsen abzuleiten. Deshalb werden bei dieser Arbeit keine bewehrten Betonkörper verwendet. Vielmehr schafft die Untersuchung nicht armierter Betone eine Grundlage für weiterführende Arbeiten mit Stahlbetonen.

3.4 Die Dimensionierung der Betonkörper

Normalerweise ergeben sich die Abmessungen eines Betonbauteils aus den Belastungen, denen es standhalten soll, sowie aus normativen Vorgaben zur Dauerhaftigkeit des Teils. Um Bewehrung in Stahlbetonen vor Korrosion zu schützen, schreibt die DIN 1045 in Abhängigkeit von den Umweltbedingungen eine so genannte Mindestbetondeckung vor. Die Mindestbetondeckung ist die Dicke des Betons zwischen der Außenfläche des Bauteils und dem ihr nächstgelegenen Armierungseisen. Für die Expositionsklasse XC3 gibt die Norm 35 mm bis 45 mm, für die Expositionsklasse XC4 40 mm bis 50 mm als Mindestbetondeckung an. Für die Versuche ist jedoch zum einen die Dauerhaftigkeit der Betonkörper nicht von Interesse, zum anderen übernimmt beim Versuchsstand die als Korb bezeichnete stählerne Umman- telung des Betonkörpers die Funktion einer Betonbewehrung (Siehe Unterkapitel 2.4). Somit treffen die Vorgaben der Norm eigentlich nicht zu. Da bei den Versuchen Öffnungen in die Betonkörper gefräst werden, ergab die DIN 1045 immerhin einen Richtwert, um wie viel die Betonkörper größer sein müssen als der Fräskopf.

Der Schneidkopf der Fräse WS 30 ist 678 mm breit. Außerdem bewegt der Exzenter die Fräse noch um 150 mm seitwärts. Somit ergibt sich eine Mindestbreite des Betonkörpers von 828 mm zuzüglich einer „Überdeckung“. Sie wurde angelehnt an die DIN 1045 mit 50 mm auf jeder Seite angesetzt und später großzügig aufgerundet. Addiert ergibt sich eine Breite von mindestens 928 mm. Entsprechendes gilt für die Höhe der Betonkörper. Der Durchmesser des Schneidkopfs beträgt 388 mm. Zusammen mit der Überdeckung beträgt die Höhe mindestens 488 mm, da die Fräse nicht in vertikaler Richtung bewegt wird.

Bei der Ermittlung der erforderlichen Tiefe der Betonkörper ist folgendes zu beachten: Der Fräsweg soll hinreichend lang sein, damit genügend viele vergleichbare Messwerte anfallen. Zudem schneidet die Fräse erst ab einem Fräsweg von 194 mm, also dem halben Schneid- kopfdurchmesser, einen halbkreisförmigen Querschnitt aus dem Beton, sie befindet sich dann im Vollschnitt. Wie Abschnitt 4.2.3 noch zeigt, ist für die Auswertungen nur dieser Voll- schnittbereich von Interesse, daher muss die Tiefe der Betonkörper erheblich größer als 194 mm sein.

Die ausgeführten Betonkörper der Serie 1 sind 600 mm tief, 600 mm hoch und 1.000 mm breit; wegen der beim Herstellen der ersten Serie gewonnenen Erfahrungen sind die Betonkörper der Serie 2 zur besseren Handhabung 30 mm schmaler.

3.5 Die Betonkörperserien 1 und 2

Für die Versuche wurden insgesamt 32 Betonkörper angefertigt. Ursprünglich waren allerdings nur 20 Betonkörper für Versuchszwecke und zwei für Funktionstests des Versuchsstands geplant. Diese 22 Betonkörper tragen die Bezeichnung Serie 1. Die Betonkörper der ersten Serie wurden jedoch wegen Unsicherheiten der Betoneigenschaften später durch 10 Betonkörper der Serie 2 ergänzt. Die gesamten Betonierarbeiten dauerten von August 2005 bis Februar 2006 und liefen parallel zum Versuchsstandbau.

3.5.1 Betonkörper der Serie 1

Viele Fachleute erachten die Druckfestigkeit des abgebauten Materials als den wichtigsten Parameter für die Schneidleistung einer Fräse. Deshalb sah die erste Planung vor, Versuche an Betonkörpern von einheitlicher Druckfestigkeit durchzuführen und dabei ausschließlich die Vorschubkraft zu variieren. Für diesen Zweck waren die 22 Betonkörper der ersten Serie ursprünglich gedacht. Als Schalung für alle Betonkörper der Serie 1 diente der Korb der Betonkörperaufnahme mit geschlossener vorderer Seitenfläche. Da es nur einen Korb gab, wurden diese Betonkörper zwangsläufig nacheinander betoniert. Die Betonkörper sind bezogen auf ihren Herstellungszeitpunkt chronologisch durchnummeriert. Alle Betonierarbeiten zur Serie 1 erfolgten zwischen August und November 2005 auf dem Versuchsgelände des Instituts in Hochstetten. Der Frischbeton wurde von einem nahe gelegenen Betonmischwerk in Chargen von je 0,5 m³ bezogen. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über den für die Serie 1 ausgewählten Beton sowie über die Frischbetoneigenschaften.

Festigkeitsklasse	C 20/25
Zement	CEM 32,5 R
Sieblinie	Regelsieblinie
Größtkorn	16 mm
Gesteinskörnung	natürlich, Rheinkies
w/z-Wert	0,65
Konsistenz des Frischbetons	F3
Verzögerer 1	Visco Grete Silka (0,25 %)
Verzögerer 2	VZ1 Addiment (0 %-0,1 %)

Tabelle 3.1: Betoneigenschaften der Betonkörper der Serie 1

Die beiden Verzögerer Visco Grete Silika und VZ1 Addiment verbessern lediglich die Transportier- und Verarbeitbarkeit des Frischbetons, sie haben aber keine Auswirkungen auf

die Festbetoneigenschaften. Nach Einbringung und Verdichtung härtete der Beton vor der Entnahme aus der Schalung mehrere Tage in der Versuchshalle aus. Von jeder Betoncharge wurde zusätzlich ein Probewürfel mit 200 mm Kantenlänge angefertigt, um die Würfel-
druckfestigkeit und die Rohdichte von der Materialprüfungsanstalt MPA der Universität Karlsruhe (TH) prüfen zu lassen und dadurch deren Einheitlichkeit nachzuweisen.

Des technischen Ablaufs wegen konnte die Materialprüfungsanstalt diese Probekörperserie nicht nach den vorgeschriebenen 28 Tagen prüfen. Vielmehr hatten die Probekörper zum Zeitpunkt der Prüfung ein Alter zwischen 28 und 92 Tagen. Die Prüfung lieferte trotz gleich bleibender Betonierbedingungen unerwartet stark schwankende Ergebnisse mit Würfel-
druckfestigkeiten zwischen 19 N/mm² und 49 N/mm². Tabelle B.2 im Anhang sind alle Prüf-
ergebnisse zu entnehmen. Der Betonkörper mit der Nummer 1 fehlt in der Auflistung, weil er nur zu Testzwecken hergestellt und nicht für Versuche verwendet wurde. Nur zehn der 22 Betonkörper hatten eine ähnliche Festigkeit von etwa 30 N/mm². Die restlichen 12 Betonkörper schienen für die Versuchszwecke unbrauchbar zu sein, da sie der Forderung nach einer einheitlichen Druckfestigkeit nicht entsprachen.

3.5.2 Betonkörper der Serie 2

Um sicher zu stellen, dass für die Versuche neben den 10 Betonkörpern der ersten Serie mit ähnlicher Festigkeit weitere Betonkörper mit gleichen Eigenschaften zur Verfügung stünden, fiel die Entscheidung, aus zeitlichen Gründen parallel zur Suche nach der Ursache der schwankenden Festigkeiten bei Serie 1 eine zweite Serie unter streng kontrollierten Bedingungen herzustellen. Da die Einzelanfertigung der Betonkörper der ersten Serie als Ursache für die Festigkeitsschwankungen nicht auszuschließen war, wurden zur Fertigung der zweiten Serie zehn Schalungen vorbereitet, um alle Betonkörper gleichzeitig betonieren zu können. Die Schalungen wurden mit dem in einer einzigen Charge angelieferten Frischbeton in Lagen von 20 cm befüllt und zwischendurch mit einer Rüttelflasche verdichtet. Eine Abdeckung mit feuchten Jutetüchern und Plastikfolie nach Erreichen des Soll-Füllstands verhinderte ein zu schnelles Austrocknen und sorgte für einen gleichmäßigen Abbindevorgang des Betons. Die Betonkörper verblieben auch nach dem Ausschalen nach zehn Tagen bis zu ihrer Verwendung für die Versuche in der Werkstatthalle und konnten so unter optimalen Bedingungen bei Raumtemperatur aushärten. Tabelle 3.2 nennt die Eigenschaften des für die Serie 2 ausgewählten Frischbetons.

Die Verwendung von Beton der Festigkeitsklasse C 25/30 anstelle von C 20/25 wie bei Serie 1 war nicht geplant, sondern auf einen Fehler des Betonlieferanten zurückzuführen. In Anbetracht des engen Zeitplans für die vorliegende Arbeit war es nicht mehr möglich, eine weitere Serie herzustellen, um den Fehler zu beheben.

Festigkeitsklasse	C 25/30
Zement	CEM 32,5 R
Sieblinie	Regelsieblinie
Größtkorn	16 mm
Gesteinskörnung	natürlich, Rheinkies
w/z-Wert	0,6
Konsistenz des Frischbetons	F3
Verzögerer 1	-
Verzögerer 2	-

Tabelle 3.2: Betoneigenschaften der Betonkörper der Serie 2

Bei der Serie 2 dienten insgesamt vier Probewürfel mit 150 mm Kantenlänge zur Kontrolle der Rohdichte und Würfeldruckfestigkeit. Alle vier Probewürfelformen wurden gleichzeitig befüllt, verdichtet und anschließend in gleicher Weise gelagert. Der Einfluss der unterschiedlichen Kantenlängen der Probewürfel von Serie 1 und Serie 2 kann über die Beziehung

$$f_{ck,200} = 0,95 \cdot f_{ck,150} \quad (3.1)$$

Gleichung 3.1: Umrechnung der Druckfestigkeiten von Probewürfeln verschiedener Größen

berücksichtigt werden [28]. Der Wert $f_{ck,200}$ ist die Druckfestigkeit eines Probewürfels mit 200 mm Kantenlänge, $f_{ck,150}$ die eines Probewürfels mit 150 mm Kantenlänge. Die Umrechnung hat jedoch keinen Einfluss auf die Ergebnisse der Druckfestigkeitsprüfungen. Alle Probewürfel wurden nach 28 Tagen geprüft. Die Prüfung von vier Probewürfeln aus einer Charge erlaubt Aussagen über eventuelle Unsicherheiten der Untersuchungen zu machen, um so Ungenauigkeiten der Würfeldruckfestigkeitsprüfungen als Ursache für die allzu sehr schwankenden Werte bei Serie 1 auszuschließen. Tabelle 3.3 zeigt die Ergebnisse der Würfeldruckfestigkeitsprüfungen, Mittelwerte sind mit einem * gekennzeichnet.

Serie	Nr.	Kantenlänge [mm]			ρ [kg/m ³]	$f_{ck,150}$ (28d) [N/mm ²]
2	1-10	150	152	150	2270	39,0
		150	151	150	2290	42,0
		150	151	150	2260	51,0
		150	151	150	2250	46,5
		150	155	150	2267,5*	44,6*

Tabelle 3.3: Ergebnis der Würfeldruckfestigkeitsprüfung der Serie 2

Die Rohdichte aller vier Probewürfel beträgt gleich bleibend etwa $2,27 \text{ t/m}^3$. Die Druckfestigkeit hingegen weist eine Standardabweichung von $5,25 \text{ N/mm}^2$ oder 12 % vom Mittelwert auf, obwohl der Beton aus nur einer Mischung stammt und alle vier Probewürfel exakt gleich behandelt wurden. Ein Einzelwert weicht sogar $6,4 \text{ N/mm}^2$, etwa 14 %, vom Mittelwert ab.

Für die Betonkörper der Serie 2 wird im Folgenden eine einheitliche Druckfestigkeit von ungefähr 45 N/mm^2 angenommen, die sich aus dem Mittel der Druckfestigkeiten der vier Würfel errechnet. Die Mittelwertbildung ist zwar konform mit der Norm DIN 1045-3 „Bauausführung“, Anhang A 2, dennoch muss man die schwankenden Prüfungsergebnisse als möglichen Fehler bei allen weiteren Untersuchungen berücksichtigen. Angesichts der absolut gleichen Bedingungen sowohl bei der Herstellung als auch während der Aushärtung der Betonkörper dieser Serie ist es allerdings unwahrscheinlich, dass ihre Festigkeiten tatsächlich in gleichem Maß wie die Prüfungsergebnisse der Probekörper schwanken. Vielmehr sollte man davon ausgehen können, dass die zehn Betonkörper in Wirklichkeit nahezu gleiche Eigenschaften aufweisen. Auch die Betonkörper der zweiten Serie sind durchnummeriert.

3.6 Die Ursache der Druckfestigkeitsschwankungen der Serie 1

Im Bauwesen ist es üblich, bei Betonen mit der Druckfestigkeit nach 28 Tagen oder kurz der 28-Tage-Festigkeit zu rechnen. Bekanntlich muss von jeder Betoncharge mindestens ein Probewürfel hergestellt werden. Eine Prüfstelle wie die Materialprüfungs- und Forschungsanstalt MPA misst nach 28 Tagen dessen Druckfestigkeit und gibt das Betonbauteil für die ihm zugedachte Verwendung frei, sofern die Ergebnisse der Prüfungen über dem Sollwert liegen. Die 28-Tage-Festigkeit ist als Vergleichsbasis festgelegt, weil zementgebundene Mörtel und Betone im Alter von 28 Tagen bereits einen hohen Hydratationsgrad und damit eine hohe Festigkeit aufweisen. Außerdem fällt der Prüftag so auf den gleichen Wochentag wie der Herstelltag. Doch auch nach einem Monat besitzt Beton noch ein beträchtliches Erhärtungspotenzial, auch Nacherhärtung genannt.

Das Maß der Nacherhärtung hängt maßgeblich von der Zementart, vom Wasser-Zement-Wert, von der Lagerungsfeuchte und der Lagerungstemperatur ab. Vereinfachend geht man üblicherweise davon aus, dass Normalbetone nach vier Wochen etwa 80 % ihrer Endfestigkeit erreicht haben [20]. Verschiedene Langzeitstudien zeigen jedoch, dass Betone erheblich stärker nachhärten können. Der Betonexperte Udo Walz hat die Festigkeitsentwicklung von Betonen über fünf Jahrzehnte untersucht und festgestellt, dass sich die Festigkeit einiger Betone bezogen auf die 28-Tage-Festigkeit verdoppelt, in einigen Fällen sogar verfünffacht hatte [38]. Auch im Betonkalender hat man sich schon vor Jahren mit der Aushärtung von Betonen nach 3, 7, 90 und 180 Tagen beschäftigt und eine Festigkeit bis 140 % nach 90 Tagen und 160 % nach 180 Tagen bezogen auf die 28-Tage-Festigkeit in Abhängigkeit von verschiedenen Zementarten verzeichnet [4, S. 43]. Da die Prüfung der Probewürfel der ersten Serie nicht nach 28 Tagen erfolgte, sondern zu unterschiedlichen späteren Zeitpunkten, drängt

sich der Gedanke auf, die Ursache der trotz anscheinend gleicher Voraussetzungen auftretenden Druckfestigkeitsschwankungen der ersten Serie beim ungleichen Alter der Probewürfel am Prüftag zu suchen. Die folgenden Ausführungen dieses Unterkapitels widmen sich dem Nachweis dieser Vermutung.

Das ungleiche Betonalter der Probewürfel am Prüftag ist zwar die wahrscheinlichste, aber nicht die einzig denkbare Ursache für die Druckfestigkeitsschwankungen der Serie 1. Deshalb wurden neben der zeitlichen Aushärtung folgende weitere mögliche Gründe für die Festigkeitsunterschiede der Betonkörper der ersten Serie untersucht:

- Betonrezeptur
- Verdichtung und Nachbehandlung
- Temperatur und Luftfeuchte
- Druckfestigkeitsprüfungen der Materialprüfungsanstalt.

Die Ausführungen und Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Anhang A.2 dieser Arbeit nachzulesen. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass alle zuvor aufgelisteten Punkte als Ursache der Druckfestigkeitsschwankungen entfallen, das Alter der Probewürfel am Tag der Prüfung also als einzig mögliche Erklärung bleibt.

Generell gesehen ist die Festigkeitsentwicklung von Betonen nicht zufälliger Natur, sondern sie folgt einer Kurve, die zunächst steil ansteigt, um sich nach 28 Tagen einer waagerechten Tangente anzunähern. Die Gestalt der Kurve ähnelt bei allen Betonen dem in Abbildung 3.3 gezeigten, dimensionslosen Beispiel, der Verlauf variiert jedoch.

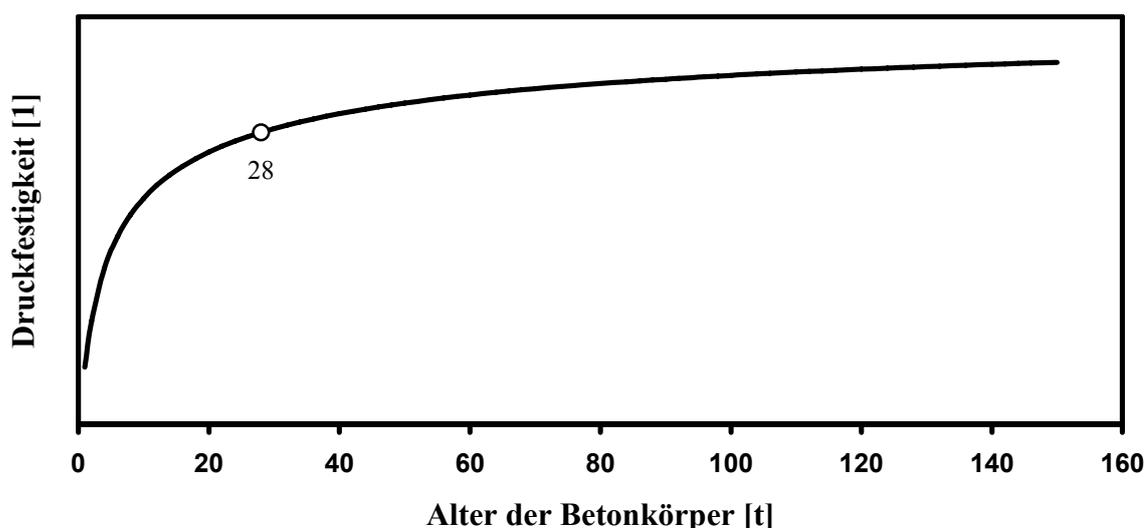


Abbildung 3.3: Beispielerlauf der zeitlichen Aushärtung des Betons

In der Literatur findet man etliche Modelle, die den Kurvenverlauf mit einer Funktionsgleichung mathematisch zu beschreiben versuchen. Der Deutsche Ausschuss für Stahlbeton DAfStb gab 1993 die Schlussfassung des CEB-FIP Model Code 90 als Basis für eine künftige europäische Normung heraus [5]. Im Model Code ist eine analytische Funktion für die zeitliche Entwicklung der Betondruckfestigkeit bei einer Lagerung bei 20 °C mit der Gleichung

$$f_{cm}(t) = \beta_{cc}(t) \cdot f_{cm} \quad (3.2)$$

Gleichung 3.2: Betonfestigkeitsentwicklung nach CEB-FIP Model Code 90

angegeben. Die Größe $f_{cm}(t)$ ist die Betondruckfestigkeit zu einem beliebigen Zeitpunkt t in Tagen, f_{cm} die Zylinderdruckfestigkeit nach 28 Tagen. Die Zylinderdruckfestigkeit resultiert aus einer Methode zur Bestimmung der Druckfestigkeit, die der Prüfung von Probewürfeln gleicht; anstelle von Probewürfeln werden zylinderförmige Probekörper mit 150 mm Durchmesser und 300 mm Höhe geprüft. Die beiden Druckfestigkeiten lassen sich ineinander umrechnen. Das Kernstück der Gleichung ist der Beiwert β_{cc} , der als Vorfaktor den zeitlichen Kurvenverlauf berücksichtigt. Für ihn gilt

$$\beta_{cc}(t) = \exp \left\{ s \left[1 - \left(\frac{28}{t} \right)^{0,5} \right] \right\}. \quad (3.3)$$

Gleichung 3.3: Beiwert β_{cc} nach CEB-FIP Model Code 90

Der Wert t_1 im Nenner des Bruchs in der runden Klammer dient der Normierung der Zeit und hat üblicherweise die Größe 1 Tag. Das Besondere am Rechenmodell nach CEB-FIP ist der Beiwert s . Jedem Zement ist abhängig von seiner Festigkeitsklasse ein Beiwert s zugeordnet, wodurch sich der Kurvenverlauf an die ungleichen Erhärtungsgeschwindigkeiten verschiedener Zementarten anpasst. Tabelle 3.4 nennt einige deutsche Normzemente samt zugehörigem Beiwert s .

Festigkeitsklasse des Zements	32,5 N	32,5 R 42,5 N 52,5 N	42,5 R 52,5 R
Beiwert s	0,38	0,25	0,2

Tabelle 3.4: Beiwert s nach CEB-FIP Model Code 90

Eigentlich ist das Modell dazu gedacht, bei bekannter 28-Tage-Festigkeit f_{cm} und bekanntem Zementbeiwert s auf die unbekannte Festigkeit $f_{cm}(t)$ eines Betonbauteils höheren Alters zu

schließen. Umgekehrt funktioniert es jedoch ebenso. Besäßen die Betonkörper der Serie 1 nahezu gleiche Eigenschaften, sollte sich mit dem mathematischen Modell aus den bekannten Würfeldruckfestigkeiten und dem Alter am Prüftag eine bei allen Probekörpern der Serie 1 etwa gleiche 28-Tage-Festigkeit zu berechnen lassen. Der CEB-FIP Model Code 90 weist aber darauf hin, dass mit dieser Funktion berechnete Werte bloß als Richtwerte gelten, die nur unter genauer Einhaltung von Bedingungen wie der Temperatur zu erreichen sind. Deshalb ist auch die Zuordnung eines Beiwerts s zu einem bestimmten Zement nur bedingt eindeutig. Trotz Verwendung desselben Zements kann der Beiwert abhängig von den Umgebungseinflüssen vom angegebenen Wert abweichen. Für Zement 32,5 – wie zur Herstellung der Betonkörper verwendet – gibt der CEB-FIP Model Code 90 je nach Zementtyp einen Beiwert s zwischen 0,25 und 0,38 an. Um zu untersuchen, ob sich für alle Probewürfel der ersten Serie eine einheitliche 28-Tage-Festigkeit berechnen lässt, wurde der Beiwert s in diesem Bereich variiert und für jeden Probewürfel über die aus Gleichung 3.2 abgeleitete Beziehung

$$f_{cm} = \frac{f_{cm}(t)}{\beta_{cc}(t)} \quad (3.4)$$

Gleichung 3.4: Rückrechnung der 28-Tage-Festigkeit nach CEB-FIP Model Code 90

die 28-Tage-Festigkeit f_{cm} berechnet. Bei Betonen wie dem für die erste Serie verwendeten C 20/25 gibt nach DIN 1045-1 die erste Zahl der Betonbezeichnung die Zylinderdruckfestigkeit f_{cm} an, die für die Berechnungen nach CEB-FIP Model Code 90 benötigt wird. Die zweite Zahl ist die Würfeldruckfestigkeit $f_{ck,150}$ eines Probewürfels mit 150 mm Kantenlänge. Durch Quotientenbildung erhält man den Umrechnungsfaktor zwischen den beiden Größen. Am Beispiel des C 20/25 ist er 0,8. Um nun das Rechenmodell auf die Probekörper der Serie 1 anwenden zu können, werden die Prüfungsergebnisse zunächst nach Gleichung 3.1 auf Probekörper mit 150 mm Kantenlänge umgerechnet und anschließend mit dem Faktor 0,8 multipliziert, um die Zylinderdruckfestigkeiten zu erhalten. Nach der Berechnung der 28-Tage-Festigkeit aller Probekörper dieser Serie gibt die Standardabweichung vom Mittel der Werte Auskunft über die Richtigkeit der Annahme, alle Betonkörper der Serie 1 hätten gleiche 28-Tage-Eigenschaften. Das beste Ergebnis liefert eine Berechnung mit einem Beiwert s von 0,38 an der Obergrenze des für s zulässigen Bereichs. Im Mittel ergibt sich eine Druckfestigkeit von knapp 26 N/mm², der Vergleichbarkeit wegen wieder rückgerechnet auf die Druckfestigkeit von Probewürfeln mit 200 mm Kantenlänge. Die zugehörige Standardabweichung der Einzelwerte liegt bei etwa 5,5 N/mm² oder 20 % bezogen auf den Mittelwert und übersteigt damit den von den Experten der MPA angegebenen maximalen Fehler der Prüfungen von 10 %. Bei genauer Betrachtung fällt auf, dass die Probewürfel der Betonkörper 4 und 5 eine sehr hohe berechnete 28-Tage-Festigkeit von mehr als 35 N/mm² aufweisen, die Betonkörper 15 und 20 mit einem Wert unter 19 N/mm² eine sehr niedrige. Nimmt man nun an, bei diesen vier Betonkörpern handle es sich um Ausreißer, deren Prüfungsergebnisse aus unbekannter Ursache von den anderen abweichen, und schließt sie deshalb aus der Berechnung

aus, dann ergibt eine erneute Untersuchung folgendes Ergebnis: Die mittlere 28-Tage-Festigkeit bleibt mit einem Wert von 25,5 N/mm² nahezu gleich und entspricht nach Umrechnung auf Probewürfel mit 150 mm Kantenlänge mit 26,9 N/mm² den Forderungen der DIN 1045-3. Die Standardabweichung hingegen verringert sich auf nur noch 2,5 N/mm² oder 10 % des Mittelwerts und liegt nun im Toleranzbereich der Druckfestigkeitsprüfungen der MPA. Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 3.4 in Diagrammform die Prüfergebnisse der Probewürfel der ersten Serie als Zylinderdruckfestigkeiten sowie die sich aus der nach CEB-FIP Model Code 90 errechneten mittleren 28-Tage-Festigkeit ergebende Ausgleichskurve. Alle Prüfergebnisse sind als Kreise eingezeichnet, die vier Ausreißer haben eine graue Füllung. Es ist schön zu sehen, wie gut die Modellkurve die tatsächlichen Werte annähert.

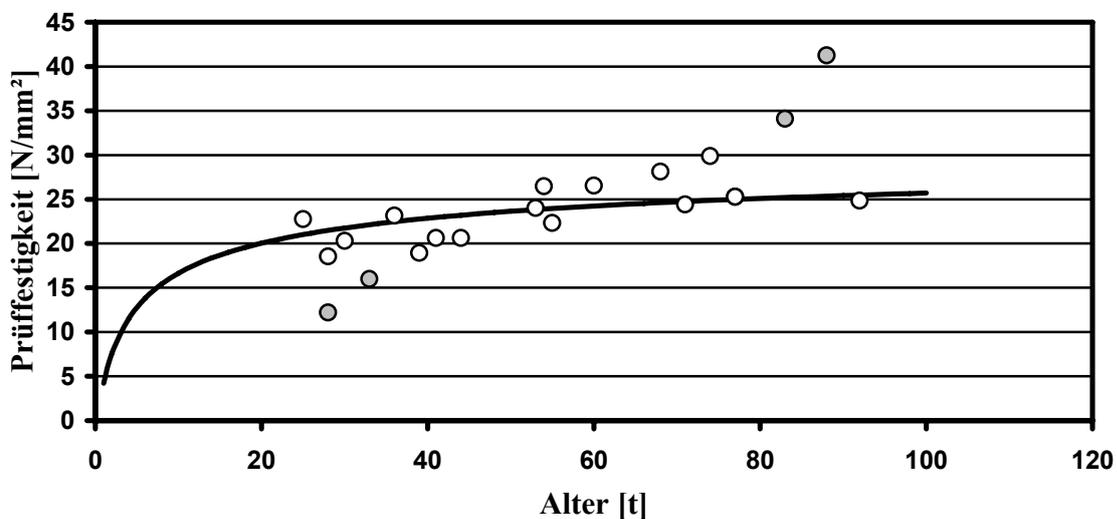


Abbildung 3.4: Näherungskurve der Prüfergebnisse der Serie 2

Dieselbe Rechnung mit einem Beiwert s von 0,25 an der Untergrenze des für CEM 32,5 empfohlenen Bereichs liefert ähnliche Ergebnisse. Unter Ausschluss der Ausreißer ergibt die Rückrechnung eine mittlere 28-Tage-Druckfestigkeit $f_{ck,150}$ von 27,7 N/mm², die Standardabweichung beträgt in diesem Fall 3 N/mm² oder 10,8 % des Mittelwerts. Diese Werte liegen zwar ebenfalls innerhalb der Vorgaben der Norm, aber knapp außerhalb der von den Experten der MPA angegebenen Messgenauigkeit. Allerdings liegen sie noch innerhalb der für die Prüfergebnisse der zweiten Serie ermittelten Toleranz von etwa 12 %. Folglich darf man annehmen, dass bis auf die Ausreißer alle Betonkörper der Serie 1 gleiche 28-Tage-Druckfestigkeiten haben. Da der CEB-FIP Model Code 90 ausdrücklich darauf hinweist, dass die Beiwerte zu den verschiedenen Zementarten nur als Richtwerte zu verstehen sind, werden im folgenden die mit einem Beiwert $s = 0,38$ berechneten Ergebnisse verwendet, da so der Kurvenverlauf des Rechenmodells die Prüfungsergebnisse am besten wiedergibt.

Mit der analytischen Funktion lässt sich also nachweisen, dass die Betonkörper der ersten Serie bis auf die vier Ausreißer 4, 5, 15 und 20 innerhalb eines gewissen Toleranzbereichs mit großer Wahrscheinlichkeit einheitliche 28-Tage-Eigenschaften besitzen. Somit eignen sich 18 der 22 Betonkörper für die Verwendung in den Versuchsläufen. Die Ursachen der höheren oder niedrigeren Festigkeiten der vier Ausreißer bleiben ungeklärt.

3.7 Die Druckfestigkeiten beider Serien am Versuchstag

Der vorangegangene Abschnitt geht bereits eingehend auf die Nacherhärtung von Betonen mit einem Alter von mehr als 28 Tagen ein. Es wurde gezeigt, wie man mit Hilfe der analytischen Funktion nach CEB-FIP Model Code 90 zur Berechnung der Betondruckfestigkeit in Abhängigkeit vom Betonalter aus der Druckfestigkeit einer Betonprobe nahezu beliebigen Alters auf die zugehörige 28-Tage-Festigkeit rückrechnen kann. Zudem ergab sich aus der Rückrechnung auf die 28-Tage-Festigkeit iterativ der zu den Betonkörpern gehörige Zementbeiwert s .

Zum Zeitpunkt der Versuchsdurchführung waren die Betonkörper der Serie 2 etwa 90 Tage alt, das Alter der Betonkörper der ersten Serie lag zwischen 127 und 218 Tagen. Um Betonkörper mit gleicher Druckfestigkeit auszuwählen, fand wieder das Rechenmodell nach CEB-FIP Model Code 90 Verwendung. Es erlaubt, mit dem aus der Rückrechnung auf die 28-Tage-Festigkeit bekannten Zementbeiwert aus der für beide Serien bekannten Prüffestigkeit auf die Würfeldruckfestigkeit am Versuchstag hochzurechnen. Da die Betonkörper der zweiten Serie unter optimalen Bedingungen wie im CEB-FIP Model Code 90 beschrieben aushärten konnten, wurde für deren Festigkeitsberechnungen der empfohlene Beiwert $s = 0,25$ ausgewählt. Zur Berechnung der Festigkeiten der ersten Serie gilt weiterhin ein Beiwert $s = 0,38$, da er bei der Rückrechnung auf die 28-Tage-Festigkeit das beste Ergebnis lieferte. Tabelle B.2 im Anhang enthält die berechneten Festigkeiten beider Serien am Versuchstag. Die Werte der vier bereits genannten Ausreißer 4, 5, 15 und 20 der Serie 1 sind ebenfalls aufgelistet, da sie trotz ihrer abweichenden Festigkeiten in den Versuchen Verwendung fanden. Auf dieser Grundlage erfolgte die Zuordnung der Betonkörper zu den einzelnen Versuchsreihen.

3.8 Die Versuchsreihen

Insgesamt umfassen die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Versuche 50 Versuchsläufe, aufgeteilt in 5 Versuchsreihen. Die Versuchsläufe sind über die Versuchsreihen hinweg durchgehend nummeriert. In einer Versuchsreihe sind alle Versuchsläufe mit gleicher Fragestellung zusammengefasst, beispielsweise wenn der Zusammenhang zwischen Schneidleistung und Vorschubkraft untersucht wurde. Allen Versuchsreihen gemeinsam sind die maschinenseitige Betriebsdatenerfassung sowie die räumliche Kraftmessung am Betonkörper. Die folgende Liste gibt einen Überblick über die fünf Versuchsreihen und die jeweils variierten Parameter:

- Versuchsreihe 1: Betondruckfestigkeit
- Versuchsreihe 2: Schneidkopfdrehzahl
- Versuchsreihe 3: Schneidkopf- und Exzenterdrehzahl, Vorschubkraft
- Versuchsreihe 4: Vorschubkraft
- Versuchsreihe 5: Exzenterdrehzahl.

Die kommenden Abschnitte erklären den Zweck der einzelnen Versuchsreihen. Alle Informationen zu den Versuchsreihen sind in Tabelle B.3 im Anhang dieser Arbeit hinterlegt. Kapitel 4 nennt Kriterien, die im Nachhinein zum Ausschluss einiger Versuchsläufe aus den Auswertungen führten. Zu nicht ausgewerteten Versuchsläufen sind keine Angaben gemacht. Neben den bereits eingeführten Kürzeln für die verschiedenen Parameter stehen in der Tabelle die Bezeichnungen $Nr.$ für die Betonkörpernummer, n_S für die Schneidkopfdrehzahl. G steht für die Masse des Vorschubgewichts, n_E für die Exzenterdrehzahl.

Einige Betonkörper wurden für mehrere Versuchsläufe benutzt; das erklärt, wie mit nur 31 Betonkörpern 50 Versuchsläufe durchführbar waren. Vor den eigentlichen Versuchen dienten mehrere Testläufe der Suche nach verbliebenen Schwachstellen des Versuchsaufbaus sowie der nochmaligen Funktionskontrolle aller Bauteile. Auch die verwendete Messtechnik musste in diesen Tests ihre Tauglichkeit beweisen. Deshalb darf es nicht verwundern, wenn nicht alle hergestellten Betonkörper in den nachfolgend beschriebenen Versuchsreihen enthalten sind.

3.8.1 Versuchsreihe 1

Aus Gesprächen mit Fachleuten der TEREX|Schaeff GmbH sowie aus der Auswertung verschiedener Literaturquellen ging hervor, dass nach Meinung der Experten die Druckfestigkeit des abzubauenen Materials maßgebend für die erzielbare Schneidleistung ist. Im Vertrauen auf die Richtigkeit dieser Einschätzung wurde daher großer Aufwand getrieben, um für die Versuche Betonkörper mit einheitlichen Eigenschaften herzustellen. Die erste Versuchsreihe sollte lediglich die Meinung der Experten vor den eigentlichen Versuchsläufen bestätigen. Deshalb ist ihr Umfang mit den Versuchsläufen 1, 2 und 3 auch sehr knapp gehalten. Im Abschnitt 3.6 über die Ursache der Druckfestigkeitsschwankungen der Betonkörper der ersten Serie wurde bereits gezeigt, dass die Betonkörper 4 und 5 dieser Serie trotz gleicher Betonzusammensetzung eine auffällig hohe, die Betonkörper 15 und 20 eine auffällig niedrige Festigkeit aufweisen. Die erste Versuchsreihe nutzt die Abnormität dieser Betonkörper, um den Einfluss der Betondruckfestigkeit auf die Schneidleistung qualitativ zu überprüfen. Die hydraulische Anbaufräse bearbeitete hierfür den Betonkörper 4 aus sehr druckfestem und den Betonkörper 15 aus sehr schwachem Beton. Der Betonkörper 22 als Vertreter der normal erhärteten Betone der Serie 1 diente mit einer Druckfestigkeit $f_{ck,150} = 35,55 \text{ N/mm}^2$ am Versuchstag als Referenz. Das Vorschubgewicht bei dieser ersten Versuchsreihe betrug 1.000 kg bei maximaler Schneidkopf- und Exzenterdrehzahl.

Die Betonkörper 4 und 15 mit den Druckfestigkeiten $f_{ck,150} = 55,30 \text{ N/mm}^2$ und $f_{ck,150} = 18,95 \text{ N/mm}^2$ eignen sich besonders gut für diese Versuchsreihe, weil ihre Druckfestigkeiten selbst bei Annahme eines Messfehlers von 10 % in den Prüfungsergebnissen der MPA so weit auseinander liegen, dass man mit Sicherheit von einem festen und einem schwachen Beton ausgehen kann. Für den Betonkörper 4 ergäbe sich bei einem Messfehler von 10 % eine kleinste Druckfestigkeit von $49,7 \text{ N/mm}^2$, für den Betonkörper 15 eine größte Druckfestigkeit von $20,8 \text{ N/mm}^2$. Auch mit der Obergrenze des Betonkörpers 22 von $39,1 \text{ N/mm}^2$ und der Untergrenze von $32,0 \text{ N/mm}^2$ bei gleich großem Fehler ergäben sich keine Überschneidungen. Selbstverständlich sind die Ergebnisse der Versuchsreihe 1 kritisch zu bewerten, weil Betonkörper mit abnormer Festigkeitsentwicklung verwendet wurden. Dennoch lieferte die Auswertung dieser Versuche den entscheidenden Denkanstoß für eine grundlegende Erkenntnis.

3.8.2 Versuchsreihe 2

Mit der zweiten Versuchsreihe sollte die Abhängigkeit der Schneidleistung von der Schneidkopfdrehzahl untersucht werden. Da die Fräse TEREX|Schaeff WS 30 wie auch andere hydraulische Anbaufräsen keine Einstellvorrichtung für die Schneidkopfdrehzahl besitzt, muss die Drehzahl über die Änderung des Ölstroms am Hydraulikaggregat variiert werden. Eine Änderung des Volumenstroms wirkt sich jedoch bei gleich bleibendem Systemdruck gemäß Gleichung 2.2 direkt auf die hydraulische Leistung des Ölmotors der Fräse aus, weshalb schon vor den Versuchsläufen zu erwarten war, dass mit abnehmender Drehzahl auch die Schneidleistung zurückgeht. Allerdings erfordert ein reduzierter Volumenstrom auch weniger Energie, so dass es aus wirtschaftlicher Sicht interessant ist, den Zusammenhang zwischen Schneidleistung und Schneidkopfdrehzahl zu untersuchen.

Die Versuchsreihe 2 umfasst eigentlich 6 Versuchsläufe. Da aber technische Probleme den Neustart der Versuchsläufe 6 und 10 mit gleichen Einstellungen erzwangen, wurden insgesamt 9 Läufe aufgezeichnet. Weil für einige Versuchsläufe dieselben Betonkörper verwendet wurden, reichten die Betonkörper 2, 3, 7, 14 und 19 der Serie 1 für alle Läufe aus. Alle fünf Betonkörper hatten am Versuchstag eine Druckfestigkeit $f_{ck,150}$ von ungefähr 34 N/mm^2 und boten damit gleich bleibende Voraussetzungen für die Versuchsläufe.

Laut Aussagen der Fachleute der TEREX|Schaeff GmbH soll die Schneidkopfdrehzahl beim Typ WS 30 normalerweise zwischen 81 und 122 Umdrehungen je Minute liegen. Erste Tests zeigten, dass erwartungsgemäß kein nennenswerter Unterschied zwischen der Drehzahl des Schneidkopfs im Leerlauf und unter Belastung besteht. Aus diesem Grund bewegt sich in der Versuchsreihe 4 die Zielvorgabe für die Leerlaufdrehzahl des Schneidkopfs im Bereich zwischen 80 1/min und der maximalen Drehzahl 100 1/min – begrenzt durch den größtmöglichen, vom Hydraulikaggregat lieferbaren Volumenstrom. Nur beim Versuchslauf 5 hatte der Schneidkopf die laut Herstellerangaben viel zu niedrige Drehzahl 50 1/min – als Test für nachfolgende Versuchsreihen, ob ein Fräsenbetrieb bei solch niedrigen Drehzahlen

überhaupt noch möglich ist. Für alle Versuchsläufe wurde ein Vorschubgewicht von 1.000 kg gewählt.

Beim sechsten Versuchslauf brach der Exzenterbolzen, der die Fräse seitwärts bewegt. Deshalb wurde dieser Lauf unterbrochen und nach Instandsetzung des Versuchsstands mit den gleichen Einstellungen neu gestartet. Versuchslauf 8 ist die Fortsetzung der Aufzeichnungen dieses Laufs. Der eingeschobene Lauf 7 hatte nur den Zweck, das nach dem plötzlichen Wegfall der Seitwärtsbewegung der Fräse ungleichmäßige Schneidprofil neu zu profilieren, um wieder gleiche Fräsbedingungen herzustellen. Die Daten dieses Laufs entfallen für die Auswertungen; sie sind deshalb im Anhang nicht angegeben.

Der Versuchslauf 2 der Reihe 1 hat die gleichen Spezifikationen wie Reihe 2, was bedeutet, dass dieser Lauf für die Auswertung sowohl der ersten als auch der zweiten Versuchsreihe herangezogen werden kann. Solch eine Mehrfachverwendung von Versuchsergebnissen verbreitert ohne Mehraufwand die Datenbasis der Versuchsreihen. Bei der Auswertung der Versuchsdaten wurde daher gelegentlich die Versuchsreihen übergreifend agiert.

3.8.3 Versuchsreihe 3

Die dritte Versuchsreihe ist mit insgesamt 11 verwertbaren Versuchsläufen am umfangreichsten. Die Läufe 28 und 29 dienten ursprünglich als Test, ob der Versuchsstand einem für die Versuchsreihe 4 geplanten Vorschubgewicht von 1.600 kg standhält. Obwohl sie also eigentlich keine Versuchsläufe sind, fließen auch die dabei aufgezeichneten Daten in die Auswertung mit ein. Da es sich um Versuchsstandstests handelt, wurde bei diesen beiden Läufen der Betonkörper 5 aus Serie 1 mit der übermäßigen Festigkeit $f_{ck,150} = 43,61 \text{ N/mm}^2$ verwendet. Die berechnete Festigkeit $f_{ck,150}$ aller übrigen Betonkörper lag am Versuchstag zwischen 30 N/mm^2 und 35 N/mm^2 .

Die restlichen Versuchsläufe der dritten Reihe dienen der Ergänzung der übrigen Reihen; deshalb wurden von Lauf zu Lauf mehrere Parameter geändert. Veränderliche Parameter der dritten Reihe sind das von 200 kg bis 1.600 kg stufenweise gesteigerte Vorschubgewicht sowie die von 100 1/min auf 60 1/min schrittweise reduzierte Schneidkopfdrehzahl.

3.8.4 Versuchsreihe 4

Versuchsreihe 4 ist die wichtigste. Ziel dieser Versuchsreihe ist die Suche nach einem Optimum zwischen Vorschubkraft und Schneidleistung auf der einen Seite sowie Vorschubkraft und den ins Bauteil eingeleiteten Kräften auf der anderen Seite. Nachfragen ergaben, dass Fräsenhersteller keine Angaben über diejenige Vorschubkraft machen können, bei der einerseits die Schneidleistung möglichst groß ist, bei der aber andererseits die ins bearbeitete Bauteil eingeleiteten Kräfte ein nötiges Minimum nicht übersteigen. Auch Informationen über die Größe der Vorschubkraft, ab der ein weiterer Kraftzuwachs keine deutliche Steigerung der Schneidleistung mehr bewirkt, sind von den Fräsenherstellern nicht zu bekommen. Es

leuchtet ein, dass dieser Wissensmangel bei Verwendung einer Fräse als Rettungsgerät gravierend ist, da Verschüttete rasch befreit werden müssen, ohne die Trümmerstrukturen unnötig zu belasten. Doch auch bei Standardeinsätzen wie dem Gebäuderückbau oder dem Tunnelbau ist eine optimale Vorschubkraft wichtig, auch wenn die Zusammenhänge nicht auf den ersten Blick ersichtlich sind. Zwar kommt es bei den Standardeinsätzen meistens nicht auf einen sensiblen Abbau des Materials an, denn beim Gebäuderückbau soll das Bauwerk sowieso zerstört werden, und im Tunnelbau nimmt der anstehende Fels durch die Fräse ausgeübte Kräfte auf. Doch eine unnötig große Vorschubkraft bedeutet zugleich eine höhere Belastung der Meißel, des Schneidkopfs, aller Bauteile der Fräse und des Trägergeräts sowie der Hydraulikanlage, und somit einen höheren Verschleiß und Energieverbrauch. Obwohl also bei Standardeinsätzen die Feinfühligkeit des Materialabbaus in den Hintergrund rückt, hat ein optimales Verhältnis von Schneidleistung und Vorschubkraft doch beträchtlichen Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit des Fräsenbetriebs.

Weil die Versuchsreihe 4 so wichtig ist, wurden dafür ausschließlich die unter optimalen Bedingungen hergestellten Betonkörper aus der Serie 2 verwendet, die zum Zeitpunkt der Versuchsläufe alle eine Druckfestigkeit von knapp 50 N/mm^2 aufwiesen. Gemäß der Versuchsplanung sollte das Vorschubgewicht im Bereich zwischen 400 kg und 1.600 kg variieren, die entsprechende Vorschubkraft also ungefähr zwischen 4 kN und 16 kN liegen. Alle anderen Größen wie Schneidkopf- oder Exzenterdrehzahl, vor allem aber die Betondruckfestigkeit, blieben konstant. Bis zu einem Vorschubgewicht von 1.200 kg fanden alle Versuche der Reihe 4 planmäßig statt. Der erste Lauf mit einem Vorschubgewicht von 1.600 kg wurde vorzeitig beendet, da sich das Hydraulikaggregat als nicht leistungsfähig genug erwies, um den Schneidkopf unter dieser Belastung kontinuierlich zu drehen (Siehe Abschnitt 5.3.4), eine Messung war damit nicht sinnvoll. Tatsächlich reicht die Spanne der Vorschubkräfte also nur von etwa 4 kN bis 12 kN . Jeder Versuchslauf der Reihe 4 wurde einmal mit gleichen Einstellungen wiederholt, um eventuelle Messfehler entdecken oder ausschließen zu können, nur auf die Wiederholung des Versuchslaufs mit 1.600 kg Vorschubgewicht wurde verzichtet.

Alle Versuchsläufe mit den gleichen Exzenter- und Schneidkopfdrehzahlen wie bei der vierten Reihe heißen künftig Standardversuchsläufe oder kurz Standardversuche.

3.8.5 Versuchsreihe 5

Die Reihe 5 resultiert aus den Beobachtungen während des plötzlichen Versagens des Exzenterbolzens beim sechsten Lauf der zweiten Versuchsreihe. Als der Exzenterbolzen brach, stiegen die in Echtzeit am Betonkörper erfassten und mit LabView visualisierten Kräfte sprunghaft an. Als Ursache dieser Beobachtung kam einzig der plötzliche Wegfall der Seitwärtsbewegung in Betracht. Obwohl in den ersten Planungen zunächst als relativ unwichtig erachtet, schien die Seitwärtsbewegung der Fräse also einen erheblichen Einfluss auf die von der Fräse auf den Betonkörper ausgeübten Kräfte zu haben. Da die vorliegende Arbeit darauf

zielt, mehr über das sensible Vordringen mit Fräsen in Trümmerstrukturen zu erfahren, durfte diese beiläufige Beobachtung nicht unbeachtet bleiben. Mit der fünften und letzten Versuchsreihe wird deswegen detaillierter untersucht, inwiefern sich die Seitwärtsbewegung der Fräse in den Messwerten widerspiegelt.

Zur Reihe 5 gehören insgesamt 10 Versuchsläufe, aufgeteilt in zwei Teilreihen 5a und 5b mit jeweils fünf Versuchsläufen. Alle Läufe der Teilreihe 5a wurden mit dem Betonkörper 11 aus der ersten Serie und 1.000 kg Vorschubgewicht durchgeführt, die Läufe der Teilreihe 5b mit dem Betonkörper 18 aus derselben Serie und 800 kg Vorschubgewicht. Die Exzenterdrehzahl wurde innerhalb einer Teilreihe von Lauf zu Lauf in fünf Stufen von etwa 4,3 auf 1,1 Umdrehungen je Minute verringert.

4. Die Messdaten

4.1 Einführung

Vor der eigentlichen Arbeit mit den Messdaten stand nach Beendigung der Versuche zunächst die Sichtung aller erfassten Informationen an, um einen Überblick über deren Umfang zu erlangen und Ideen zur Handhabung zu entwickeln. Die numerischen Daten wurden als gewöhnliche Textdatei in Matrizenform gespeichert. Die Sensoren oder Messkanäle belegen folgende Spalten:

- Spalte 1: Kraftaufnehmer seitlich [N]
- Spalte 2: Kraftaufnehmer vorne links [N]
- Spalte 3: Kraftaufnehmer vorne rechts [N]
- Spalte 4: Kraftaufnehmer oben links [N]
- Spalte 5: Kraftaufnehmer oben rechts [N]
- Spalte 6: Kraftaufnehmer oben hinten [N]
- Spalte 7: Öldruck [bar]
- Spalte 8: Schneidkopfdrehzahl als elektrischer Impuls [1]
- Spalte 9: Weg in Fräsrichtung [cm]
- Spalte 10: Weg quer zur Fräsrichtung [cm]
- Spalte 11: Zeit [s].

Zur Messdatenverarbeitung fiel die Wahl auf die Software Scilab[®] 4.1 der französischen Forschungseinrichtung Institut National de Recherche en Informatique et en Automatique, kurz INRIA. Scilab wird seit 1990 als Alternative zur bekannten Software MATLAB[®] des amerikanischen Herstellers The MathWorks, Inc. entwickelt und gleicht diesem in Arbeitsweise und Leistungsfähigkeit weitgehend [31, 34]. Es bietet eine interaktive Programmierumgebung zum wissenschaftlichen Rechnen und zum Erstellen eigener Programme, so genannter Funktionen. Scilab wird häufig für technische und wissenschaftliche Anwendungen in Lehre, Forschung und Industrie eingesetzt. Die Software erlaubt es, mit einer einfachen Syntax numerische Rechnungen durchzuführen und dabei besonders Methoden der linearen Algebra anzuwenden. Außerdem bietet Scilab leicht handhabbare Grafikfunktionen für die Visualisierung der Daten. Auf Grund seiner leistungsfähigen Signalverarbeitung eignet sich Scilab hervorragend zur Auswertung der digitalisierten Versuchsmessdaten. Da man die umfangreichen Versuchsdaten nicht von Hand auswerten kann, wurden alle Arbeiten an den Messdaten mit Hilfe eigens erstellter Scilab-Funktionen durchgeführt.

4.2 Die Datenaufbereitung

Vor der Auswertung der Versuchsaufzeichnungen mussten zunächst alle Daten in verschiedener Weise aufbereitet werden. Die folgenden Abschnitte behandeln die einzelnen Schritte

dieses Prozesses um darzulegen, inwieweit sich die für die Auswertung herangezogenen Daten von den ursprünglich erfassten Messwerten unterscheiden. Stichwortartig sind hier zunächst diejenigen Aufbereitungsmaßnahmen aufgelistet, denen vorab alle Messreihen unterzogen wurden; sie werden anschließend erläutert. Sofern darüber hinaus im weiteren Verlauf einzelne Messreihen zusätzlich aufbereitet wurden, wird dies erst später in den betreffenden Abschnitten abgehandelt. Folgende Maßnahmen gelten für alle Daten:

- Anpassung der Abtastrate
- Festlegung des relevanten Datenteils
- Ermittlung von Teil- und Vollschnittbereich
- Verkettung von Mehrfachspeicherungen durch Interpolation
- Korrektur fehlerhafter Wegmessdaten
- Aussonderung der Versuche mit zu kurzer Messdauer.

4.2.1 Anpassung der Abtastrate

Nach der ersten Datensichtung war zu überlegen, ob es für die Versuchsauswertungen wirklich erforderlich ist, die Abtastrate der Aufzeichnungen von 1.000 Hz voll auszunutzen. Eine niedrigere Abtastrate brächte vorteilhafter Weise einen erheblich geringeren Speicherplatzbedarf, eine einfachere Handhabung sowie erheblich kürzere Rechenzeiten mit sich. Bekanntlich ermöglicht eine Abtastung mit 1.000 Hz nach dem Abtasttheorem von Shannon und Kotelnikow die Erfassung von Schwingungen mit Frequenzen bis zu 500 Hz. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen mit hydraulischen Anbaufräsen interessieren solch hohe Frequenzen nicht. Der Schneidkopf der Fräse WS 30 ist mit 26 Meißeln je Frästrommel bestückt: beide Frästrommeln arbeiten im Gleichlauf. Die maximale Schneidkopfdrehzahl bei den Versuchsläufen betrug etwa 96 Umdrehungen je Minute, sodass sich durch Multiplikation der Meißelanzahl und der Drehzahl, dividiert durch 60, eine höchste Nutzfrequenz von ungefähr 42 Hz ergibt. Aus der Umkehrung des Abtasttheorems folgt, dass eine Abtastrate von 84 Hz ausreicht, um solche Frequenzen zu erfassen. Deshalb wurde die Abtastrate aller Versuchsläufe erst nachträglich um den Faktor 10 auf 100 Hz verkleinert, indem nur jeder zehnte Wert einer Messreihe für die Versuchsauswertung übernommen wurde. Die größte darstellbare Frequenz liegt nun also bei 50 Hz. Statt zur Verringerung des Datenumfangs einfach jeden zehnten Wert als Stützstelle herauszugreifen hätte man auch den Mittelwert aus diesen zehn Werten nehmen können. Unter der Annahme, dass die Messfehler zufällig und damit statistisch unabhängig auftreten, wäre der mittlere Fehler des Mittelwerts dann um den Faktor Wurzel aus 10 kleiner als der mittlere Fehler der einzelnen Stützstellen. Da die Messfehler aber als relativ klein erschienen, wurde auf diese Möglichkeit verzichtet.

Sofern nicht anders angegeben (Siehe Unterkapitel 5.6) beziehen sich alle weiteren Ausführungen auf die Messdaten mit einer reduzierten Abtastrate von 100 Hz, die daher nachfolgend als Versuchsdaten bezeichnet werden. Abbildung 4.1 verdeutlicht an einem kleinen Auszug aus der Kraftmessung eines Versuchslaufs, dass die Reduktion der Abtastrate der

Rohdaten keine nennenswerten Fehler oder Lücken in den Aufzeichnungen mit sich bringt. Das Diagramm ist zweigeteilt und zeigt in beiden Teilen denselben Zeitabschnitt von 2 Sekunden aus einer Messwerterfassung des seitlichen Kraftaufnehmers. Oben sind die mit 1.000 Hz abgetasteten Rohdaten eingezeichnet, unten die Versuchsdaten mit der auf 100 Hz reduzierten Abtastrate.

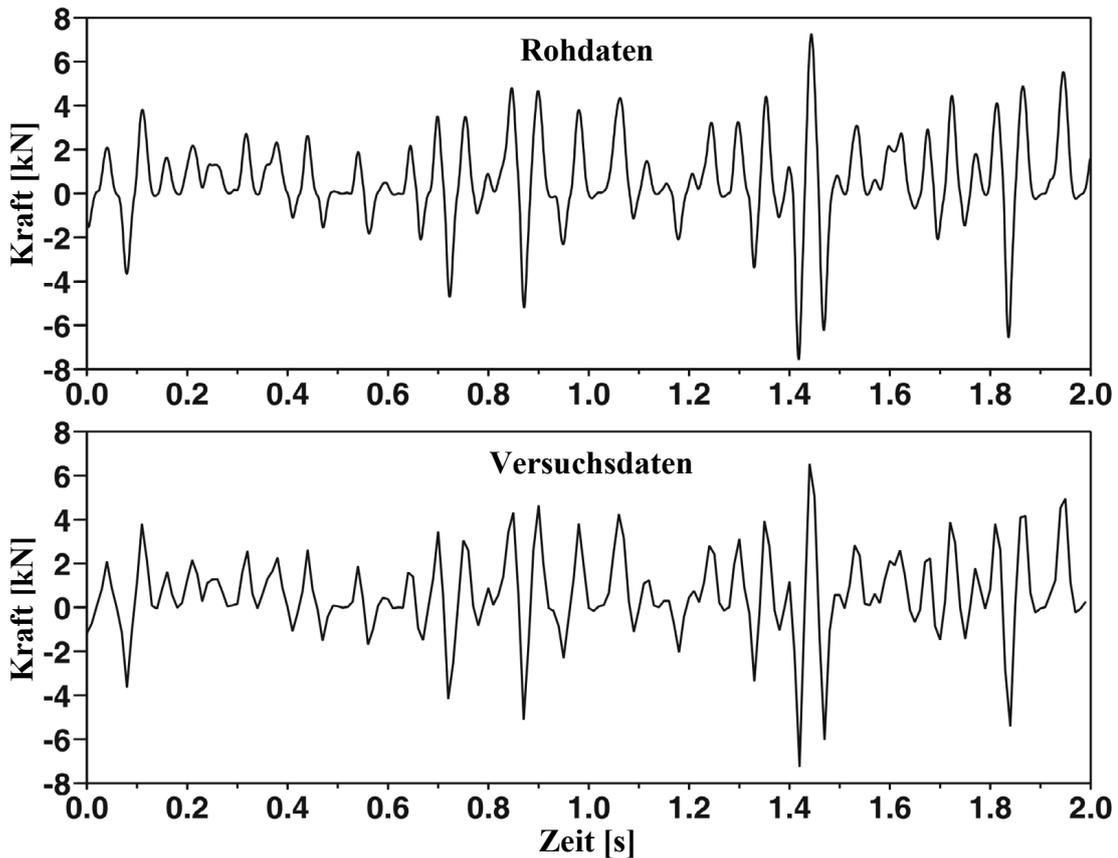


Abbildung 4.1: Beispielhafter Vergleich der Rohdaten und der Versuchsdaten

Offensichtlich sind beide Verläufe selbst bei Betrachtung eines so kleinen Zeitabschnitts bis auf vernachlässigbare Unterschiede identisch. Obwohl sich die obere Kurve aus 2.000 Messwerten zusammensetzt, die untere hingegen nur aus 200, entstehen kaum markante Unstetigkeiten oder sonstige Verfälschungen im Kurvenverlauf der Versuchsdaten.

Die Versuche mit einer Abtastung von 1.000 Hz durchzuführen und die Datenmenge nicht schon bei der Datenaufzeichnung zu reduzieren mag für die meisten Untersuchungen dieser Arbeit unnötig sein; die hohe Abtastrate macht aber dennoch Sinn, denn für eventuell nachfolgende Arbeiten auf diesem Gebiet mit veränderten Fragestellungen und Untersuchungszielen ist es vielleicht nützlich, wenn hoch aufgelöste Daten zu Verfügung stehen.

4.2.2 Festlegung des relevanten Datenteils

Für die Auswertung der Versuche ist nur der Teil der Daten aufschlussreich, in dem die Fräse den Betonkörper tatsächlich bearbeitet. Die Versuche liefen jedoch so ab, dass zuerst sämtliche Hilfsaggregate und die Messwertaufzeichnung gestartet wurden, bevor die Fräse durch Lösen einer Sicherung am Vorschubgewicht den jeweiligen Betonkörper bearbeiten konnte. Die Zeitspanne vom Start der Aufzeichnung bis zum ersten Kontakt eines Meißels mit dem Betonkörper heißt Vorlauf der Messungen. Eine Seilwinde stoppte den Vorschub der Fräse nach Beendigung des eigentlichen Versuchslaufs und zog das Gerät anschließend bei eingeschaltetem Schneidkopfantrieb rückwärts aus dem Betonkörper, bevor die Messwertaufzeichnung ebenfalls endete. Die Zeitspanne nach dem Ende des eigentlichen Versuchslaufs bis zum Ende der Aufzeichnungen heißt Nachlauf der Messungen. Sowohl Vor- als auch Nachlauf bleiben bei allen Auswertungen unberücksichtigt, da sie keine relevanten Informationen enthalten. Die Zeitspanne des eigentlichen Versuchslaufs lässt sich eindeutig an den gemessenen Verläufen der Versuchsdaten ablesen.

4.2.3 Ermittlung des Teil- und Vollschnittbereichs

Eine wichtige Voraussetzung für das Verständnis der weiteren Ausführungen ist die Unterteilung der Frässtrecke in den Teilschnitt- und den Vollschnittbereich. Befindet sich die Fräse im Vollschnittbereich, so ist sie tiefer als den halben Schneidkopfdurchmesser in den Betonkörper vorgedrungen, was bei der WS 30 einer Strecke von 19,4 cm entspricht. Ab dann schneidet die Fräse bis zum Ende des Versuchslaufs unter gleich bleibenden Bedingungen ein halbkreisförmiges Profil aus dem Betonkörper; die Größe der Fläche, entlang der Material abgebaut wird, ist im Vollschnitt also konstant. Einzig der Weg des abgebauten Materials von der Abbaufont bis zur Auswurfstelle aus dem Betonkörper wird länger; etwaige Einflüsse auf die Messdaten durch die zunehmende Transportstrecke sind wegen der verhältnismäßig kleinen Abmessungen der Betonkörper jedoch zu vernachlässigen. Da sich die Größe der Abbaufäche im Vollschnittbereich nicht ändert, dringt die Fräse mit gleichmäßiger Geschwindigkeit in den Betonkörper vor. Darum ergibt das Diagramm der Wegmessdaten eines Versuchslaufs über der Zeit im Vollschnittbereich eine Gerade.

Die Abbaustrecke bis zu einer Frästiefe vom halben Schneidkopfdurchmesser heißt Teilschnittbereich. Im Teilschnittbereich gibt es keine gleich bleibenden Versuchsbedingungen, da sich die Größe der Abbaufäche mit zunehmender Frästiefe ändert. Je weiter die Fräse vordringt, desto größer ist die Abbaufäche. Mit wachsender Abbaufäche geht die Fräsgeschwindigkeit zurück; deshalb beschreiben die Wegmessdaten für diesen Bereich keine Gerade, sondern folgen einer Kurve, die sich an die Gerade des Vollschnittbereichs annähert. Die Größe der Abbaufäche lässt sich mit Hilfe folgender Überlegungen mathematisch beschreiben: Es sei R_S der Radius des Schneidkopfs und Δx der Weg, den die Fräse im Betonkörper zurückgelegt hat, dann ergibt sich die Höhe h des Schneidquerschnitts über den Satz des Pythagoras zu

$$h = 2 \cdot \sqrt{2 \cdot R_s \cdot \Delta x - \Delta x^2} \quad (4.1)$$

Gleichung 4.1: Höhe des Schneidquerschnitts im Teilschnitt

und der Öffnungswinkel β zwischen oberer und unterer Eintrittskante aus der Geometrie zu

$$\beta = 2 \cdot \arctan\left(\frac{0,5 \cdot h}{R_s - \Delta x}\right). \quad (4.2)$$

Gleichung 4.2: Öffnungswinkel zwischen oberer und unterer Eintrittskante

Abbildung 4.2 dient der Verdeutlichung dieser Zusammenhänge, sie zeigt skizzenhaft die Fräse sowie den Betonkörper und benennt die verwendeten Rechengrößen.

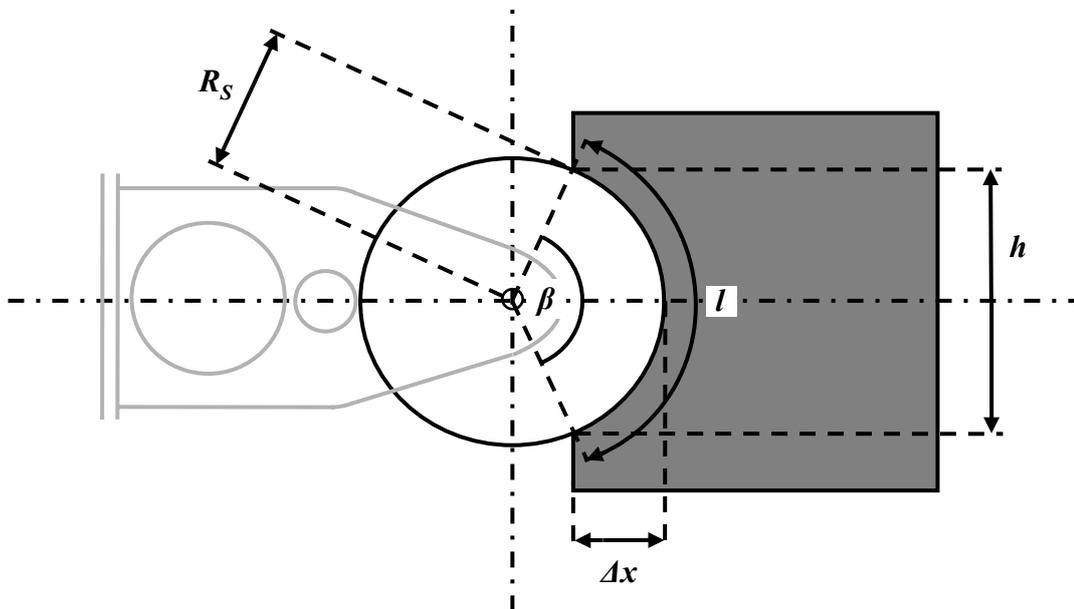


Abbildung 4.2: Berechnung des Kurvenverlaufs der Wegmessdaten im Teilschnittbereich

Die Umrechnung des Winkels β auf die Bogenlänge l ergibt schließlich die Beziehung

$$l = 2 \cdot R_s \cdot \arctan\left(\frac{\sqrt{2 \cdot R_s \cdot \Delta x - \Delta x^2}}{R_s - \Delta x}\right) = 2 \cdot R_s \cdot \arctan\left(\sqrt{\left(\frac{R_s}{R_s - \Delta x}\right)^2 - 1}\right). \quad (4.3)$$

Gleichung 4.3: Länge des ausgefrästen Kreisbogens im Teilschnitt

Multipliziert man l mit der konstanten Breite des Fräsquerschnitts, erhält man die Größe der Abbaufäche. Abbildung 4.3 zeigt in Diagrammform beispielhaft den Kurvenverlauf der

Bogenlänge l anhand der geometrischen Daten des Schneidkopfs der Fräse WS 30 bis zu einer Strecke von 19,4 cm, also dem halben Schneidkopfdurchmesser. Die veränderlichen Bedingungen im Teilschnittbereich sind gut zu erkennen. Um die Folgen einer wachsenden Abbaufäche für die Messdaten zu verdeutlichen, sind im Bildausschnitt unten rechts die Rohdaten der Wegmessung eines Versuchslaufs für den Teilschnittbereich abgebildet.

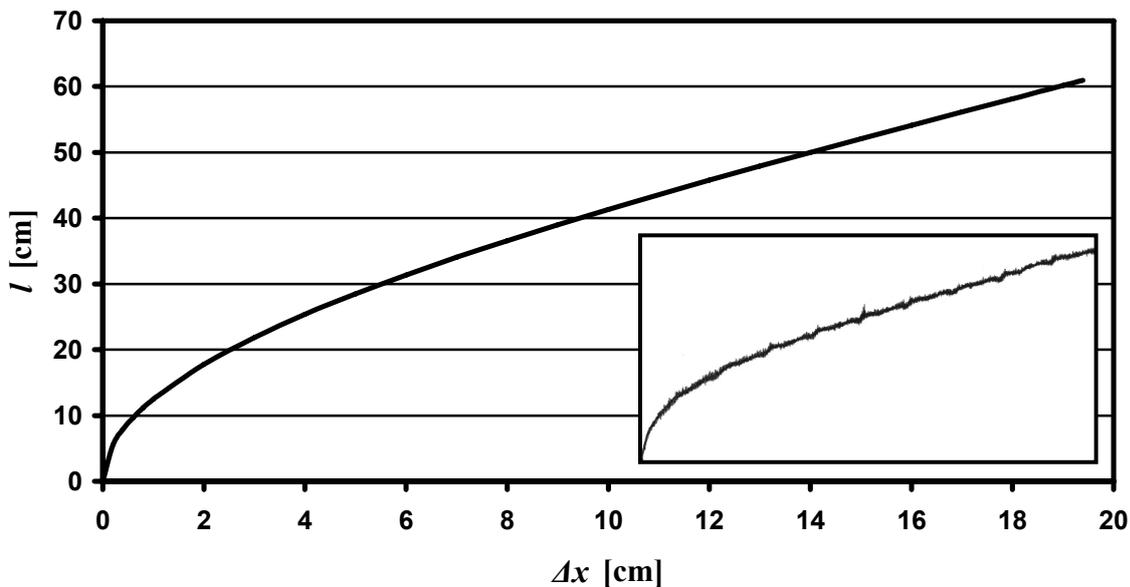


Abbildung 4.3: Länge des ausgefrästen Kreisbogens über der Frässtrecke

Obwohl Fräsen bei wirklichen Einsätzen so gut wie nie im Vollschnittbereich arbeiten, bilden die in diesem Bereich erfassten Messdaten – als Tribut an die Vergleichbarkeit der Ergebnisse – die Grundlage für die weiteren Auswertungen dieser Arbeit. Allerdings lassen sich viele Ergebnisse vom Vollschnitt- auf den Teilschnittbereich übertragen. Die Versuchsläufe 10, 22 und 40 entfallen für die Auswertungen, da die Fräse hierbei nur im Teilschnittbereich arbeitete.

4.2.4 Verkettung von Mehrfachspeicherungen durch Interpolation

Durch kurze Unterbrechungen der Messwernerfassung entstanden bei den Versuchsläufen 3, 16, 31, 32, 33 und 38 Lücken in den Aufzeichnungen, so dass es nicht möglich ist, die Gesamtaufzeichnung dieser Versuchsläufe durch einfache Aneinanderreihung der Teilspeicherungen zu rekonstruieren. Vielmehr müssen die fehlenden Werte sinnvoll ergänzt werden. Weil die Zeitmessung nach jeder Unterbrechung neu startete, ist eine einfache Interpolation über die Zeit nicht machbar. Im Gegensatz zu den anderen Messgrößen ist es vor allem bei der Wegmessung in Fräsrichtung wichtig, fehlende Werte nachträglich hinzuzufügen, da sie für viele weitere Auswertungen als Bezugsgröße dient. Eine eigens erstellte Scilab-Funktion vereinigt mehrere Teilspeicherungen eines Versuchslaufs durch Interpolation

über die Wegmessung in Fräsrichtung zu einer großen Sicherungsdatei. Wenn zwei zeitlich aufeinander folgende Teilspeicherungen zusammengefügt und die fehlenden Messwerte ergänzt werden sollen, berechnet die Funktion zunächst mittels linearer Regression die mittlere Steigung der Wegmessdaten in Fräsrichtung aus der zweiten Hälfte der ersten Teilspeicherung sowie aus der ersten Hälfte der zweiten Teilspeicherung. Aus den beiden so ermittelten Steigungen der Teilabschnitte wird über eine gewichtete Mittelwertbildung der Gradient der Wegmesswerte in Fräsrichtung im fehlenden Stück errechnet. Da die Weg- im Gegensatz zur Zeitmessung absolute Werte liefert und bei einer Unterbrechung nicht wieder bei 0 beginnt, kann man aus dem letzten Wert der ersten Teilspeicherung und dem ersten der zweiten Teilspeicherung sehr genau den Weg berechnen, den die Fräse während der Unterbrechung zurückgelegt hat. Über diesen Weg und den berechneten Gradienten wird das fehlende Stück der Wegmessung in Fräsrichtung sowie die dazugehörige Zeitmessung interpoliert. Generell sind zwar bei der Interpolation von Zwischenwerten Verfälschungen oder Abweichungen von der Wirklichkeit nicht auszuschließen. Die absolut und relativ zur Versuchsdauer gesehen sehr kurze Dauer der Unterbrechungen rechtfertigt aber die Annahme, der Fehler sei vernachlässigbar klein.

Bei allen anderen Messkanälen außer denen für Weg und Zeit muss nur jedem Messwert ein eindeutiger Zeitpunkt und ein dazu gehöriger Weg in Fräsrichtung zugeordnet werden. Eine Interpolation von Zwischenwerten in den Lücken ist weder möglich noch erforderlich; deshalb wurden diese Kanäle im Bereich der Lücken auf Null gesetzt. Für die späteren Auswertungen blieben bei den mehrfach gespeicherten Versuchsläufen diese Bereiche der Aufzeichnung unbeachtet.

4.2.5 Korrektur fehlerhafter Wegmessdaten

Während einiger Versuchsläufe kam es infolge der rauen Bedingungen beim Fräsenbetrieb zu Störungen der Sensoren zur Erfassung des Wegs in Fräsrichtung oder in Querrichtung. Alle anderen Sensoren arbeiteten stets fehlerfrei. Fehler oder Lücken bei der Wegmessung in Fräsrichtung wurden nach der im vorigen Abschnitt beschriebenen Interpolationsmethode behoben, Fehler bei der Messung der Seitwärtsbewegung der Fräse ließen sich auf andere Weise korrigieren. Die Seitwärtsbewegung hat aufgrund des Exzenterantriebs einen sinusförmigen Verlauf. Untersuchungen der Aufzeichnungen aller Versuche zeigen, dass der Elektromotor als Exzenterantrieb stark genug ist, um seine Drehzahl unabhängig von der Betondruckfestigkeit, dem Vorschubgewicht oder anderen Versuchsparametern konstant zu halten. Folglich genügt die Messung einiger weniger Intervalle, um auf den gesamten sinusförmigen Kurvenverlauf zu schließen oder die Drehzahl des Exzenterantriebs zu berechnen. Dies war bei allen Versuchsläufen mit Störungen dieses Wegmesssensors möglich.

4.2.6 Aussonderung der Versuche mit zu kurzer Messdauer

Bei der Planung der Versuche war noch nicht klar, welche Versuchsdauer erforderlich ist, um aus den Messergebnissen aussagekräftige Ergebnisse ableiten zu können. Später zeigte sich,

dass aus den Messwerten aller Versuchsläufe mit weniger als 100 Sekunden Dauer kaum allgemein gültige Tendenzen abgeleitet werden können. Deswegen entfallen mehrere solche Versuchsläufe für die Auswertungen.

4.3 Beseitigung dynamischer Effekte

Stellt man die erfassten Daten in einem Schaubild dar, so scheinen auf den ersten Blick vor allem die Kraftmessdaten wenig aussagekräftig zu sein, da die in den Messdaten enthaltenen wesentlichen Tendenzen von Störungen überlagert sind. Durch die hohe Taktrate der Messung und die Feinfühligkeit der Sensoren wurden selbst Änderungen der Messgrößen, die sich in Sekundenbruchteilen ereigneten, erfasst und aufgezeichnet. Dies erweckt den Anschein, als wiesen die Messdaten eine überaus große Streuung auf. Eine deutlichere Verbesserung bewirkt die Glättung der Messdaten mit Hilfe des gleitenden Mittelwerts. Bereits eine Mittelung über wenige Messwerte genügt, um kurzzeitige, irrelevante Störungen auszufiltern und allgemeine Tendenzen hervorzuheben; deshalb sind in allen folgenden Kapiteln Darstellungen von Messdaten der besseren Anschaulichkeit wegen auf diese Weise überarbeitet. Zum besseren Verständnis ist ein Beispiel zur Glättung der Messdaten mit dem gleitenden Mittelwert im Anhang A.3 angeführt.

Die Störungen entstehen hauptsächlich durch die Drehbewegung des Schneidkopfs, die den Versuchsstand zu Schwingungen anregt. Unterkapitel 5.6 untersucht die Schwingungsanregung beim Fräsen und beschreibt den Charakter der Störungen eingehend. Der Einfluss dieser Störungen auf die Messwerte wurde zwar wie bereits beschrieben durch verschiedene Maßnahmen wie die zusätzliche Aussteifung des Versuchsstands oder die Vergrößerung seiner Masse innerhalb vernünftiger technischer Grenzen reduziert, er konnte aber nicht völlig unterdrückt werden.

Eine spezielle Filterung oder Entstörung der Versuchsdaten erübrigt sich größtenteils, da die meisten Auswertungen ohnehin nur über den gesamten Vollschnittbereich gemittelte Größen betrachten; Grundlage fast aller Auswertungen sind daher ungeglättete Daten. Werden kürzere Zeitspannen untersucht, bietet sich in den meisten Fällen der bereits zur Darstellung der Daten herangezogene gleitende Mittelwert an, um dynamische Effekte aus den Messungen zu entfernen. Gegen Ende des Kapitels 5 wird eine spezielle Methode zur Datenfilterung benutzt, die Spektralanalyse mit Hilfe der Fourier-Transformation. Sinn und Wirkungsweise dieser Filterung erklärt Unterkapitel 5.6 im Text.

5. Die Versuchsauswertung

5.1 Einführung

Da es bislang keine systematischen Studien über die Bearbeitung von Beton mit hydraulischen Anbaufräsen gibt, bleiben als einzige Informationsquelle die Fräseneinsätze im Berg- oder Tunnelbau. Umfangreiche Untersuchungen auf diesem Gebiet wurden unter der Schirmherrschaft der DMT GmbH sowie deren Vorläufer, der Deutsche Montan Technologie für Rohstoff, Energie und Prüfung mbH, durchgeführt. Die DMT GmbH versteht sich als unabhängiger Dienstleister für Prüfung, Beratung, Planung, Messung und Entwicklung in verschiedenen Geschäftsfeldern wie der Baubranche und dem internationalen Bergbau. In der Vergangenheit hat sich die DMT GmbH durch ihre Untersuchungen auf dem Gebiet der Bergbautechnik im Allgemeinen und der Teilschnittmaschinenteknik im Speziellen einen Namen gemacht. Hersteller von Fräsen oder Schneidköpfen greifen bei der Konzipierung ihrer Produkte auf die Untersuchungsergebnisse der DMT GmbH zurück. Diese Ergebnisse bilden das Know-how des Unternehmens und sind daher nur sehr begrenzt öffentlich einsehbar; der größte Teil wird von der DMT GmbH unter Verschluss gehalten [29]. Beim Verwerten der frei zugänglichen Informationen ist zu beachten, dass sowohl die Rahmenbedingungen des Fräseneinsatzes als auch die Untersuchungsschwerpunkte nicht denen eines Rettungseinsatzes entsprechen. Daher ist es unumgänglich, zunächst einige grundlegende Zusammenhänge selbst zu erarbeiten und zu klären, ob sich Erkenntnisse aus Fräseneinsätzen im Berg- oder Tunnelbau auf die besonderen Bedingungen eines Rettungseinsatzes übertragen lassen, bevor auf diesem Wissen aufbauend in einem zweiten Schritt weitere Studienziele verfolgt werden.

Da also nur sehr begrenzt auf fundiertes Wissen zurückgegriffen werden konnte, beruhte die Versuchsplanung mitsamt der Festlegung der für den Fräsenbetrieb relevanten Einflussgrößen weithin auf Annahmen, die sich ihrerseits auf bereits bekannte Sachverhalte, auf physikalische Zusammenhänge oder auf bloße Vermutungen stützten. Jede Auswertung beginnt daher mit einer Beschreibung der erwarteten Ergebnisse, um die Intention der jeweiligen Untersuchung klarzustellen. Die vermuteten Zusammenhänge werden anschließend mit den tatsächlichen Versuchsergebnissen verglichen. Teils bestätigen sich dabei die vor Versuchsbeginn getroffenen Annahmen, so dass manche Ergebnisse zunächst banal erscheinen mögen; teils ergeben sich aber auch zunächst paradox wirkende Erkenntnisse. Daher erscheint es gerechtfertigt, insbesondere die Übertragbarkeit der bereits aus Standardeinsätzen von Fräsen bekannten Zusammenhänge auf den Rettungseinsatz, speziell auf die Bearbeitung von Baustoffen wie Beton, in Zweifel zu ziehen. Zunächst wird also die Richtigkeit einiger grundlegender Annahmen und Beziehungen nachgeprüft. Hierzu gehören die Bedeutung der Druckfestigkeit des abzubauenen Materials sowie der Zusammenhang von Vorschubkraft und erzielter Schneidleistung. Auf den dabei gewonnenen Erkenntnissen aufbauend wird anschließend untersucht und ausgewertet, wie sich die Variation verschiedener Einflussgrößen auswirkt. Anschließend werden noch der Einfluss der Seitwärtsbewegung sowie die Schwingungs-

anregungen beim Fräsen gesondert untersucht. Den Schluss des Kapitels bildet die Zusammenfassung und Bewertung der gewonnenen Erkenntnisse im Hinblick auf die Aufgabenstellung dieser Arbeit. Alle Auswertungsergebnisse sind – getrennt nach Versuchsläufen – in Tabelle B.4 im Anhang B.2 der Arbeit hinterlegt. Die verwendeten Kürzel für die verschiedenen Größen sind den folgenden Ausführungen zu entnehmen.

Zunächst werden räumliche Koordinatenachsen definiert, die für alle Ausführungen dieses und der folgenden beiden Kapitel gelten. Die positiven Koordinatenrichtungen orientieren sich am Versuchsaufbau. Im Allgemeinen dient der Schnittpunkt der drei Symmetrieebenen des Schneidkopfs als Ursprung; beziehen sich die Ausführungen auf den Versuchsaufbau, ist der Ursprung des Koordinatensystems der Schnittpunkt der drei Symmetrieebenen des Schneidkopfs, wobei sich der Exzenter in Mittenstellung befindet. Die x-Achse verläuft von dort parallel zur Wirklinie der Vorschubkraft, ihre positive Richtung stimmt mit der positiven Richtung der Vorschubkraft überein. Im Versuchsaufbau liegt demnach die x-Achse in der Fräsrichtung. Die z-Achse entspricht der vertikalen Richtung, ihre positive Richtung zeigt nach oben. Die y-Achse verläuft in Richtung der Drehachse des Schneidkopfs, ihre positive Seite liegt in x-Achsen-Richtung gesehen links vom Ursprung, das rechtwinklige Koordinatensystem ist also rechtshändig. Abbildung 5.1 veranschaulicht das so definierte Koordinatensystem anhand einer stilisierten Fräse mit Querschneidkopf. Ergänzend ist die Drehachse des Schneidkopfs als gestrichelte Linie, die Drehrichtung als Pfeil kenntlich gemacht.

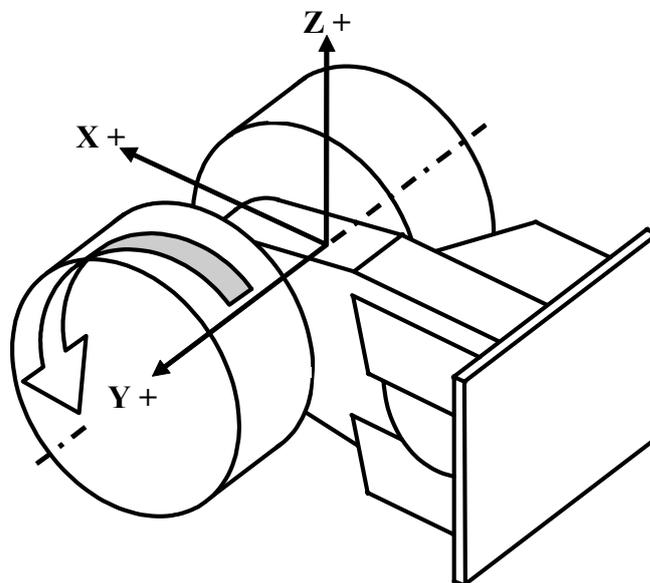


Abbildung 5.1: Definition des Koordinatensystems

Die für die folgenden Ausführungen neu eingeführten physikalischen und mathematischen Größen werden bei Bedarf durch Kürzel benannt. Bei richtungsabhängigen Größen geschieht dies mit Bezug auf die Koordinatenachsen; deshalb heißt beispielsweise die Vorschubkraft nun kurz F_x .

5.2 Der Einfluss der Betondruckfestigkeit

Die meisten zum Thema Fräsen im Berg-, Tage- oder Tunnelbau recherchierten Quellen erachten die Druckfestigkeit des abgebauten Materials als die wichtigste Einflussgröße für die erzielte Schneidleistung [14, 16, 34]. Da keine widersprechenden Informationen vorlagen, war davon auszugehen, dass diese Einschätzung auch für künstliche Mischwerkstoffe wie Beton Gültigkeit besäße. Um vergleichbare Versuchsergebnisse zu erzielen, wurden daher im Vorfeld der Versuche große Anstrengungen unternommen, Betonkörper mit vorgegebener, einheitlicher Druckfestigkeit herzustellen. Bereits Kapitel 3 beschrieb, dass dieses Ziel trotz aller Bemühungen nicht erreicht wurde. Es bot sich daher an, durch Fräsversuche mit Betonkörpern, deren Festigkeit deutlich von der mittleren Festigkeit abwich, vor den eigentlichen Versuchen zunächst den Einfluss der Betonfestigkeit und die Richtigkeit dieser grundlegenden Annahme zu untersuchen.

Der Hersteller TEREX|Schaeff gibt für seine Fräsen eine theoretische Schneidleistung in Abhängigkeit von der Druckfestigkeit des bearbeiteten Gesteins in Form einer Kurve an. Bei geringen Druckfestigkeiten ist die Schneidleistung laut Herstellerangaben sehr groß, fällt aber beträchtlich ab, je fester das Material ist. Abbildung 5.2 zeigt solch ein Diagramm für die Anbaufräse WS 30.

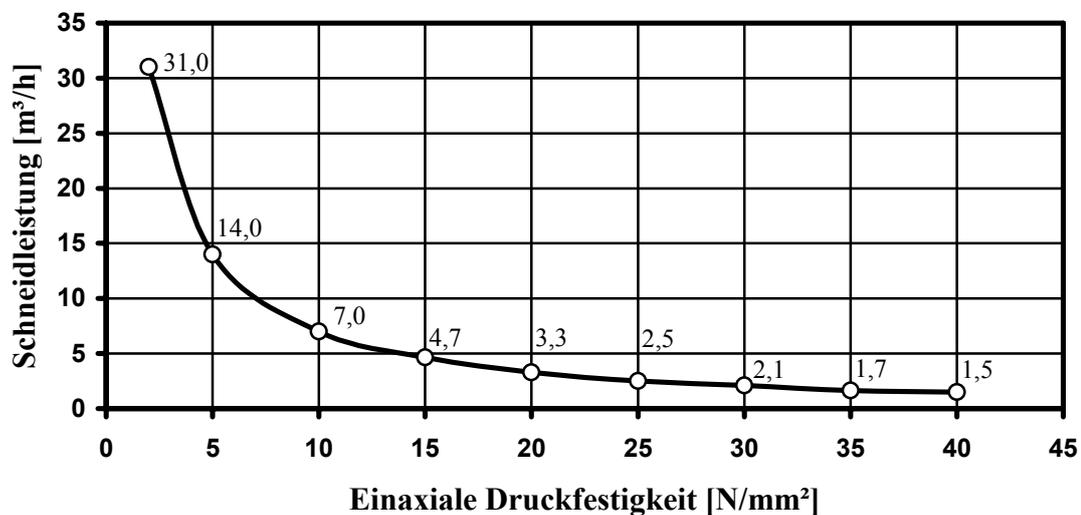


Abbildung 5.2: Abhängigkeit der Schneidleistung von der Druckfestigkeit [36]

Weil der Kurvenverlauf auf ungenauen Erfahrungswerten beruht, gibt TEREX|Schaeff statt einer eindeutigen Kurve üblicherweise einen Bereich für die ungefähr erzielbare Schneidleistung an. Zur besseren Übersicht sind im Diagramm die Mittelwerte aus der oberen und unteren Grenze dieses Bereichs eingetragen. Die Schneidleistung verläuft in guter Näherung

umgekehrt proportional zur Druckfestigkeit. Da allerdings die Art des bearbeiteten Gesteins nicht bekannt ist, hat der Kurvenverlauf eher qualitativen als quantitativen Charakter.

Solche Darstellungen finden sich nicht nur in den Unterlagen der Fräsenhersteller, sondern auch in einschlägigen, wissenschaftlichen Ausarbeitungen. Viele Untersuchungen auf diesem Gebiet fanden aber unter Ägide der DMT GmbH statt und sind deshalb wie bereits erwähnt für die Öffentlichkeit unzugänglich und somit für diese Arbeit nicht verwertbar.

Girmscheid zeigt in seinem Buch über Baubetrieb und Bauverfahren im Tunnelbau aus dem Jahr 2000 im Kapitel über Teilschnittmaschinen ganz ähnliche Diagramme [17]. Er nennt die Schneidleistung Nettobohrleistung und trägt sie über der einaxialen Druckfestigkeit des Gesteins auf. Analog zur Unterscheidung der Schneidleistungskurven nach Fräsestypen bei den Herstellern gibt er verschiedene Kurvenverläufe in Abhängigkeit von der Nennleistung der Teilschnittmaschine an. Das Diagramm in Abbildung 5.3 entstammt dieser Quelle und zeigt drei Schneidleistungskurven für Teilschnittmaschinen mit 100 kW, 200 kW und 300 kW Nennleistung.

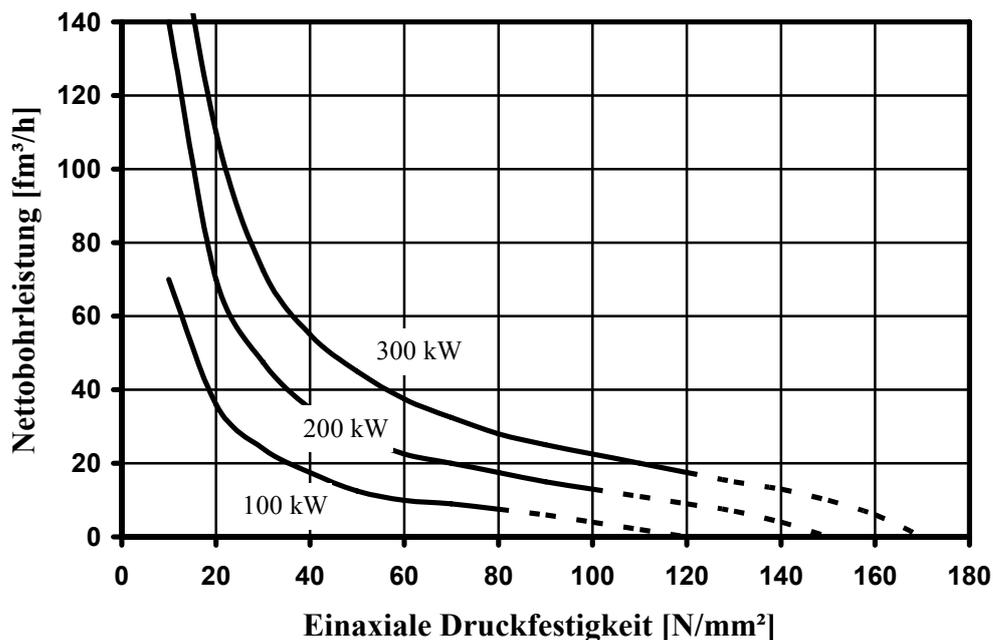


Abbildung 5.3: Nettobohrleistung von Teilschnittmaschinen [17]

Offensichtlich ähneln sich die von Girmscheid ermittelten Kurvenverläufe und die von TEREX|Schaeff angegebene Kurve; die Schneidleistung der Fräse WS 30 ist allerdings entsprechend ihrer geringeren Nennleistung von nur 30 kW kleiner. Zudem reichen Girmscheids Kurven weiter in Bereiche hoher Druckfestigkeiten und deuten an, dass die Schneid- oder Nettobohrleistung ab einer gewissen Druckfestigkeit des abgebauten Materials auf Null

zurückgeht. Es scheint plausibel, dass die von der Fräse aufgebrauchten Meißelkräfte beim Erreichen der Leistungsgrenze des Geräts nicht mehr ausreichen, um den Widerstand des Materials zu überwinden. Die Fräse kann dann nicht ins Material vordringen, es findet kein Abbau statt.

Augenscheinlich weisen alle Kurven über den gesamten Bereich der angegebenen Druckfestigkeiten ein deutliches Gefälle auf. Versteht man die Druckfestigkeit des Materials als Maß für dessen Widerstand gegen den Abbau durch die Fräse, so erscheint es logisch, dass die Schneidleistung bei gleicher Leistung der Fräse mit steigendem Widerstand ständig abnimmt. Girmscheid weist ergänzend darauf hin, dass die Nettobohrleistung nicht nur von der einaxialen Druckfestigkeit, sondern auch stark von anderen Eigenschaften wie der Brüchigkeit oder Zähigkeit sowie der Schichtung des Gesteins abhängt. Unter Berücksichtigung dieser Parameter formuliert er die Gleichung

$$Q_N = Q_{Netto} \cdot k_C \cdot k_P \quad (5.1)$$

Gleichung 5.1: Nettobohrleistung von Teilschnittmaschinen [17]

zur Berechnung der effektiven Nettoleistung Q_N aus der in Abbildung 5.3 gezeigten Nettobohrleistung Q_{Netto} . Der erste Faktor k_C soll die Brüchigkeit oder Zähigkeit des Gesteins in Abhängigkeit von dessen Zugfestigkeit berücksichtigen, der zweite Faktor k_P den Schichtabstand des Gebirges. Die Zugfestigkeit des Gesteins berechnet Girmscheid prozentual aus der Druckfestigkeit. Er merkt an, dass die effektive Nettobohrleistung aufgrund der genannten Parameter bis zu 50% von der theoretischen Nettobohrleistung abweichen kann. Auch TEREX|Schaeff fügt den Schneidleistungs-Diagrammen Anmerkungen mit ähnlichen Einschränkungen bei und betont, dass man keine Gewähr für die angegebenen Werte übernehme.

Vor der Auswertung der Versuche zum Einfluss der Druckfestigkeit des Betons auf die Schneidleistung einer Fräse sei nochmals betont: Beide angegebenen Quellen beziehen sich auf den Abbau von Gestein; vergleichbare Untersuchungen über die Bearbeitung von Beton gibt es nach derzeitigem Kenntnisstand noch nicht, was auch von Seiten der DMT GmbH bestätigt wurde [29]. Bezüglich ihres bruchmechanischen Verhaltens ähneln viele Gesteine dem Beton, denn sie weisen häufig ein eher sprödes Materialverhalten auf. Bei Überbelastung kündigt sich das Versagen spröder Materialien im Gegensatz zu duktilen Werkstoffen nicht durch elastische oder plastische Verformungen an, sondern es erfolgt abrupt. Vor diesem Hintergrund schien zu Versuchsbeginn die Annahme gerechtfertigt, dass beim Fräsen von Beton dieselben Zusammenhänge Gültigkeit besäßen wie beim Gesteinsfräsen. Trotz der Ähnlichkeiten hinsichtlich des bruchmechanischen Verhaltens unterscheiden sich Beton und Gestein allerdings deutlich bezüglich ihres Aufbaus und ihrer Zusammensetzung. Gesteine sind natürliche Materialien mit relativ zur Meißelspitze weitgehend einheitlichen Eigenschaften – sieht man von größeren Störungen wie Klüften, Einschlüssen oder Schichtungen

ab. Im Gegensatz dazu ist Beton ein aus Zementleim und verschiedenen Zuschlägen zusammengesetzter Mischwerkstoff. Dabei unterscheiden sich der Zementleim und die Zuschläge sowie die Zuschläge untereinander teils erheblich bezüglich ihrer Materialeigenschaften. Die Auswertung der ersten Versuchsreihe soll nun zeigen, ob für Beton wirklich dasselbe gilt wie für Gestein oder ob sich die spezielle Struktur des Betons auf dessen Verhalten beim Fräsen auswirkt.

Die für die Versuchsläufe 1, 2 und 3 der ersten Versuchsreihe ausgewählten Betonkörper aus Beton C20/25 wiesen am jeweiligen Versuchstag stark unterschiedliche Festigkeiten von 19 N/mm² bis 55 N/mm² auf. Sie eignen sich also, um Erkenntnisse über die Auswirkung verschiedener Betondruckfestigkeiten auf die Schneidleistung zu gewinnen. Zur Erweiterung der Datenbasis dienen die Standardversuchsläufe 9, 11 und 12 der zweiten Versuchsreihe, die wie die eigentlichen drei Läufe der ersten Reihe mit einer Vorschubkraft von knapp 10 kN durchgeführt wurden. Alle Betonkörper dieser ergänzenden Läufe hatten am Versuchstag eine Druckfestigkeit von ungefähr 34 N/mm². Zusätzlich werden auch die Messergebnisse der Versuchsläufe 36 und 37 der vierten Reihe berücksichtigt, deren Versuchseinstellungen ebenfalls denen der anderen Läufe entsprechen. Die Druckfestigkeiten aller Betonkörper dieser vierten Reihe betragen etwa 50 N/mm², allerdings sind sie aus Beton C25/30 und deshalb im Folgenden gesondert aufgeführt. Abbildung 5.4 zeigt die Auswertungsergebnisse der acht betrachteten Versuche als Punkte in einem Diagramm. Auf der horizontalen Koordinatenachse ist die Druckfestigkeit $f_{ck,150}$ am Versuchstag angetragen, auf der vertikalen Achse die Schneidleistung S . Die Ergebnisse der Versuchsreihen 1 und 2 sind als Kreise dargestellt, die der vierten Reihe als Quadrate.

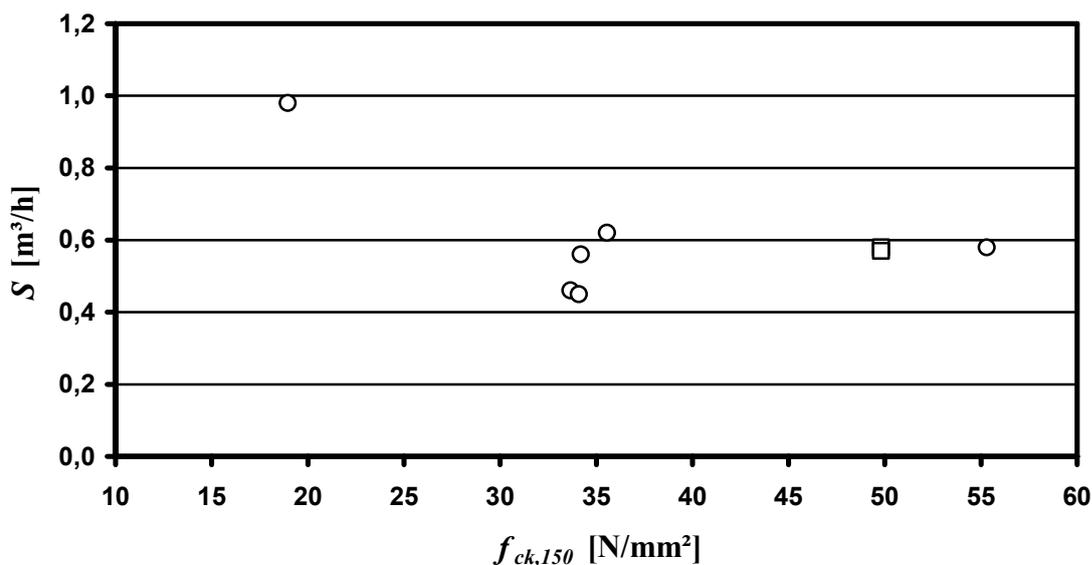


Abbildung 5.4: Zusammenhang von Betondruckfestigkeit und Schneidleistung

Die Auswertung bringt zwei unerwartete Ergebnisse. Zum einen ist schon auf den ersten Blick zu erkennen, dass die bei den Versuchsläufen erzielten Schneidleistungen beträchtlich unter denen liegen, die TEREX|Schaeff für die Fräse WS 30 angibt. Zum andern macht man die wichtige Entdeckung, dass die erzielten Schneidleistungen bei allen Versuchsläufen auf etwa gleichem Niveau zwischen $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ und $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$ liegen, obwohl die Druckfestigkeiten der Betonkörper zwischen etwa 30 N/mm^2 und 60 N/mm^2 variieren. Selbst die Schneidleistungen der Versuchsläufe 36 und 37 mit Betonkörpern aus Beton C25/30 liegen auf diesem Niveau. Die Druckfestigkeit des zum Versuchslauf 3 gehörigen Betonkörpers 15 markiert mit nur 19 N/mm^2 die untere Grenze der untersuchten Betondruckfestigkeiten; die bei diesem Lauf erreichte Schneidleistung weicht als einzige nach oben ab. Sie liegt mit fast $1 \text{ m}^3/\text{h}$ deutlich über den anderen Werten. Offensichtlich ist die Druckfestigkeit des abgebauten Betons entgegen allen Erwartungen zumindest innerhalb gewisser Grenzen keine die Schneidleistung beeinflussende Größe. Demnach ist es nicht gerechtfertigt, entsprechende Erkenntnisse aus der Bearbeitung natürlicher Materialien wie Gestein auf das Fräsen von Beton zu übertragen.

Dieses Phänomen ist aus dem Vorgehen bei einer Druckfestigkeitsprüfung erklärbar. Zur Bestimmung der Betondruckfestigkeit wird ein würfelförmiger Probekörper in einer Presse mit zunehmender Kraft einaxial belastet, bis er zerbricht. Die erreichte Bruchlast, bezogen auf die Fläche einer Würfelseite, ergibt die Würfeldruckfestigkeit. Das schwächste Glied im Mischwerkstoff Beton sind die Korngrenzen zwischen Zementleim und Zuschlagskörnern. Beton bricht unter Belastung mit zu hohen Zug- oder Schubspannungen meist entlang dieser Korngrenzen. Ein Bruch im Zementleim oder gar in den Zuschlagskörnern ist allenfalls bei Verwendung von Leichtzuschlägen für Leichtbetone möglich. Bei Normalbetonen wie den für die Versuche verwendeten Betonen C20/25 und C25/30 ist dieser Versagensmechanismus auf keinen Fall maßgebend. Deshalb ist die Festigkeit der Korngrenzen die maßgebliche Größe bei der Bestimmung der Würfeldruckfestigkeit.

Beim Fräsen von Beton hingegen geschieht etwas ganz anderes. Während des Abbauvorgangs trägt eine Fräse das Material kontinuierlich ab. Sie bricht nicht einzelne Zuschlagskörner aus dem Beton heraus, sondern zertrümmert Schicht für Schicht sowohl den Zementleim als auch den Zuschlag. Aufgrund der – verglichen mit einer Druckfestigkeitsprüfung – unterschiedlichen Art der Belastung und der Größenverhältnisse von Meißel und zu bearbeitendem Material kommt der Einfluss des Verbunds von Zementleim und Zuschlagskörnern beim Fräsen nicht zum Tragen. Der Versagensmechanismus des Betons ist also beim Fräsen völlig anders als bei einer Druckfestigkeitsprüfung. Deshalb sind im Fräsgut auch kaum ganze Körner zu finden, vielmehr entstehen beim Fräsen vorwiegend kleinere Bruchstücke. Erst wenn wie beim Versuchslauf 3 die Festigkeit des Zementleims unter einen gewissen Mindestwert sinkt, versagt der Verbund zwischen Zementleim und Zuschlägen, und die Fräse vermag offenbar auch ganze Zuschlagskörner aus der Zementleimmatrix zu lösen. Dies führt zu einem beträchtlichen Anstieg der Schneidleistung. Abbildung 5.5 macht das anhand der Sieblinie des Fräsguts von Versuch 36 aus der vierten Reihe anschaulich. Auf der Ordinate sind die

Massenanteile der jeweiligen Kornfraktion angetragen, auf der Abszisse die Maschen- oder Lochweiten der Siebe. Der schichtweise Abtrag auch größerer Körner sowie die Zertrümmerung aller Bestandteile des Betons ist gut daran zu erkennen, dass trotz eines Größtkorns im Beton von 16 mm über 80 % der Gesamtmasse des Fräsguts auf Kornfraktionen mit Durchmessern unter 4 mm entfallen.

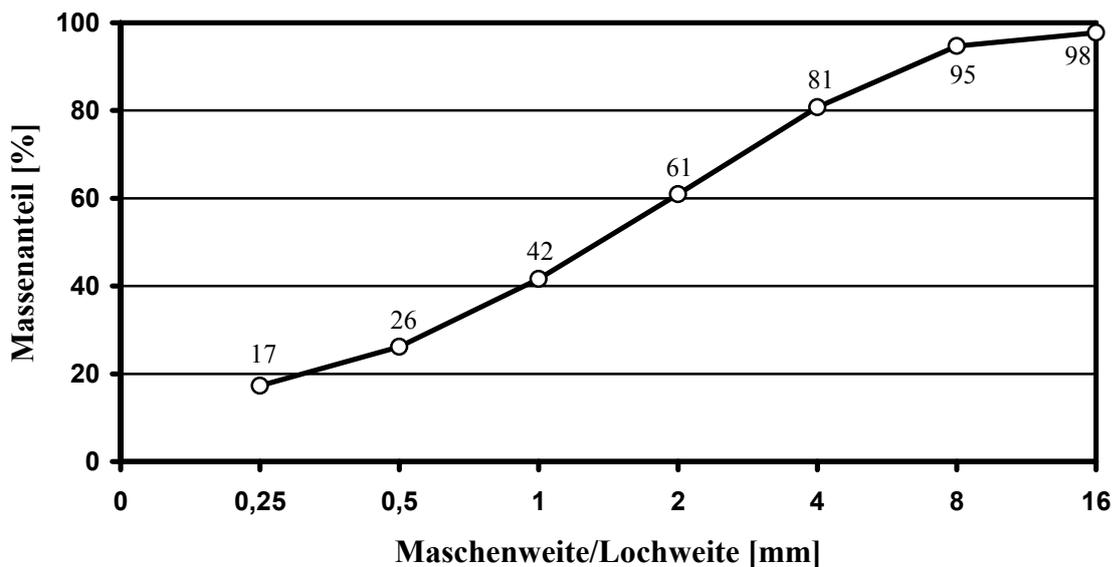


Abbildung 5.5: Sieblinie des Fräsguts

Somit lässt sich anhand der acht ausgewerteten Versuche folgendes feststellen: Für Betondruckfestigkeiten von etwa 30 N/mm² bis 60 N/mm² spielt beim Fräsen von Betonen offenbar die Festigkeit des Verbunds zwischen Zementleim und Zuschlagskörnern nur eine untergeordnete Rolle. Ab einer Zementleimfestigkeit, die das Herausbrechen ganzer Körner verhindert, verhält sich der Mischwerkstoff Beton beim Fräsen unabhängig von der Betondruckfestigkeit immer gleich. Der Widerstand der geprüften Betone gegen den Abbau ist viel höher als ihre Druckfestigkeiten vermuten lassen. Im Gegensatz zur Druckfestigkeit natürlicher Materialien eignet sich die Betondruckfestigkeit nicht als Maß für den Widerstand gegen den Abbau durch eine Fräse. Daher liegen die erzielten Schneidleistungen weit unterhalb dessen, was der Hersteller für die Fräse WS 30 verspricht, denn seine Spezifikation gilt für die Bearbeitung natürlicher Materialien mit der angegebenen Druckfestigkeit.

Da für alle Betonkörper die gleiche Gesteinskörnung und Zementart verwendet wurden, können keine weiteren Schlüsse über den Einfluss der Zuschlags- und Zementleimeigenschaften gezogen werden. Auch Aussagen über die Auswirkung sehr hoher Druckfestigkeiten von mehr als 60 N/mm² bei gleicher Betonzusammensetzung sind nicht aus den Versuchen abzuleiten. Allerdings lässt der konstante Kurvenverlauf bei Betondruckfestigkeiten zwischen

30 N/mm² und 60 N/mm² den Schluss zu, dass die sich ändernde Festigkeit des Zementleims offensichtlich keinen Einfluss auf die Schneidleistung hat. Die erzielte Schneidleistung hängt in diesem Bereich demnach allein vom Widerstand des Zuschlags ab, da Sieblinie und Art des Zuschlags bei allen Betonkörpern gleich sind. Den Beweis hierfür brächten (im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführte) Fräsversuche mit Betonkörpern, bei denen das Verhältnis von Zementleim und Zuschlägen variiert.

Weil die Würfeldruckfestigkeiten aller Betonkörper mit Ausnahme des Betonkörpers 15 am Versuchstag im Bereich von etwa 30 N/mm² bis 60 N/mm² lagen, dürfen auf Grund dieser Erkenntnisse für alle weiteren Auswertungen bezüglich der Schneidleistung auch Versuchsläufe anderer Reihen herangezogen werden mit Betonkörpern, die wegen ihrer abweichenden Druckfestigkeiten eigentlich ungeeignet wären. Auch die Unterscheidung zwischen Betonkörpern aus Beton C20/25 und C25/30 erübrigt sich, denn solange sich die Druckfestigkeit des Betons im genannten Bereich bewegt, hat sie keinen Einfluss auf die Schneidleistung.

Da alle Betonkörper gleich zusammengesetzt sind und nur verschiedene Druckfestigkeiten besitzen, Unterschiede der Betondruckfestigkeit aber keinen Einfluss auf den Abbauvorgang haben, sollte die Unabhängigkeit der Versuchsergebnisse von der Betondruckfestigkeit auch für den Krafteintrag in den Betonkörper gelten. Demnach wäre die Betondruckfestigkeit bei überhaupt keiner Auswertung zu beachten. Ein gesonderter Nachweis dieser Vermutung erübrigt sich mit den Ergebnissen der folgenden Auswertungen. Sowohl bezüglich der Schneidleistung als auch der von der Fräse ausgehenden Kräfte zeigen sich bei den untersuchten Versuchsläufen tatsächlich in den allgemeinen Tendenzen der Messdaten keine Abweichungen, die auf unterschiedliche Druckfestigkeiten der verwendeten Betonkörper zurück zu führen wären.

5.3 Die optimale Vorschubkraft

5.3.1 Annahmen zur Vorschubkraft

Beim Fräsen erzeugt der Fräsenmotor über den vom Hydraulikaggregat des Trägergeräts bereitgestellten Systemdruck das nötige Drehmoment. Das Trägergerät dient dabei als Widerlager und hält die Fräse mit einer gewissen Vorschubkraft im Schnitt. Bei Standardeinsätzen von Fräsen im Bergbau oder Gebäuderückbau ist die optimale Vorschubkraft einfach diejenige, mit der die maximale Schneidleistung erzielt wird. Daher gibt es bislang auch keine Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen Vorschubkraft und Schneidleistung. Wenn hydraulische Anbaufräsen aber als Rettungsgeräte dienen sollen, genügt es nicht, mit großen Schneidleistungen schnell zu den Opfern eines Gebäudeeinsturzes vorzudringen. Vielmehr muss man gleichzeitig die von der Fräse und ihrem Trägergerät ins bearbeitete Bauteil eingeleiteten Kräfte gering halten, um ein weiteres Versagen labiler Trümmerstrukturen zu vermeiden. Es kommt also darauf an, einen optimalen Kompromiss zwischen maximaler Schneidleistung und minimalem Krafteintrag zu erzielen.

Zur Zeit der Versuchsplanung war anzunehmen, dass sowohl die Schneidleistung als auch die Krafteinwirkungen mit der Vorschubkraft zunehmen, denn die Vorschubkraft bestimmt die Schnitttiefe der Meißel, die abgebaute Materialmenge und auch die gegen den Abbau wirkenden Kräfte und Momente. Unter der Voraussetzung, dass sich die Schnitttiefe der Meißel proportional zur Vorschubkraft ändert, war allerdings unklar, ob sich auch der Widerstand gegen den Abbau proportional zur Schnitttiefe der Meißel verhält oder ob ein Zusammenhang zur Querschnittsfläche oder gar zum Volumen des abzubauenden Materials besteht. Wäre der Widerstand gegen den Abbau proportional zur Schnitttiefe der Meißel, dann sollten sich sowohl die Schneidleistung als auch die von der Fräse auf den Betonkörper ausgeübten Kräfte ebenfalls proportional zur Schnitttiefe der Meißel und somit zur Vorschubkraft verhalten. Gegebenenfalls bewirkte also eine Verdopplung der Vorschubkraft eine Verdopplung der Schneidleistung und des Krafteintrags. Bestünde hingegen ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Schnitttiefe der Meißel und der Querschnittsfläche oder dem Volumen des abgebauten Materials, nähme der Krafteintrag in den Betonkörper in beiden Fällen progressiv mit wachsender Vorschubkraft zu, die Schneidleistung nur degressiv. Krafteintrag und Schneidleistung müssten sich also bezüglich der Vorschubkraft gegenläufig verhalten; bei einer Proportionalität zwischen der Schnitttiefe der Meißel und dem Volumen des abgebauten Materials wären die Effekte ausgeprägter als bei einer Proportionalität zur Querschnittsfläche.

Gemäß der Definition der Koordinatenachsen ist leicht einzusehen, welche Kräfte im Vollschnitt in x- und y-Richtung auf das bearbeitete Bauteil wirken. Die Kraft in x-Richtung entspricht nach dem Newton'schen Wechselwirkungsprinzip der vom Trägergerät aufbrachten Vorschubkraft, im Versuch der Gewichtskraft F_X des Vorschubgewichts. Wird die Fräse nicht seitwärts in Richtung der Drehachse des Schneidkopfs bewegt, entfällt im Vollschnitt aus Symmetriegründen die Kraft F_Y in y-Richtung. Bei einer Seitwärtsbewegung kommt erneut das Wechselwirkungsprinzip zum Tragen, die ins Bauteil eingeleitete Kraft in y-Richtung stimmt mit der vom Trägergerät für die Seitwärtsbewegung aufbrachten Kraft überein (Siehe Unterkapitel 5.5). Wie aber verhält sich die Kraft F_Z in z-Richtung? Die Kraft F_Z wirkt orthogonal zu den vom Trägergerät aufbrachten Kräften F_X und F_Y , sie resultiert folglich allein aus der Drehbewegung der Fräse.

Sobald man durch zu große Vorschubkraft die Leistungsfähigkeit des hydraulischen Antriebs überforderte, müsste die Fräse in jedem Fall stecken bleiben, weil das mit dem maximalen Systemdruck erzielte Drehmoment nicht mehr zum Drehen des Schneidkopfs ausreichte; die Schneidleistung ginge also schlagartig auf Null zurück.. Unabhängig vom Zusammenhang zwischen der Schnitttiefe der Meißel und dem Widerstand des Materials gegen den Abbau nähme die ins bearbeitete Bauteil eingeleitete Kraft F_Z beim Überschreiten der Leistungsgrenze einen konstanten Wert an, denn das Drehmoment des Fräsenmotors hängt nach Gleichung 2.9 nicht von der Schneidkopfdrehzahl, sondern nur vom Systemdruck ab.

Das Diagramm in Abbildung 5.6 veranschaulicht die vor Versuchsbeginn erwarteten Beziehungen zwischen Schneidleistung S , Kraft F_z in z-Richtung und Vorschubkraft F_x . Es handelt sich nur um eine Prinzipdarstellung, deshalb sind die abgebildeten Größen dimensionslos. Die beiden grauen Geraden beschreiben den einfachen Fall einer direkten Proportionalität der drei Größen bis zum Erreichen der Leistungsgrenze des hydraulischen Fräsantriebs; bei einem indirekten Zusammenhang zwischen der Schnitttiefe der Meißel und dem Widerstand gegen den Abbau ergäben sich vereinfacht die beiden schwarzen Kurven für F_z und S .

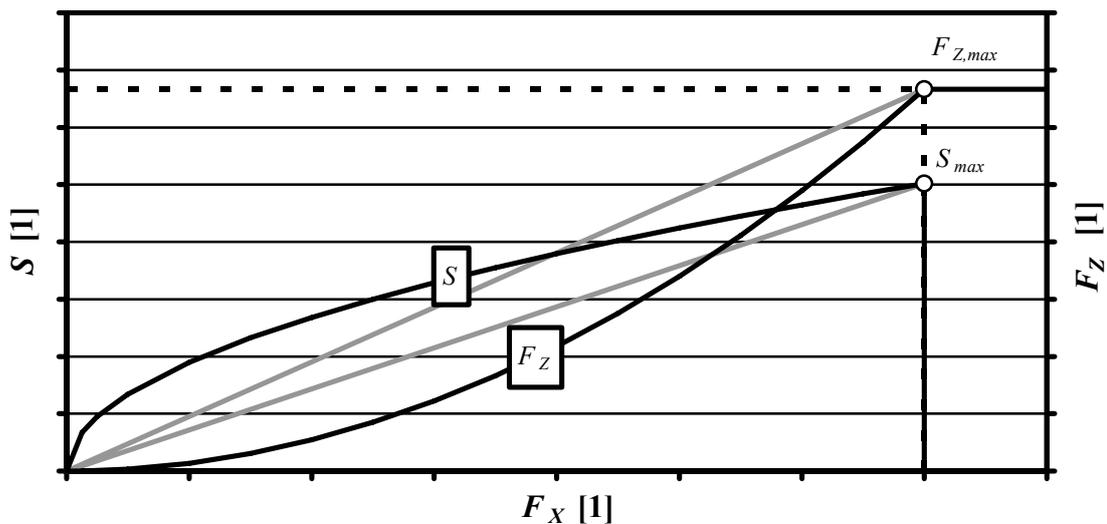


Abbildung 5.6: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (1)

Da nach derzeitigem Kenntnisstand weder seitens der Wissenschaft noch der Fräsenhersteller oder Anwender fundierte Kenntnisse über die gesuchten Zusammenhänge beim Fräsen von Beton vorliegen, muss die Auswertung der Versuche zeigen, ob sich die anfänglichen Vermutungen bestätigen, oder ob für das Betonfräsen andere Regeln gelten.

5.3.2 Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung

Ursprünglich waren als Datenbasis für diese Auswertung ausschließlich die Versuchsläufe der vierten Reihe vorgesehen. Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen zum Einfluss der Betondruckfestigkeit erlauben es aber, zusätzlich auch Standardversuchsläufe anderer Reihen heranzuziehen, sofern die Druckfestigkeiten der Betonkörper im Bereich von 30 N/mm² bis 60 N/mm² liegen. Zwanzig statt der ursprünglich nur acht Versuchsläufe bilden somit eine hinreichende Grundlage für die Auswertung, die jeweiligen Vorschubkräfte liegen zwischen ungefähr 2 kN und 16 kN. Das Diagramm in Abbildung 5.7 zeigt zunächst die Auswertungsergebnisse zur Schneidleistung. Auf der Abszisse ist die Vorschubkraft F_x angetragen, auf der Ordinate die Schneidleistung S . Die Versuchsergebnisse sind als Kreise eingezeichnet; dabei steht ein Kreis bei Versuchen mit gleichen Einstellungen für das arithmetische Mittel der Einzelergebnisse.

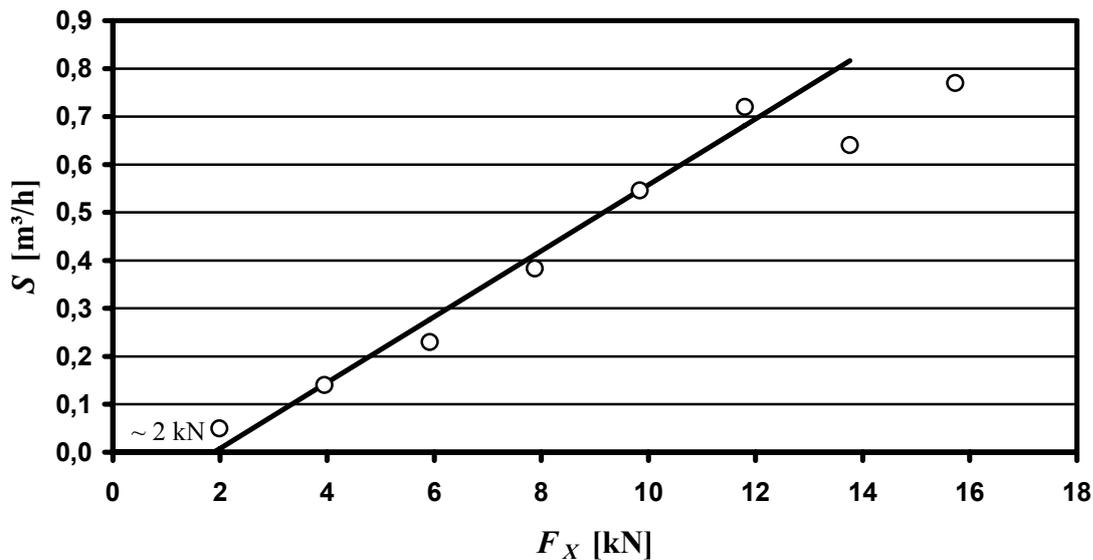


Abbildung 5.7: Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung (1)

Die Darstellung der bei den Versuchen erzielten Schneidleistungen über den zugehörigen Vorschubkräften zeigt ein interessantes Ergebnis. Zunächst scheint das Schaubild den einfachen Fall einer Proportionalität der beiden Größen zu bestätigen, denn alle Werte bis zu einer Vorschubkraft von 12 kN liegen nahezu ideal auf einer Geraden. Allerdings verläuft die Ausgleichsgerade nicht wie zunächst angenommen durch den Koordinatenursprung, sondern sie schneidet die Abszisse bei einer Vorschubkraft von etwa 2 kN – die Annahme einer direkten Proportionalität der beiden Größen bestätigt sich also nicht. Vielmehr wächst nur der Zuwachs der Schneidleistung bei Vorschubkräften zwischen 2 kN und 12 kN proportional zum Zuwachs der Vorschubkraft. Für die verwendeten Betone C20/25 und C25/30 beträgt die Steigung der Ausgleichsgeraden in diesem Intervall ungefähr $0,07 \text{ m}^3/\text{kN}\cdot\text{h}$. Da die Schneidleistung keine negativen Werte annehmen kann, markiert der in Richtung der positiven x-Achse verschobene Nulldurchgang der Ausgleichsgerade einen unteren Grenzwert der Vorschubkraft. Unter diesem Grenzwert reicht die Vorschubkraft nicht aus; anstatt einzudringen stößt sich die Fräse vom abzubauenen Material ab, die Schneidleistung bleibt auf Null. Erst mit Vorschubkräften oberhalb dieser Mindestvorschubkraft arbeitet sich die Fräse ins Material vor.

5.3.3 Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung

Im Hinblick auf die ins bearbeitete Bauteil eingeleiteten Kräfte werfen die bisherigen Erkenntnisse neue Fragen auf. Ursprünglich galt für den Fall einer direkten Proportionalität zwischen der Vorschubkraft und dem Widerstand des Materials gegen den Abbau die Annahme, dass sowohl die Schneidleistung als auch die Kraft in z-Richtung solange zur Vorschubkraft proportional seien, bis die Leistungsgrenze der hydraulischen Komponenten er-

reicht ist. Die vorangegangene Auswertung der erzielten Schneidleistung ergab zwar einen bereichsweise linearen Kurvenverlauf, widerlegt durch den in Abszissenrichtung verschobenen Nulldurchgang der Ausgleichsgerade aber eine Proportionalität aller drei Größen. Die Auswertung zum Krafteintrag muss nun klären, ob wenigstens zwischen der in z-Richtung eingeleiteten Kraft und der Vorschubkraft ein linearer Zusammenhang besteht.

Analog zur Auswertung der Schneidleistungen zeigt Abbildung 5.8 die bei den Versuchen gemessenen Kräfte F_Z in z-Richtung, aufgetragen über der Vorschubkraft F_X . Sämtliche Versuchsergebnisse liegen in sehr guter Näherung auf einer Geraden, die im Unterschied zu den in Abbildung 5.7 angetragenen Schneidleistungen allerdings tatsächlich durch den Ursprung des Koordinatensystems verläuft. Das Diagramm bestätigt also die vermutete Proportionalität zwischen den Kräften F_Z und F_X . Für die untersuchten Betone ergibt sich ein Verhältnis zwischen der Kraft F_Z und der Vorschubkraft F_X von ungefähr 0,38.

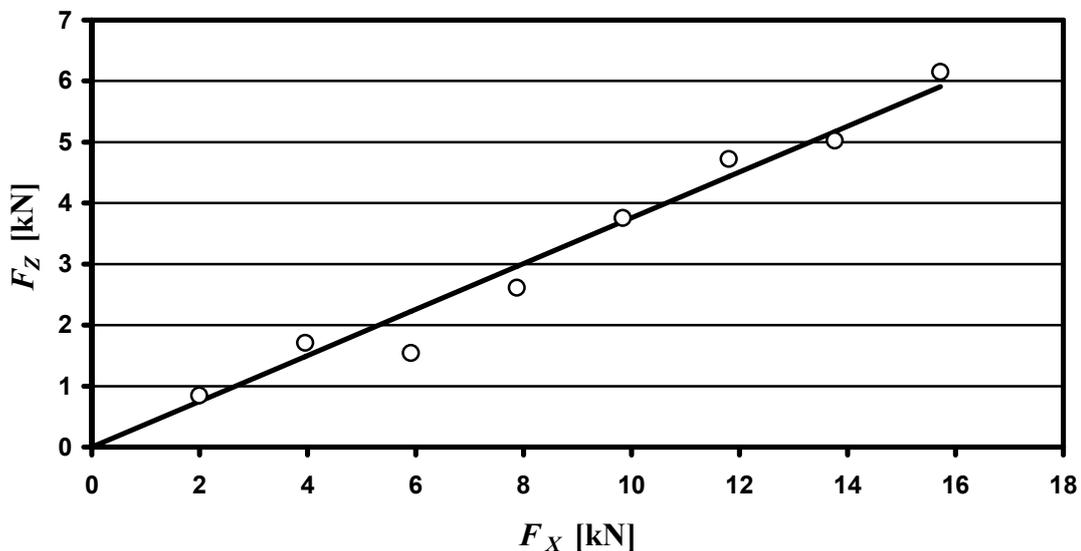


Abbildung 5.8: Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung (1)

Da der tatsächliche Kurvenverlauf bezüglich des Krafteintrags in den Betonkörper mit dem erwarteten übereinstimmt, erscheint das Ergebnis zunächst trivial. Berücksichtigt man aber das Ergebnis der Schneidleistungsuntersuchung, dann birgt das Schaubild von F_Z dennoch interessante Aspekte.

Es fällt auf, dass der im Kurvenverlauf der Schneidleistung bei einer Vorschubkraft von knapp 2 kN auftretende markante Knick im Schaubild von F_Z gänzlich fehlt, F_Z steigt vom Ursprung aus gleichmäßig an. Die Fräse leitet also schon Kräfte ins bearbeitete Bauteil ein, wenn noch gar kein Materialabbau stattfindet. Diese Erscheinung lässt sich physikalisch erklären. Die Fräse dringt unterhalb der Mindestvorschubkraft nicht ins Material ein; die Meißel eines Schneidkopfs bauen also nichts ab, sondern gleiten an der Materialoberfläche

entlang. Dabei entsteht Reibung, die der Motor der Fräse überwinden muss, um den Schneidkopf zu drehen. Nach Newton wirkt im bearbeiteten Bauteil als Reaktion auf die Reibkraft eine gleich große Kraft in z-Richtung. Bekanntermaßen sind Reibkräfte den Normal- oder Presskräften zwischen den Reibflächen proportional, der Proportionalitätsfaktor heißt Reibbeiwert. Die Normalkräfte in den Meißelspitzen, die Kontakt zum abzubauenen Material haben, resultieren aus der Kraft, mit der das Trägergerät die Fräse ans Material drückt; folglich ist die Reibkraft proportional zur Vorschubkraft.

Die Proportionalität zwischen F_X und F_Z lässt sich als Indiz für eine weitere wichtige Erkenntnis deuten. Wenn die Vorschubkraft größer wird als die Mindestvorschubkraft, würde man erwarten, dass die Fräse zur Zerstörung des Materials neben der Reibkraft noch eine zusätzliche Kraft in z-Richtung in den Betonkörper einleitet. Baut die Fräse Material ab, müsste sich wegen der Zerstörung des Materials F_Z und in der Folge auch die Steigung im Schaubild von F_Z bei der Mindestvorschubkraft 2 kN merklich ändern. Weil die Steigung aber über den gesamten, untersuchten Bereich gleich bleibt, drängt sich der Gedanke auf, dass der Einfluss der Materialzerstörung zumindest vernachlässigbar klein ist. Offenbar ist es für die von der Fräse ausgehende Kraft F_Z unerheblich, ob Schneidleistung erzielt wird oder nicht. Die vorigen, auf Vorschubkräfte unterhalb der Mindestvorschubkraft bezogenen Aussagen gelten dann also ganz allgemein. Bezeichnet man das dimensionslose Verhältnis zwischen F_Z und F_X als Konstante c_1 , gilt folglich:

$$c_1 = \frac{F_Z}{F_X}. \quad (5.2)$$

Gleichung 5.2: Verhältnis zwischen eingeleiteter Kraft und Vorschubkraft

5.3.4 Obergrenze der Vorschubkraft

Nachdem bisher der für Rettungseinsätze relevante Bereich kleiner Vorschubkräfte betrachtet wurde, gilt das Augenmerk nun den mit großen Vorschubkräften erzielten Schneidleistungen. Unabhängig von der Art des abgebauten Materials muss die Fräse bei wachsender Vorschubkraft stecken bleiben, sobald das Drehmoment des Fräsenmotors nicht mehr ausreicht, um den Schneidkopf zu drehen. Mit der Drehzahl des Schneidkopfs geht dann auch die Schneidleistung plötzlich auf Null zurück, und die ins Bauteil eingeleitete Kraft F_Z nimmt ihren Höchstwert an (Siehe Abschnitt 5.3.1). Da die Verbindungskurve der Versuchsergebnisse aber nicht abrupt abfällt, erreichte das Drehmoment des Fräsenmotors selbst bei Versuchen mit fast 16 kN Vorschubkraft offenbar nie sein Maximum.

Das Drehmoment eines Hydraulikmotors ist nach Gleichung 2.9 proportional zum Systemdruck Δp , der bei Hydrauliksystemen mit konstantem Volumenstrom somit auch der einzige limitierende Faktor ist. Während die Fräse WS 30 Drücke bis 375 bar erlaubt, liegt der größtmögliche Druck des beim Versuchsaufbau verwendeten Hydraulikaggregats laut Hersteller

lediglich bei 300 bar und bestimmt damit die Obergrenze des Systemdrucks. Ein Druckbegrenzungsventil verhindert höhere Systemdrücke. Trägt man zum Vergleich für alle ausgewerteten Versuche den am Hydraulikaggregat gemessenen, mittleren Systemdruck Δp über den jeweiligen Vorschubkräften F_X auf, ergibt sich das Schaubild aus Abbildung 5.9.

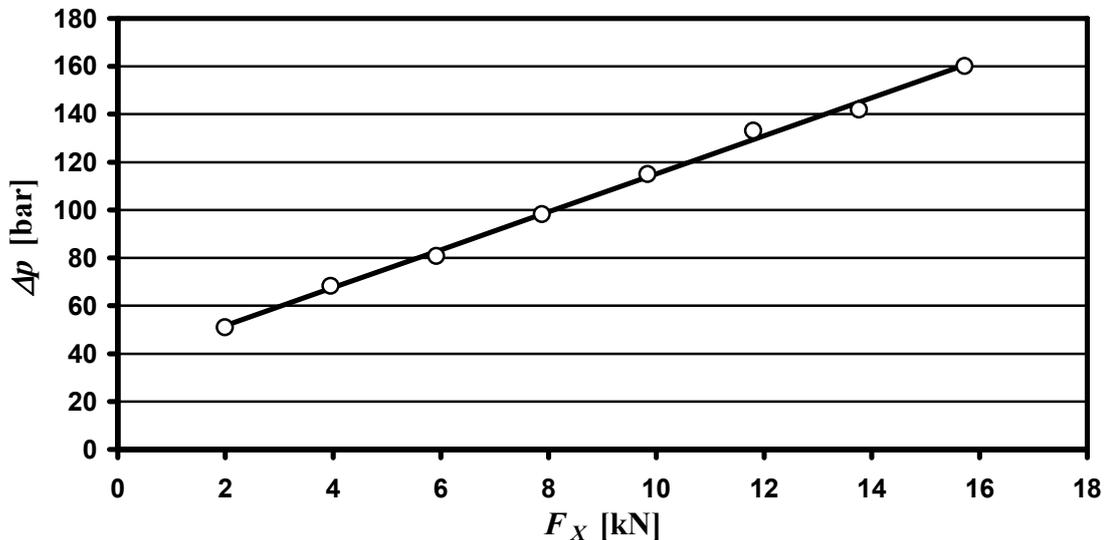


Abbildung 5.9: Zusammenhang von Vorschubkraft und Systemdruck

Die Auswertung des Systemdrucks bestätigt die Vermutung, dass auch bei großer Vorschubkraft stets ein ausreichendes Drehmoment verfügbar war. Alle Kurvenpunkte liegen nahezu ideal auf einer Geraden; selbst bei der größten Vorschubkraft F_X von fast 16 kN liegt der mittlere Systemdruck mit 160 bar klar unter dem Grenzwert 300 bar. Da die angegebenen Werte aber die Mittelwerte der gemessenen Systemdrücke sind, lassen sich kurzzeitige Effekte nicht erkennen. Die Auswertung liefert also keinen hinreichenden Beweis dafür, dass die am Aggregat gemessenen Momentandrücke aller Versuchsläufe tatsächlich immer unterhalb des Maximaldrucks lagen. Hätte allerdings das Überdruckventil am Aggregat, wenn auch nur kurzzeitig, Systemdrücke oberhalb des maximal zulässigen Drucks verhindert, so wäre ein sofortiger und dauerhafter Stillstand der Fräse die Folge gewesen, da der Fräsenmotor dann das nötige Drehmoment nicht hätte bereitstellen können. Solch ein Stillstand trat aber bei keinem Versuchslauf auf. Dennoch bringt erst die Betrachtung der gemessenen, momentanen Systemdrücke den eindeutigen Nachweis für die Richtigkeit der Vermutung. Die Untersuchung der Druckmessungen aller Versuchsläufe auf kurzzeitige Effekte ergibt, dass nur Versuchsläufe mit Vorschubkräften über 12 kN überhaupt Druckspitzen zwischen 250 bar und 290 bar aufweisen, wobei deren Höhe und Häufigkeit mit wachsender Vorschubkraft zunehmen. Der Maximaldruck von 300 bar wurde aber tatsächlich nie benötigt, die Vermutung bestätigt sich also. Die Nähe der gemessenen Druckspitzen zum größtmöglichen Systemdruck lässt allerdings erahnen, dass die größte, erlaubte Vorschubkraft nur wenig über der größten untersuchten Vorschubkraft liegt.

Die Kurve der Schneidleistungen (Siehe Abbildung 5.7) weist eine Besonderheit auf, die sich mit den bisherigen Annahmen nicht vereinbaren lässt. Wie man am Schaubild deutlich erkennt, folgen die bei Versuchen mit Vorschubkräften von mehr als 12 kN erzielten Schneidleistungen nicht mehr dem geradlinigen Verlauf der übrigen Kurvenpunkte, sondern sie weichen unregelmäßig nach unten ab. Keine der ausgewerteten Quellen zum Gesteinsfräsen beschreibt einen vergleichbaren, technisch zunächst nicht zu begründenden Leistungsverlust. Ursache für diesen Rückgang der Schneidleistung ist eine stockende Drehung des Schneidkopfs, die sich bei allen Versuchsläufen mit Vorschubkräften über 12 kN immer dann beobachten ließ, wenn sich die Fräse einem der beiden Umkehrpunkte in y-Richtung näherte. Häufigkeit und Dauer der Stockungen stiegen dabei mit wachsender Vorschubkraft. Am linken und rechten Rand des ausgefrästen Hohlprofils traten offenbar bislang nicht berücksichtigte Effekte auf, die den Schneidkopf immer wieder kurzzeitig zum Stillstand brachten.

Das Phänomen lässt sich erklären, wenn man weiß, wie sich eine seitwärtige Bewegung der Fräse in y-Richtung zusätzlich zur Hauptbewegung in x-Richtung auswirkt. Die Beschreibung der Seitwärtsbewegung der Fräse und ihrer Auswirkungen ist allerdings zu komplex, als dass sie hier in kurzen Worten zu behandeln wäre; deshalb befasst sich das Unterkapitel 5.5 später ausführlich mit diesem Thema. Im Vorgriff auf die dortigen Erläuterungen ist zur Erklärung der Stockungen bei großen Exzenterauslenkungen nur Folgendes wichtig: Befindet sich die Fräse nahe der Mittellage des Exzenters, so muss sie zum Abbau des Materials nur dessen Widerstand in x-Richtung überwinden. Nähert sich die Fräse aber einem der seitlichen Umlenkpunkte, so muss sie zusätzlich zum stets vorhandenen Widerstand gegen den Abbau in x-Richtung einen seitwärtigen Widerstand in y-Richtung überwinden. Dieser Widerstand steigt zunächst allmählich und dann mit zunehmender Exzenterauslenkung immer steiler, denn je geringer der Abstand zu einem Umkehrpunkt in y-Richtung, desto größer ist die Zahl eingreifender Meißel beziehungsweise die Fläche, entlang der Material abgebaut wird.

Den Widerstand in x-Richtung überwindet die Fräse mit Hilfe des Vorschubgewichts, das die nötige Vorschubkraft F_X bewirkt. Die zur Bewegung der Fräse in y-Richtung erforderliche Kraft F_Y bringt hingegen der als Exzenterantrieb verwendete, starke Elektromotor auf. Im Gegensatz zum konstanten Vorschubgewicht dreht der Elektromotor den Exzenter mit gleich bleibender Drehzahl; er passt die auf die Fräse ausgeübte Kraft in y-Richtung an den vorhandenen Widerstand an. Die Auswertungen aus Unterkapitel 5.5 zeigen, dass sich F_Y proportional zur Vorschubkraft F_X verhält und nahe der maximalen Exzenterauslenkung auch dieselbe Größenordnung besitzt. Zusätzlich zur Kraft in x-Richtung wirkt dort also eine erhebliche seitwärtige Kraft F_Y auf die Fräse, die ein entsprechend höheres Drehmoment zum Drehen des Schneidkopfs erzwingt. Nahe der Mittellage des Exzenters ist diese Kraft hingegen vernachlässigbar klein. Bei allen Versuchen mit Vorschubkräften über 10 kN war die Exzenterdrehzahl auf etwa 4,3 Umdrehungen je Minute eingestellt; F_Y und damit das zusätzlich erforderliche Schneidkopfdrehmoment steigen bei dieser Drehzahl binnen 3,5 Sekunden

rasch von Null auf ihr Maximum, während der Exzenter die Fräse von ihrer Mittellage zu einem der Umkehrpunkte in y -Richtung bewegt.

Um das geforderte Drehmoment bereitzustellen, müsste der Systemdruck nach Gleichung 2.9 zeitgleich mit der Kraft in y -Richtung ansteigen, was aber die Trägheit des hydraulischen Systems verhindert. Es reagiert nur zeitverzögert auf den rasch ansteigenden Drehmomentbedarf der Fräse nahe bei den Umlenkpunkten in y -Richtung; das verfügbare Drehmoment der Fräse reicht also vorübergehend nicht aus. Deshalb steht der Schneidkopf so lange still, bis der nötige Systemdruck aufgebaut ist. Dieser Vorgang kann sich wiederholen, während sich die Fräse von ihrer Mittellage zu einem Umkehrpunkt in y -Richtung bewegt, da die seitwärtige Kraft bis zu ihrem Maximum ständig ansteigt und das Hydrauliksystem immer wieder zum Nachregeln zwingt. Je größer die Vorschubkraft F_X , desto steiler der Anstieg von F_Y und desto größer sind die Unterschiede im Drehmomentbedarf. Mit zunehmender Vorschubkraft wächst also die Druckdifferenz, um die der Systemdruck angehoben werden muss; deshalb kommt es bei großen Vorschubkräften häufiger zu Stockungen als bei kleinen.

Wie Abbildung 5.10 zeigt, ist die Standardabweichung σ_n der gemessenen Schneidkopfdrehzahlen ein Maß für die Ungleichförmigkeit der Drehbewegung des Schneidkopfs. Über den jeweiligen Vorschubkräften aufgetragen eignet sie sich, um den beschriebenen Effekt bereits bei Vorschubkräften nachzuweisen, bei denen er mit bloßem Auge nicht zu erkennen war.

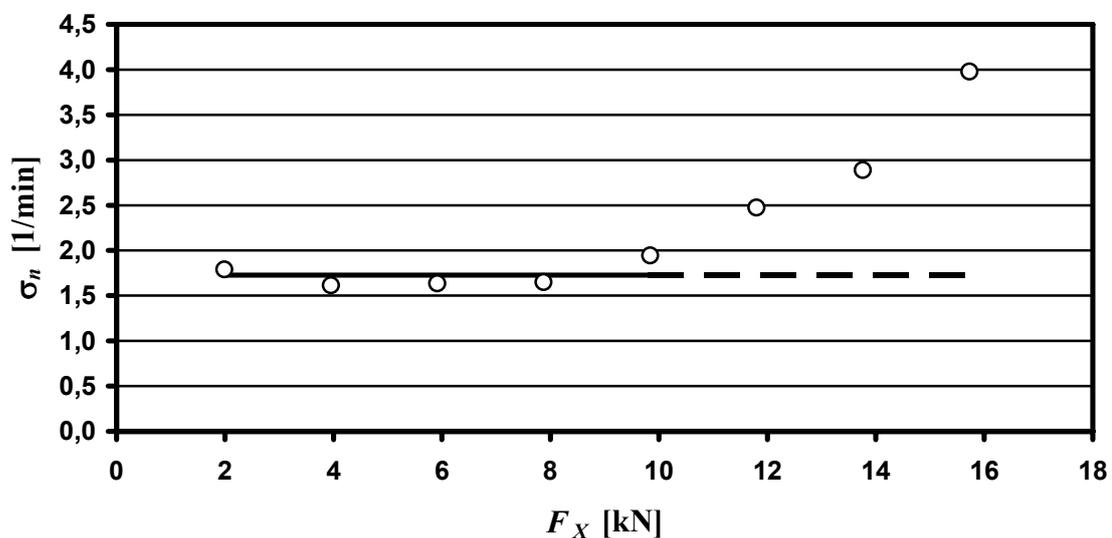


Abbildung 5.10: Zusammenhang von Vorschubkraft und Fräsenrundlauf

Die Standardabweichung σ_n aller Versuchsläufe mit Vorschubkräften bis 10 kN liegt nahezu konstant bei etwa 1,75 U/min; bei höheren Vorschubkräften nimmt sie stark zu und wächst schließlich auf mehr als den doppelten Wert. Die Gleichförmigkeit der Drehbewegung des Schneidkopfs ist offensichtlich bei großen Vorschubkräften ungleich schlechter als bei

kleinen; die Fräse gerät tatsächlich mit wachsender Vorschubkraft immer häufiger ins Stocken. Mit zunehmender Dauer und Häufigkeit der Stockungen geht die durchschnittliche Schneidleistung, definiert als Menge an abgebautem Material pro Zeit, zwangsläufig zurück, weshalb die bei Versuchsläufen mit Vorschubkräften über 12 kN erzielten Schneidleistungen dem ansonsten geradlinigen Kurvenverlauf nicht mehr folgen. Obwohl sich der Effekt schon bei einer Vorschubkraft von etwa 12 kN nachweisen lässt, sind die Unterbrechungen der Drehbewegung des Schneidkopfs hier offensichtlich noch zu kurz und zu selten, als dass sie einen signifikanten Rückgang der Schneidleistung bewirkten. Das Nachregeln der Hydraulikanlage hängt von einigen Faktoren ab und ist kein eindeutig zu beschreibender technischer Vorgang; Dauer und Häufigkeit der Stockungen sind daher eher zufälliger Natur. Die geringe Anzahl entsprechender Versuchsläufe erlaubt es nicht, den Rückgang der Schneidleistung bei hohen Vorschubkräften genau zu quantifizieren.

Während die Schneidleistung bei einer Stockung kurzzeitig auf Null zurückgeht, hat eine Unterbrechung der Drehbewegung des Schneidkopfs keinen Einfluss auf die in z-Richtung eingeleitete Kraft. Diese resultiert allein aus dem von der Schneidkopfdrehzahl unabhängigen Drehmoment des Fräsenmotors, weshalb sich auf einfache Weise erklären lässt, warum das Schaubild von F_z auch im Bereich großer Vorschubkräfte keine merklichen Abweichungen von der Geraden aufweist. Die Auswirkungen des erhöhten Schneidkopfdrehmoments bei großen Exzenterauslenkungen auf die Kraft in z-Richtung werden in Abschnitt 5.5.7 erläutert.

5.3.5 Zusammenfassung

Alle Ergebnisse der Untersuchungen zur optimalen Vorschubkraft zusammenfassend kann man beim Betonfräsen also vier Bereiche unterscheiden:

- Bereich 1: Der erste Bereich umfasst die Vorschubkräfte unterhalb der Mindestvorschubkraft. Trägergerät und Fräse verbrauchen Energie zur Erzeugung des Vorschubs und zum Drehen des Schneidkopfs. Sie leiten zwar Kräfte ins bearbeitete Bauteil ein, die Fräse erzielt aber keine Schneidleistung.
- Bereich 2: Der zweite Bereich umfasst Vorschubkräfte oberhalb der Mindestvorschubkraft. Schneidleistung und eingeleitete Kraft wachsen hier proportional mit dem Zuwachs der Vorschubkraft. Der Schneidkopf dreht sich gleichförmig. Der Fräsvorgang verläuft optimal.
- Bereich 3: Große Vorschubkräfte bewirken hier eine stockende Drehbewegung des Schneidkopfs. Während die eingeleitete Kraft wie beim zweiten Bereich proportional zur Vorschubkraft wächst, lässt sich die Schneidleistung nicht mehr entsprechend steigern.

- Bereich 4: Dem Fräsenmotor wird ein Drehmoment abverlangt, das die Leistungsfähigkeit der Hydraulikanlage übersteigt. Der Fräsenmotor kann daher die zum Abbau des Materials benötigten Meißelkräfte nicht aufbringen, die Fräse bleibt stecken. Die Schneidleistung geht auf Null zurück, während die ins Bauteil eingeleitete Kraft in z-Richtung einen konstanten Wert annimmt.

Im Gegensatz zu den anderen Bereichen hat der dritte Bereich keinen allgemein gültigen Charakter, sondern ist als versuchsstandspezifisch zu bewerten. Diesem Bereich zugeordnete Effekte resultieren einzig aus der speziellen, mit Hilfe eines drehzahlgesteuerten Exzentrers erzwungenen Seitwärtsbewegung der Fräse (Siehe Abschnitt 5.3.4).

Mit diesen Erkenntnissen kann man nun abschließend – als Gegenstück zu den anfänglich angenommenen Funktionsverläufen – in einem schematisierten Kurvenverlauf darstellen, wie die Schneidleistung und die ins Bauteil eingeleitete Kraft in z-Richtung tatsächlich von der Vorschubkraft abhängen. Abbildung 5.11 zeigt diese beiden Verläufe in idealisierter Form, wobei die Werte auf den Messergebnissen der Versuchsläufe beruhen. Ergänzend sind die zuvor definierten Bereiche einschließlich des versuchsstandspezifischen dritten Bereichs angegeben. Die ungenaue Quantifizierung der Schneidleistungen bei Vorschubkräften im Bereich 3 ist durch einen gezackten Kurvenverlauf angedeutet.

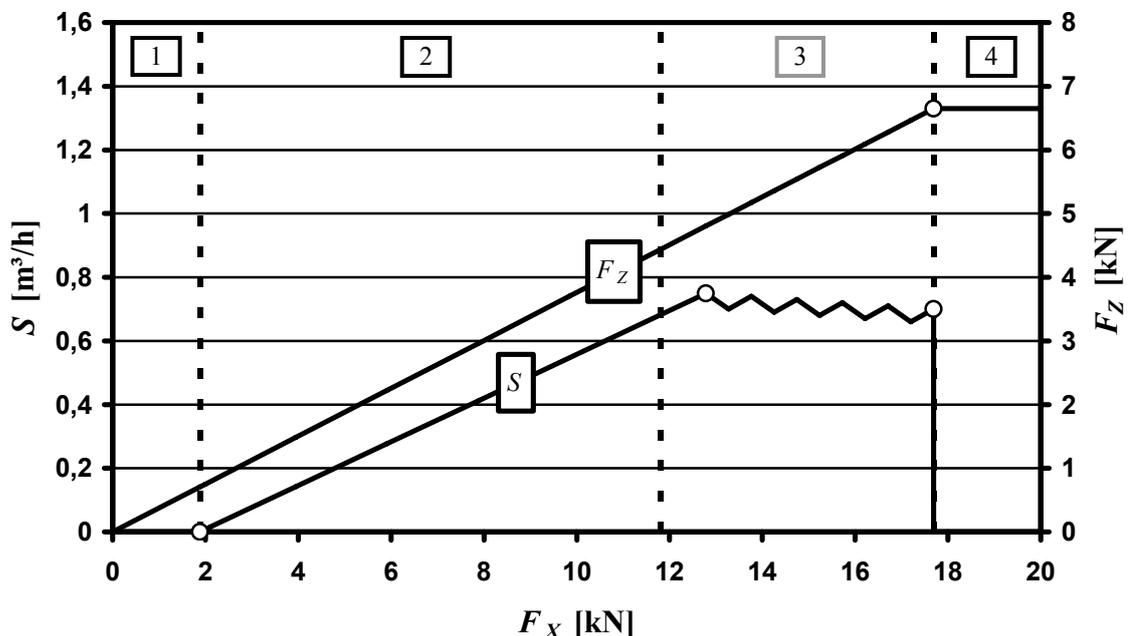


Abbildung 5.11: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (2)

Die Auswertungen dieses Unterkapitels liefern keinerlei Anhaltspunkte für einen Einfluss der – verglichen mit natürlichem Gestein – speziellen Struktur des Betons auf die Untersuchungsergebnisse. Vielmehr lassen sich sämtliche Phänomene ohne die Zusammensetzung des

Betons erklären. Demnach sollten die Bereiche 1, 2 und 4 analog beim Fräsen natürlicher, spröder Materialien wie Gestein auftreten.

Die dem Bereich 3 zugeordneten Stockungen treten bei einem realen Fräseneinsatz schwerlich in derart ausgeprägter Form auf. Ruckartige Auslegerbewegungen des Trägergeräts, ein unzureichendes Hydrauliksystem, aber auch (in dieser Arbeit nicht betrachtete) größere Gefügestörungen wie Klüfte oder Schichtungen könnten allerdings bei realen Fräseneinsätzen zum Abbau von Gesteinen oder Betonen ähnliche Effekte wie im Versuch bewirken.

5.4 Der Einfluss der Schneidkopfdrehzahl

Als Datenbasis für die bisherigen Auswertungen dienten ausschließlich Versuche mit maximaler Schneidkopf- und Exzenterdrehzahl an Betonkörpern mit Festigkeiten zwischen 30 N/mm^2 und 60 N/mm^2 . Die Vorschubkraft F_x war dabei also die einzige unabhängig veränderliche Größe. Wie aber wirkt sich eine Variation der Schneidkopfdrehzahl auf die Ergebnisse aus?

Volumenstrom, Systemdruck und Vorschubkraft sind die wesentlichen Größen beim Betrieb hydraulischer Fräsen. TEREX|Schaeff rüstet die Fräse WS 30 mit einem Hydraulikmotor mit konstantem Schluckvolumen aus. Da infolgedessen die Drehzahl des Schneidkopfs proportional zum Volumenstrom ist, dient der Volumenstrom Q statt der Schneidkopfdrehzahl n_s bei den folgenden Auswertungen als Vergleichsgröße. Der Hersteller empfiehlt Schneidkopfdrehzahlen zwischen 81 und 122 Umdrehungen je Minute bei Volumenströmen von 80 l/min bis 120 l/min . Das für die Versuche verwendete Hydraulikaggregat erlaubt nur Volumenströme von etwas mehr als 90 l/min ; deswegen liegt die höchste, erreichbare Schneidkopfdrehzahl mit ungefähr 90 Umdrehungen je Minute zwar im empfohlenen Bereich, aber unter dem vom Hersteller angegebenen Höchstwert.

Vermutlich wird die Schneidleistung proportional zur Schneidkopfdrehzahl zurück gehen. Weil das Drehmoment und damit die Meißelkräfte nicht vom Volumenstrom, sondern vom Systemdruck abhängen, sollte die ins Bauteil eingeleitete Kraft F_z hingegen bei Versuchsläufen mit verringerter Schneidkopfdrehzahl die gleiche sein wie bei Versuchen mit maximaler Drehzahl. Die Grenzen der oben definierten Bereiche sollten sich nicht verschieben.

Um Klarheit zu schaffen, wie sich eine Reduktion der Schneidkopfdrehzahl tatsächlich auf die Schneidleistung oder die in den Betonkörper eingeleitete Kraft auswirkt, wurden einige Versuche mit verschiedenen Vorschubkräften von 2 kN bis etwa 10 kN und Schneidkopfdrehzahlen nahe der empfohlenen Mindestdrehzahl und darunter durchgeführt. Der Volumenstrom Q war bei den Versuchen nicht direkt messbar; deshalb wurde er gemäß Gleichung 2.4 aus der Schneidkopfdrehzahl n_s und dem Schluckvolumen V des Fräsenmotors nach Gleichung 5.3 errechnet.

$$Q = 1,76 \cdot V \cdot n_s \quad (5.3)$$

Gleichung 5.3: Berechnung des Volumenstroms

Aufgrund der Untersetzung durch das Getriebe der Fräse dreht sich der Schneidkopf langsamer als der Fräsenmotor; daher geht in die Berechnung der Motordrehzahl das Übersetzungsverhältnis 1,76 als Faktor ein. Als Grundlage für die Auswertung dienen insgesamt acht Versuchsläufe mit mittleren Volumenströmen Q von 59 l/min, 72 l/min und 79 l/min, davon drei aus der zweiten Versuchsreihe und fünf ergänzende Läufe der dritten Reihe. Allerdings sind die Läufe 6 und 8 zwei Teile eines unterbrochenen Versuchslaufs, bei dem der Exzenterbolzen brach. Weil infolgedessen die Messwerte verfälscht sind, werden diese Läufe nicht in die Auswertungen einbezogen. Wie in den vorigen Auswertungen sind auch hier alle Versuchsläufe mit gleichen Einstellungen durch Mittelung zusammengefasst.

Zunächst gilt das Augenmerk der in den Betonkörper eingeleiteten Kraft F_Z , da hier keine Änderungen erwartet wurden. Im bereits bekannten Schaubild in Abbildung 5.12 ist F_Z über der Vorschubkraft F_X angetragen. Zusätzlich zu den Ergebnissen der für die vorige Auswertung herangezogenen zwanzig Versuchsläufe mit maximalem Volumenstrom sind die Messergebnisse der acht Läufe dieser Auswertung eingezeichnet. Die Legende zum Diagramm erklärt, zu welchem Volumenstrom Q ein Datenpunkt gehört.

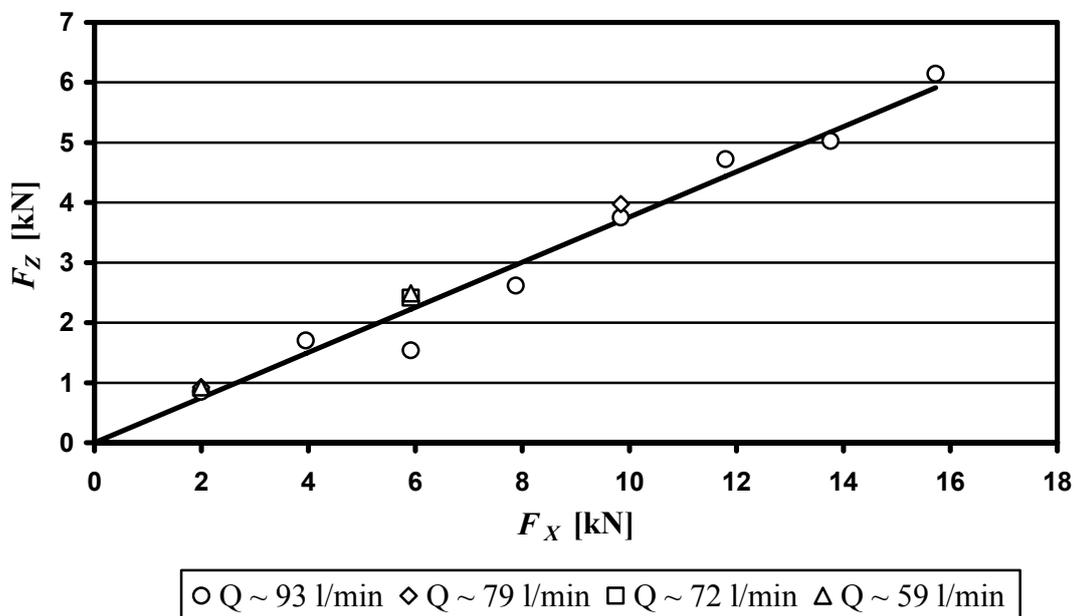


Abbildung 5.12: Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung (2)

Wie erwartet folgen die Messwerte der Versuchsläufe mit reduziertem Volumenstrom demselben linearen Verlauf wie die der übrigen Versuchsläufe; signifikante Abweichungen sind nicht zu erkennen. Wie bereits vermutet hängt also die Kraft F_Z nicht von Volumenstrom und der Schneidkopfdrehzahl ab.

Untersucht man ebenso die jeweiligen Schneidleistungen S , dann ergibt sich das in Abbildung 5.13 gezeigte Schaubild.

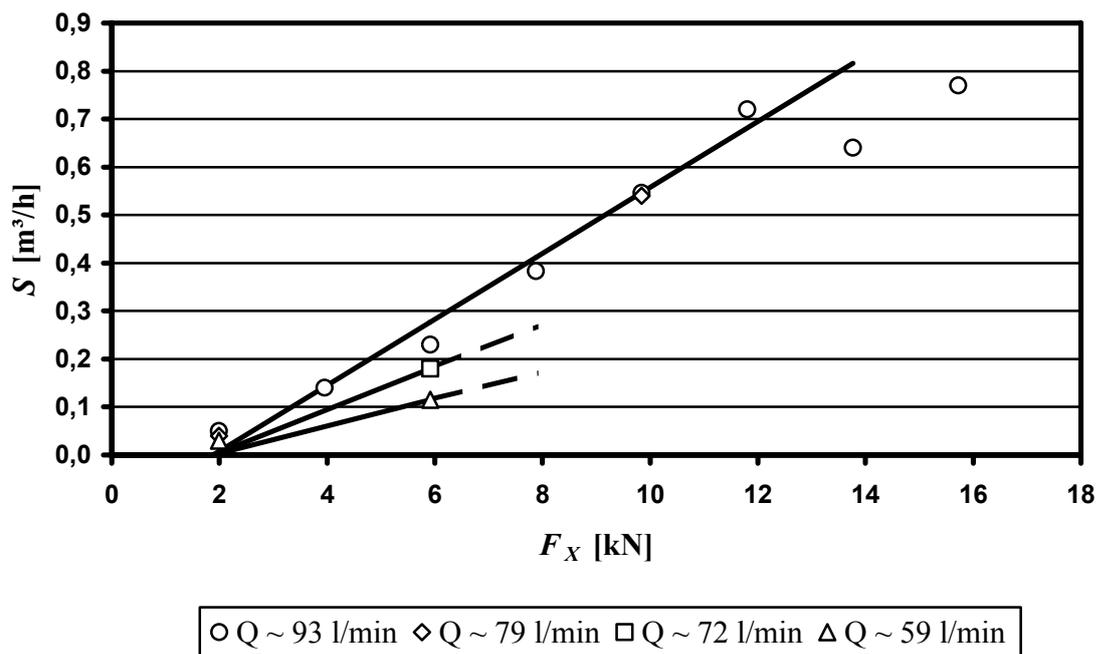


Abbildung 5.13: Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung (2)

Trotz der geringen Anzahl ausgewerteter Versuchsläufe sind dem Diagramm zwei wichtige Zusammenhänge zu entnehmen. Zum einen geht die Schneidleistung im untersuchten Bereich der Vorschubkraft mit abnehmendem Volumenstrom wie erwartet zurück. Je niedriger der Volumenstrom und damit die Schneidkopfdrehzahl, desto kleiner auch die Schneidleistung. Allerdings liegt die Schneidleistung der Versuche mit einem Volumenstrom von 79 l/min nur knapp unter denen der Versuchsläufe mit maximalem Volumenstrom. Die sicherlich vorhandene Abnahme der Schneidleistung wird hier vermutlich infolge der geringen Zahl an Versuchsläufen durch die Messwertstreuung verschleiert.

Zum anderen sind alle bei einer Vorschubkraft von 2 kN erzielten Schneidleistungen nur unwesentlich größer als Null und zudem nahezu gleich. Die als Übergang zwischen Bereich 1 und 2 definierte Mindestvorschubkraft hängt also tatsächlich nicht vom Volumenstrom ab. Da Versuchsläufe mit reduziertem Volumenstrom nur bis zu Vorschubkräften von etwa 10 kN durchgeführt wurden, geben die Versuchsergebnisse keinen Aufschluss über etwaige Auswirkungen auf die Lage der Übergänge zu den Bereichen 3 und 4. Den vorangegangenen Aus-

wertungen zufolge bestimmt aber – bei gleichartigen Materialien – der maximale Systemdruck als einzige Einflussgröße diese Bereichsübergänge; deshalb lässt sich die Unabhängigkeit der Übergänge zu den Bereichen 3 und 4 vom Volumenstrom zwar nicht nachweisen, sie ist aber wohl zu vermuten.

Das im Anschluss an die grundlegenden Auswertungen aus Unterkapitel 5.3 gezeigte Schaubild mit den schematisierten Kurvenverläufen für Schneidleistung und Kraft in z-Richtung, angetragen über der Vorschubkraft, lässt sich durch die neuen Erkenntnisse ergänzen. Abbildung 5.14 zeigt das erweiterte Diagramm:

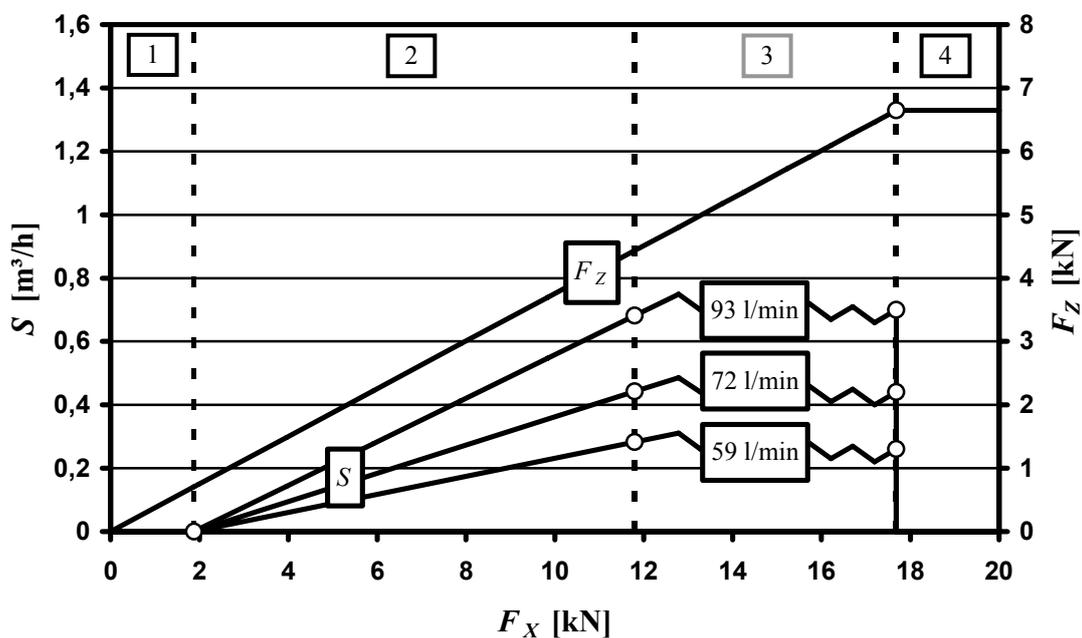


Abbildung 5.14: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (3)

Während die Kraft F_z unabhängig vom Volumenstrom immer demselben Verlauf folgt, ersetzt eine Kurvenschar die Schneidleistungskurve. Alle Kurven der Schar sind einander ähnlich, nur die Steigung der Geraden im Bereich 2 variiert je nach Volumenstrom. Im Diagramm sind die zu den geprüften Volumenströmen gehörigen Scharcurven eingezeichnet. Es sei abermals darauf hingewiesen, dass die Kurvenverläufe bei reduziertem Volumenstrom ab einer Vorschubkraft von 10 kN sowie deren Übergänge zwischen den Bereichen 2, 3 und 4 auf einer Vermutung basieren und nicht durch Versuche belegt sind.

5.5 Die Seitwärtsbewegung der Fräse

Üblicherweise verwendet man Fräsen mit Querschneidkopf zum flächigen Materialabbau. Das Trägergerät schwenkt die Fräse über die bearbeitete Fläche; dabei trägt der rotierende

Schneidkopf das Material Schicht für Schicht ab. Die jeweils abgetragenen Schichten sind verhältnismäßig dünn. Ganz anders bei Rettungseinsätzen. Um die eingestürzten Strukturen nicht unnötig zu schwächen entfernt man Trümmer nicht im Ganzen, sondern man schafft kleine Öffnungen, durch die Rettungskräfte zu Verschütteten vordringen können. Um solch einen Durchbruch zu schaffen, bräuchte man nur ohne Seitwärtsbewegung senkrecht zur Oberfläche durchs Material zu fräsen. Schon vergleichsweise kleine Geräte wie die WS 30 fräsen Querschnitte, die als Durchgang für einen Menschen ausreichen. Das Getriebe zwischen den beiden Schneidtrommeln eines Querschneidkopfs verhindert aber tiefes Eindringen. Ohne Seitwärtsbewegung stößt beispielsweise das 13 cm breite Gehäuse der Fräse WS 30 schon nach knapp 9 cm Frästiefe am Material an. Da Bauteile wie Decken oder Wände normalerweise viel dicker sind, muss man die Fräse für einen Durchbruch seitwärts bewegen, um auch das am Getriebegehäuse anstehende Material zu entfernen. Diese Aufgabe übernimmt im Versuchsaufbau der elektrisch angetriebene Exzenter, der die Fräse etwa 15 cm in y -Richtung hin und her verschiebt. Dabei erzwingt der Elektromotor als Antrieb des Exzenterers unabhängig von der benötigten Kraft gleich bleibende Exzenterdrehzahlen.

Die Geschwindigkeit der Seitwärtsbewegung wurde anfänglich nicht für wichtig erachtet. Deshalb sollten ursprünglich alle Versuchsläufe mit der höchsten Exzenterdrehzahl, also mit 4,3 Umdrehungen je Minute durchgeführt werden. Der plötzliche Anstieg der Kraftmesswerte beim Bruch des Exzenterbolzens während Versuchslauf 6 zeigte jedoch die Notwendigkeit, auch die Auswirkungen der Geschwindigkeit der seitlichen Fräsenbewegung auf die Versuchsergebnisse zu untersuchen. Um den Einfluss der Seitwärtsbewegung der Fräse zu studieren wurden deshalb die vier anfänglich geplanten Versuchsreihen um eine fünfte Reihe ergänzt. Versuchsreihe 5 besteht aus zwei Teilen. Die Läufe der Versuchsreihe 5a wurden mit etwa 10 kN Vorschubkraft durchgeführt, die Läufe der Reihe 5b mit etwa 8 kN. Jeder Teil umfasst fünf Versuchsläufe, die alle mit der maximalen Schneidkopfdrehzahl durchgeführt wurden. Von Lauf zu Lauf nimmt die Exzenterdrehzahl stufenweise von 4,3 auf etwa 1,1 Umdrehungen je Minute ab. Bei der Datensichtung erwiesen sich die Läufe 41 und 42 der Reihe 5a als zu kurz für brauchbare Ergebnisse. Sie entfallen aus der Auswertung, sodass der Umfang dieser Reihe mit nur drei verwertbaren Läufen sehr klein ist. Insgesamt bilden also acht Versuchsläufe die Datenbasis für diese Auswertung.

Den vorigen Auswertungen entsprechend wird nun untersucht, wie sich eine Änderung der Exzenterdrehzahl auf die Schneidleistung und auf die Kraft in z -Richtung auswirkt. In Abbildung 5.15 ist die in den Versuchsläufen erreichte Schneidleistung S über der Exzenterdrehzahl n_E aufgetragen. Die Werte der Reihe 5a sind als Rauten eingezeichnet, die Werte der Reihe 5b als Quadrate. Augenscheinlich hat die Variation der Exzenterdrehzahl keinen sonderlichen Einfluss auf die Schneidleistung. Bis auf leichte Schwankungen liegen alle Schneidleistungen einer Versuchsreihe auf gleichem Niveau, die Werte der Reihe 5a liegen aufgrund der größeren Vorschubkraft über denen der Reihe 5b. Wegen der bei allen Läufen der fünften Reihe gleichen Schneidkopfdrehzahl war solch ein Ergebnis zu erwarten.

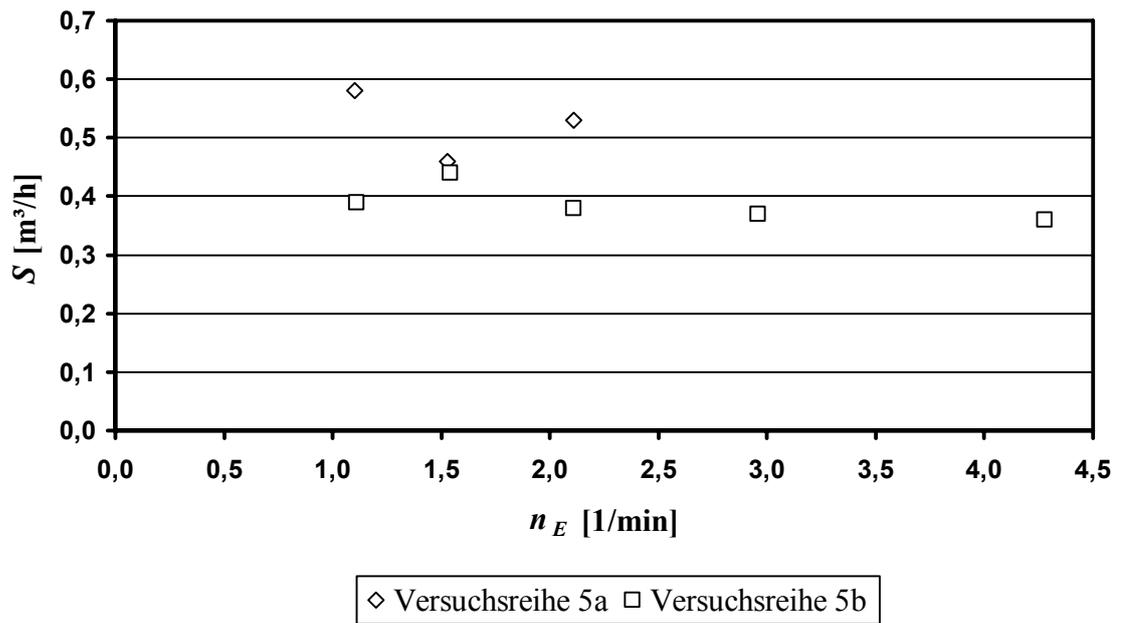


Abbildung 5.15: Zusammenhang von Exzenterdrehzahl und Schneidleistung

Wie die Untersuchungen von Abschnitt 5.3.3 ergaben, sind die Kräfte F_Z und F_X zueinander proportional. Ebenso wie die Schneidleistung sollte also auch F_Z bei gleicher Vorschubkraft unabhängig von der Exzenterdrehzahl sein. Trägt man die Kraft F_Z über der Exzenterdrehzahl n_E an, wären also konstante Werte zu erwarten. Wie das Schaubild in Abbildung 5.16 zeigt, haben die gemessenen Kraftwerte aber einen anderen Verlauf.

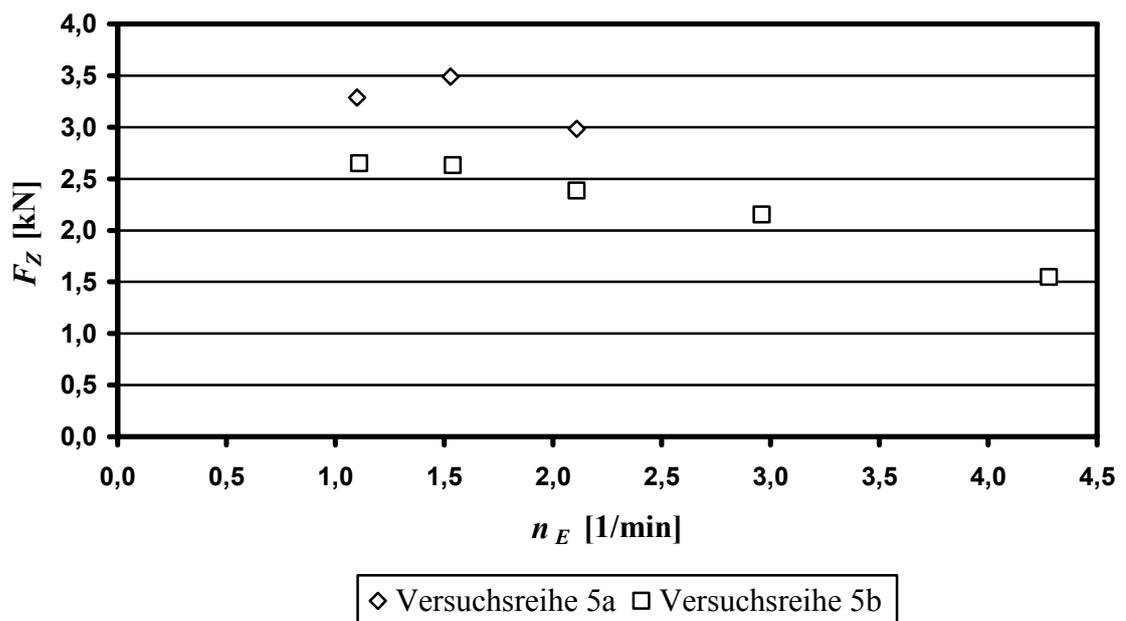


Abbildung 5.16: Zusammenhang von Exzenterdrehzahl und Kraft in z-Richtung

An beiden Messreihen, vor allem aber an den Messwerten der Reihe 5b ist gut zu erkennen, dass die Kraft F_Z wider Erwarten mit abnehmender Exzenterdrehzahl zunimmt statt gleich zu bleiben. Verringert man die Exzenterdrehzahl von maximal 4,3 auf etwa 1,1 Umdrehungen je Minute, wächst die Kraft bei Reihe 5b von ungefähr 1,5 kN auf mehr als 2,6 kN; sie wird also um den Faktor 1,7 größer. Angesichts dieser Versuchsergebnisse stellt sich die Frage, wie der Anstieg von F_Z mit abnehmender Exzenterdrehzahl zu erklären ist und ob er die Annahme widerlegt, Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung seien proportional.

Den Schlüssel zur Antwort auf diese Fragen findet man, wenn man die Bewegung der Fräse detailliert betrachtet und dabei die auf die Fräse wirkenden Kräfte berücksichtigt. Es gibt nicht nur einen Vorschub in x-Richtung, sondern der Exzenter verschiebt die Fräse zwischen zwei Umkehrpunkten in y-Richtung hin und her; sie bewegt sich im Versuchsaufbau also in zwei Richtungen. Mit den seitlich am Schneidkopf angebrachten Meißeln baut die Fräse deshalb nicht nur vorwärts in x-Richtung, sondern auch seitwärts Material ab. Nach Newton bedarf es dazu einer Kraft F_Y in y-Richtung als Pendant zu den Meißelkräften.

Da die in x-Richtung wirkende Vorschubkraft F_X bei allen Versuchsläufen der fünften Reihe gleich war, scheidet sie als Erklärung des Anstiegs der Kraft F_Z bei kleinen Exzenterdrehzahlen aus; deshalb sollen die folgenden Ausführungen klären, ob die aus Symmetriegründen bislang nicht ausgewertete Kraft F_Y als Ursache in Frage kommt. Im Gegensatz zur Vorschubkraft ist die seitwärtige Kraft im Versuchsaufbau nicht konstant, sondern hängt von mehreren Einflussgrößen ab, die sich teilweise sogar wechselseitig beeinflussen. Anhand von vier Beispielen werden zunächst die verschiedenen Einflussgrößen und deren Auswirkungen auf die Kraft F_Y erklärt; anschließend werden die Erkenntnisse zur Beschreibung der komplizierten Sachverhalte der Fräsenbewegung im Versuchsstand zusammengeführt. Für alle Beispiele gelten gleich bleibende Materialeigenschaften und konstante Schneidkopfdrehzahlen; auch sei ausgeschlossen, dass Fräse oder Hydraulikanlage ihre technischen Grenzen erreichen.

5.5.1 Seitwärtsbewegung ohne Vorschub

Im ersten Beispiel wird der Fall betrachtet, dass sich die Fräse ausschließlich in y-Richtung bewegt. Abbildung 5.17 zeigt oben die Draufsicht einer stilisierten Fräse mit Querschneidkopf. Die Drehachse des Schneidkopfs ist als Punkt-Strich-Linie eingezeichnet. Die Meißel des Schneidkopfs sind als Dreiecke angedeutet; schwarz ausgefüllte Dreiecke symbolisieren dabei in der dargestellten Situation eingreifende Meißel, unausgefüllte Dreiecke stehen für nicht am Materialabbau beteiligte Meißel. Die Fräse baue mit konstanter Geschwindigkeit v_Y entlang der Frässtrecke Δy Material ab – in der Zeichnung veranschaulicht durch einen Pfeil. Dabei wirke auf die Fräse keine Kraft in x-Richtung, die Fräse dringe in dieser Richtung nicht weiter ins Material ein, die Frästiefe Δx sei also konstant. Je nach Geschwindigkeit v_Y benötige die Fräse die Zeit T , um die Frässtrecke Δy zu durchlaufen.

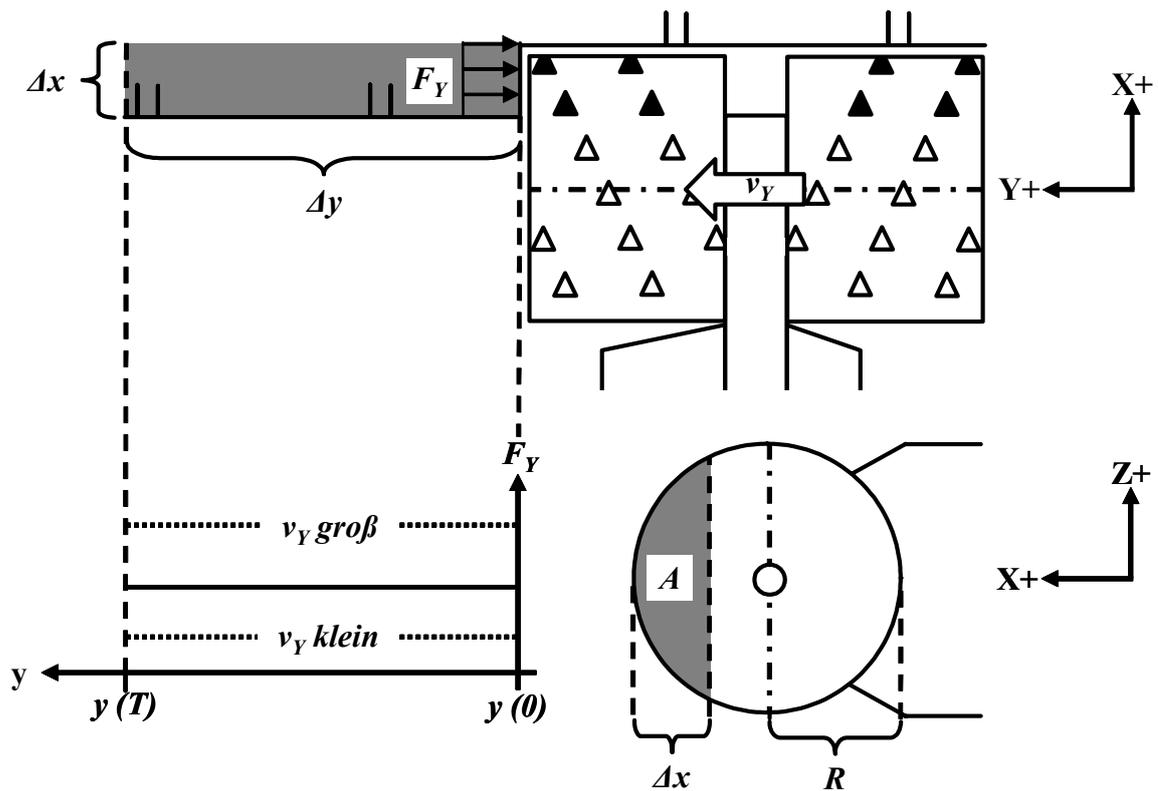


Abbildung 5.17: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in y-Richtung

Das im Bild grau hinterlegte Abbauvolumen ergibt sich als Produkt aus der seitlichen Abbaufäche A und der Frässtrecke Δy . Die seitliche Abbaufäche folgt aus der Geometrie des Schneidkopfs und der Frästiefe Δx , wie die Seitenansicht der stilisierten Fräse (ohne Meißel) unten rechts im Bild zeigt. Definiert man die auf die Zeit bezogene Menge des seitwärts abgebauten Materials als Schneidleistung S_Y , so ist S_Y bei gleich bleibender Frästiefe über die gesamte Frässtrecke konstant. Die Schneidleistung S_X in x-Richtung ist konstant Null. Nach den bisherigen Erkenntnissen wächst die zum Materialabbau nötige Kraft ab einer gewissen Mindestkraft proportional zur Schneidleistung. Da die Mindestkraft bei vorgegebener Vorschubgeschwindigkeit nie unterschritten wird, erfordert die konstante Schneidleistung S_Y eine ebenfalls konstante Kraft F_Y . Das Diagramm links unten in Abbildung 5.17 zeigt qualitativ den konstanten Verlauf von F_Y , dargestellt als durchgezogene Linie. Da es sich nur um eine Prinzipskizze handelt, sind keine Skalierungen angegeben.

Die für den Abbauvorgang längs der Strecke Δy benötigte Zeit T ist umgekehrt proportional zur Geschwindigkeit v_Y , mit der sich die Fräse in y-Richtung bewegt. S_Y wächst also proportional zu v_Y . Ein Zuwachs der Schneidleistung S_Y erfordert einen dazu proportionalen Anstieg der Kraft F_Y ; F_Y ist also ebenfalls proportional zu v_Y . Im Diagramm ist diese Beziehung zwischen F_Y und v_Y durch zwei parallel verschobene, gestrichelte Geraden angedeutet.

5.5.2 Seitwärtsbewegung mit konstantem Vorschub

Das zweite Beispiel ähnelt dem ersten mit dem Unterschied, dass auf die Fräse zusätzlich eine konstante Vorschubkraft F_X in x-Richtung wirke. Wie Abbildung 5.18 zeigt, befinde sich die Fräse zum Zeitpunkt $t = 0$ am Anfang der Frässtrecke Δy im Querschnitt und bewege sich mit gleich bleibender Geschwindigkeit v_Y in Richtung der positiven y-Achse. Die Kraft F_X sei größer als die Mindestvorschubkraft; sie ist als betonkörperseitige Reaktionskraft eingezeichnet. Zu Beginn des Fräsvorgangs sei die Fräse noch nicht in x-Richtung ins Material eingedrungen, die seitliche Abbaufäche $A(0)$ und damit die seitwärtige Kraft $F_Y(0)$ seien also Null.

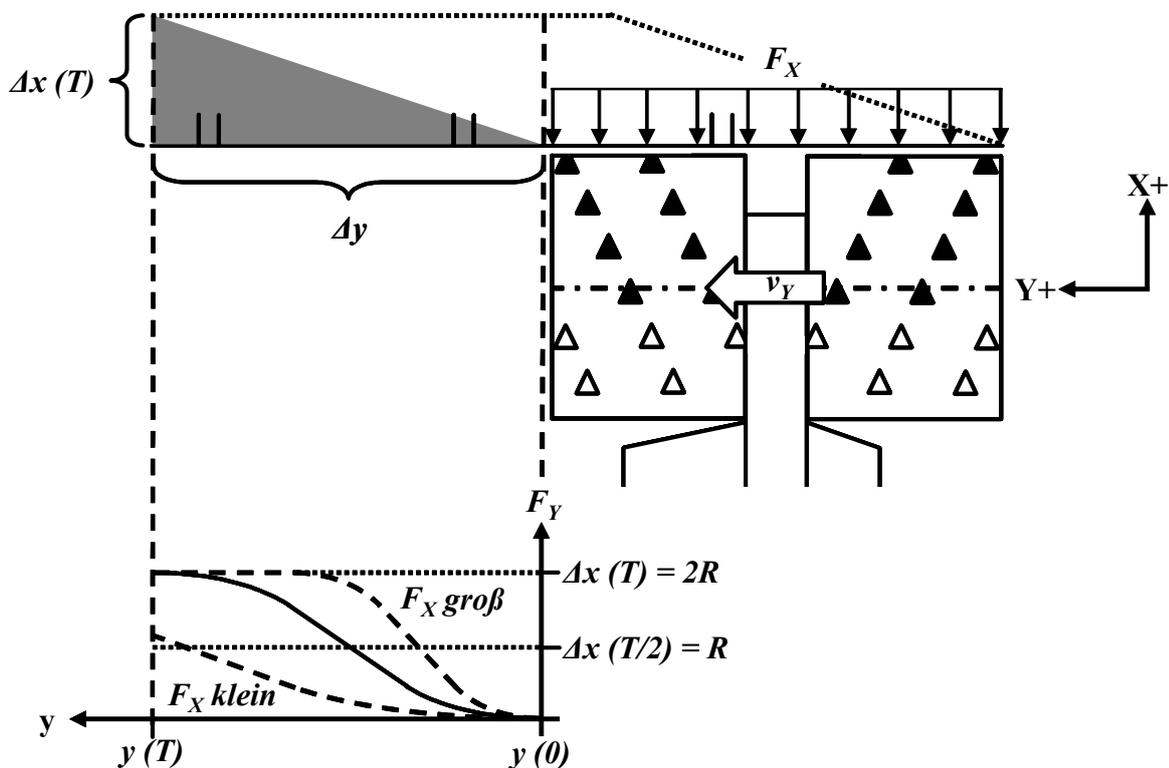


Abbildung 5.18: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (1)

Durch die Kraft F_X baut die Fräse bei ihrer Bewegung entlang der Frässtrecke Δy auch in x-Richtung gleichmäßig Material ab; die Schneidleistung S_X in x-Richtung ist also konstant größer als Null. Daher dringt die Fräse umso weiter in x-Richtung ins Material vor, je weiter sie sich entlang der Frässtrecke in y-Richtung bewegt. Die Frästiefe Δx ist somit nicht konstant, sondern wächst von anfänglich Null proportional zum Fräsfortschritt in y-Richtung bis zu ihrem Maximum $\Delta x(T)$ am Ende der Frässtrecke. Die veränderliche Frästiefe $\Delta x(t)$ ist in der Zeichnung als graue Fläche dargestellt, das insgesamt heraus gefräste Volumen als gepunktete Umrandung. Mit zunehmender Frästiefe wachsen auch die seitliche Abbaufäche A und damit – wie im ersten Beispiel dargelegt – die Schneidleistung S_Y und die zum Materialabbau benötigte, seitwärtige Kraft F_Y . Aufgrund des kreisförmigen Schneidkopfquer-

schnitts folgt der Zuwachs aller drei Größen allerdings keinem geraden, sondern einem dem Flächenzuwachs des als seitliche Abbaufäche bezeichneten Kreissegments A proportionalen, gekrümmten Kurvenverlauf. Das in Abbildung 5.18 enthaltene Diagramm zeigt den Verlauf der Kraft F_Y für den theoretischen Fall, dass die am Ende der Frässtrecke erreichte, maximale Frästiefe $\Delta x(T)$ genau dem Durchmesser des Schneidkopfs entspricht. Die Kurve ist als durchgezogene Linie dargestellt. Übliche Frästiefen sind allerdings viel kleiner; der tatsächliche Kurvenverlauf der drei Größen wird sich daher auf den rechten Bereich des Diagramms beschränken.

Eine Erhöhung von F_X bewirkt ein schnelleres Eindringen der Fräse in x-Richtung, denn gemäß den Erkenntnissen aus Unterkapitel 5.3 zur optimalen Vorschubkraft wächst die Schneidleistung S_X und damit die Schnitttiefe der Meißel proportional zur Kraft in x-Richtung. Mit wachsender Schnitttiefe steigt auch die Kurve von F_Y steiler bis zu ihrem Maximum an, der Kurvenverlauf bleibt aber ähnlich. Im Diagramm ist dieser Zusammenhang für Kräfte F_X , die größer oder kleiner als die Referenzkraft sind, mit zwei gestrichelten Kurven angedeutet. Das Maximum von F_Y würde theoretisch erreicht, wenn die Frästiefe $\Delta x(t)$ irgendwann dem Schneidkopfdurchmesser entspräche. Dann gliche die seitliche Abbaufäche $A(t)$ der Querschnittsfläche des Schneidkopfs, die seitwärtige Kraft F_Y nähme ab diesem Zeitpunkt unabhängig von F_X einen konstanten Wert an. In Wirklichkeit kommt dieser Fall jedoch nicht vor.

Im Gegensatz zum ersten Beispiel wirkt sich eine Veränderung der Geschwindigkeit v_Y nun auf zweierlei Weise aus. Zum einen bewirkt ein größeres v_Y zwar eine höhere Schneidleistung S_Y in y-Richtung; zum anderen bewirkt das größere v_Y aber auch eine geringere Änderung der Frästiefe Δx , denn die Schneidleistung S_X in x-Richtung hängt nur von der konstanten Kraft F_X , nicht aber von v_Y ab. Deshalb nimmt durch die kürzere Dauer T des Fräsvorgangs zwangsläufig die Frästiefe Δx in x-Richtung und folglich die Menge des insgesamt in dieser Richtung abgebauten Materials ab. Bei höherem v_Y erzwingt die höhere Schneidleistung in y-Richtung somit eine Zunahme von F_Y , die geringere Frästiefe in x-Richtung aber eine Abnahme von F_Y ; die Wirkungen sind also einander entgegengesetzt. Betrachtet man die Ergebnisse der Versuche zum Zusammenhang zwischen Schneidleistung und Exzenterdrehzahl, scheinen sich diese beiden Effekte – unter den bei den Versuchen gegebenen Bedingungen – bezüglich der Schneidleistung gegenseitig aufzuheben, da kein Unterschied der Gesamtschneidleistung S als Summe von S_X und S_Y zwischen Versuchsläufen mit hoher und niedriger Exzenterdrehzahl festzustellen ist. Nach den bisherigen Erkenntnissen würde eine Verdoppelung der Geschwindigkeit v_Y bei gleicher Frästiefe eine Verdopplung der seitlichen Kraft F_Y bewirken. Gleichzeitig hätte sie aber eine Halbierung des Frästiefenzuwachses zur Folge. F_Y ist proportional zu der von der Frästiefe bestimmten seitlichen Abbaufäche. Durch den kreisförmigen Schneidkopfquerschnitt wächst die seitliche Abbaufäche A unterschiedlich stark mit der Frästiefe Δx ; nur durch Zufall würden sich also die beiden Effekte bezüglich der Kraft F_Y gegeneinander aufheben. Obwohl keine allgemeingültige Aussage möglich ist, kann man doch festhalten,

dass die Kraft in y-Richtung mit zunehmender Frästiefe wächst; dabei besteht zwischen den beiden Größen kein linearer Zusammenhang.

5.5.3 Seitwärtsbewegung mit konstantem Vorschub und schrägem Fräsprofil

Das dritte Beispiel dient der gedanklichen Hinführung zur wechselseitigen Bewegung der Fräse im Versuchsaufbau, es ist aber eigentlich nur eine Fortsetzung des zweiten Beispiels. Alle Bedingungen seien gleich, allerdings habe die Fräse vor dem betrachteten Zeitpunkt die Frässtrecke Δy bereits einmal mit gleich bleibender Geschwindigkeit v_y in umgekehrter Richtung durchlaufen. Durch den gleichmäßigen Materialabbau in x-Richtung während dieses Fräsvorgangs sei das Fräsprofil entlang der Frässtrecke nun nicht mehr parallel zur y-Achse, sondern verlaufe schräg dazu, wie Abbildung 5.19 zeigt. Zur Zeit $t = 0$ bewege sich die Fräse wieder mit konstanter Geschwindigkeit v_y in Richtung der positiven y-Achse.

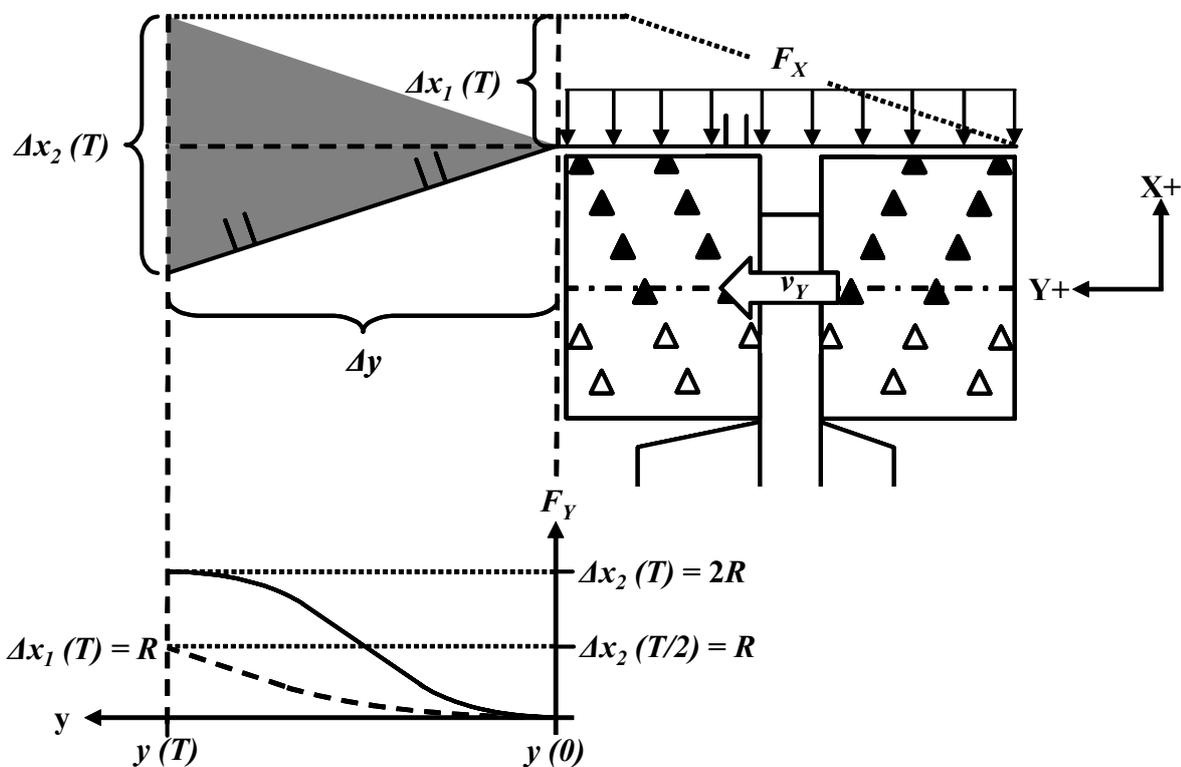


Abbildung 5.19: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (2)

Infolge des schrägen Fräsprofils wachsen die Frästiefe Δx und somit auch F_y verglichen mit dem vorigen Beispiel nun zweimal so schnell; bei sonst gleichen Bedingungen steigt die Kurve der seitlichen Kraft also steiler an. In Abbildung 5.19 wird dies mit zwei Kurvenverläufen von F_y verdeutlicht. Die durchgezogene Linie steht für den Kurvenverlauf bei schrägem Fräsprofil unter der Annahme, dass die Frästiefe $\Delta x_2(T)$ am Ende der Frässtrecke Δy wiederum gleich dem Schneidkopfdurchmesser ist. Entsprechende Frästiefen sind auf der rechten Seite des Diagramms angetragen. Wäre das Fräsprofil hingegen parallel zur y-Achse, ergäbe sich der flachere, gestrichelte Kurvenverlauf; die Frästiefe $\Delta x_1(T)$ am Ende der Fräs-

strecke wäre bei sonst gleichen Voraussetzungen nur halb so groß. Die Gestalt des Fräsprofils wirkt sich also entscheidend auf den Kurvenverlauf der seitwärtigen Kraft aus.

5.5.4 Seitwärtsbewegung unter realistischen Bedingungen

Bei realen Querschneidköpfen beschreibt die alle Meißelspitzen umhüllende Fläche keinen vollständig zylindrischen Körper, sondern die Meißel sind so angebracht, dass die Übergänge zwischen Zylindermantel und -grundfläche ausgerundet sind. Im Querschnitt hat solch ein Schneidkopf keine rechteckige Form, sondern eine Gestalt wie in Abbildung 5.20. Für Beispiel 4 gelten die gleichen Bedingungen wie beim dritten Beispiel; allerdings wird realistisch vorausgesetzt, dass die Frästiefe Δx viel kleiner sei als der Schneidkopfradius R_S .

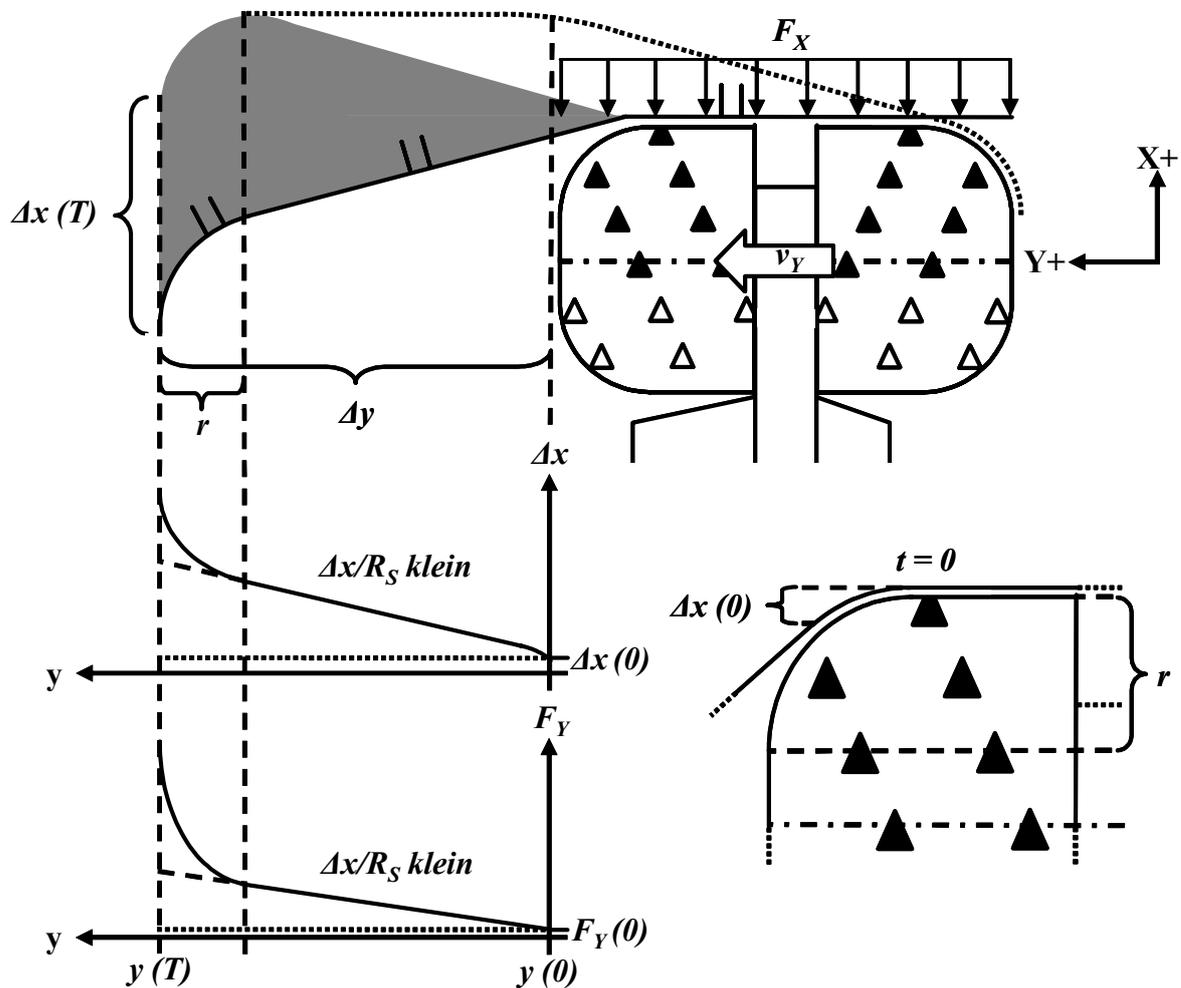


Abbildung 5.20: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (3)

Aus der in der Zeichnung grau hinterlegten Fläche ist zu entnehmen, dass sich die Gestalt des Fräsprofils am Anfang und am Ende der Frässtrecke Δy durch die ausgerundete Form des Schneidkopfs gegenüber dem vorangegangenen Beispiel verändert. Bezeichnet man die Position $y(0)$ der Fräse unabhängig vom Fräsfortschritt in x-Richtung als rechten und $y(T)$ als lin-

ken Umkehrpunkt, so ist das Fräsprofil zwischen den beiden Umkehrpunkten im Querschnitt nun keine zur y -Achse geneigte, durchgängige Gerade mehr, sondern es folgt beidseitig einer Kurve, die aus der Überlagerung des Schneidkopfquerschnitts mit der Bewegung der Fräse in x -Richtung entsteht.

Die veränderte Gestalt des Fräsprofils wirkt sich auf den Verlauf von F_Y auf zweierlei Weise aus. Abgesehen vom Randbereich nahe beim rechten Umkehrpunkt wächst die Frästiefe Δx zum einen während der Fräsenbewegung vom rechten zum linken Umkehrpunkt nur so lange proportional zum Fräsfortschritt in y -Richtung, bis die linke Schneidkopfseite um die Länge des Radius r der Ausrundung des Schneidkopfs vom linken Umkehrpunkt entfernt ist. Ab dann nimmt Δx bis zum Maximum im linken Umkehrpunkt überproportional zu. Nach den bisherigen Erkenntnissen wächst dem zufolge auch F_Y in diesem Bereich überproportional. Die Diagramme in Abbildung 5.20 zeigen näherungsweise die Kurvenverläufe von Δx und F_Y in Abhängigkeit vom Fräsfortschritt in y -Richtung. Beide Kurven ähneln sich; Unterschiede ergeben sich aus dem unproportionalen Zusammenhang zwischen Δx und F_Y über die seitliche Abbaufäche A . Je nach Schneidkopfgeometrie und Frästiefe ändern sich die Kurvenverläufe, grundsätzliche Tendenzen bleiben aber erhalten. Erst wenn die Frästiefe $\Delta x(T)$ im linken Umkehrpunkt größer wäre als der Schneidkopfdurchmesser, erreichte die Kraft F_Y ihr Maximum bereits vor dem linken Umkehrpunkt. Interessant ist zum anderen die Situation am rechten Umkehrpunkt zu Beginn des Fräsvorgangs in Richtung der positiven y -Achse. Unten rechts zeigt Abbildung 5.20 einen vergrößerten Ausschnitt des Schneidkopfs zu diesem Zeitpunkt. Man erkennt, wie sich das beim Fräsen in negativer y -Richtung entstandene Fräsprofil bei einer wirklichkeitsnahen Schneidkopfform an den Schneidkopf anschmiegt; deshalb ist die Frästiefe $\Delta x(0)$ und damit die seitliche Abbaufäche $A(0)$ bereits zum Zeitpunkt $t=0$ größer als Null. Die Fräse trifft also im rechten Umkehrpunkt unmittelbar nach dem Richtungswechsel auf einen seitlichen Widerstand und die seitwärtige Kraft F_Y nimmt bereits zum Zeitpunkt $t=0$ Werte größer als Null an. Die reale Schneidkopfform erzeugt daher im Kurvenverlauf der seitwärtigen Kraft eine Verschiebung, deren Vorzeichen von der Bewegungsrichtung abhängt. Die Größe der Verschiebung ergibt sich aus der Frästiefe $\Delta x(0)$, die sich ihrerseits auf die bereits beschriebene Weise aus der in x -Richtung wirkenden Kraft F_X und der Geschwindigkeit der Seitwärtsbewegung v_Y ableitet.

5.5.5 Seitwärtsbewegung bei variabler Seitwärtsgeschwindigkeit

Die vorangegangenen Ausführungen dienten der Herleitung des prinzipiellen Kurvenverlaufs der seitwärtigen Kraft F_Y für den Fall, dass die Fräse in y -Richtung symmetrisch hin und her bewegt wird. In allen vier Beispielen hatte die Fräse eine über die gesamte Frässtrecke Δy gleich bleibende Geschwindigkeit v_Y in y -Richtung. Im Versuchsaufbau bewegt aber ein Exzenter die Fräse mit konstanter Drehzahl seitwärts; deshalb ist die Geschwindigkeit v_Y nicht konstant, sondern sie ändert sich in Abhängigkeit von der Exzenterstellung. Das Maximum von v_Y ergibt sich aus der eingestellten Exzenterdrehzahl.

Die Einführungsbeispiele vermitteln einen Eindruck, wie komplex die Zusammenhänge bereits bei konstanter Geschwindigkeit der Seitwärtsbewegung sind; die Beschreibung aller Veränderungen im Kurvenverlauf der Kraft in y -Richtung bei variabler Seitwärtsgeschwindigkeit wäre äußerst aufwändig. Da die bislang gewonnenen Erkenntnisse grundsätzlich auch bei variablem v_Y gelten, wird auf eine erneute, umfassende Diskussion verzichtet. Sie ist für die ursprüngliche Zielsetzung der Untersuchung auch nicht erforderlich. Stattdessen beleuchten die folgenden Ausführungen zunächst drei wesentliche Auswirkungen einer veränderlichen Seitwärtsgeschwindigkeit, die jeweils am Anfang, in der Mitte und am Ende der Strecke zwischen den beiden Umkehrpunkten in y -Richtung auftreten, bevor der tatsächliche Kurvenverlauf von F_Y schließlich aus den Messdaten ermittelt wird.

Bei konstantem v_Y und gleich bleibender Kraft F_X ist auch die Änderung der Frästiefe Δx über die gesamte Frässtrecke Δy konstant. Ist v_Y aber veränderlich, so variiert die Änderung der Frästiefe je nach momentaner Geschwindigkeit in y -Richtung. Durch den Exzenter angetrieben folgt v_Y im Versuchsaufbau einem sinusförmigen Verlauf; dabei bewegt sich die Fräse in Mittenlage mit maximaler Geschwindigkeit seitwärts, in der Nähe der beiden Umkehrpunkte dagegen nur sehr langsam. Befindet sich die Fräse nahe dem Anfang der Frässtrecke Δy ist v_Y also sehr klein, und die Fräse dringt fast ausschließlich in x -Richtung ins Material vor. Dadurch vergrößert sich die seitliche Abbaufäche $A(t \approx 0)$ viel schneller als bei konstantem v_Y mit der Folge, dass auch F_Y schon bei kleinem Fräsfortschritt in y -Richtung stark ansteigt. In der Mitte der Frässtrecke bewegt der Exzenter die Fräse sehr schnell seitwärts; deswegen wächst die Frästiefe nur noch wenig an. Der Fräsvorgang ähnelt bei verhältnismäßig großem v_Y nun dem Beispielfall einer reinen Fräsenbewegung in y -Richtung, die Steigung der Kurve von F_Y nimmt ab. Nähert sich die Fräse schließlich dem Ende der Frässtrecke, nimmt F_Y bei konstantem v_Y mit der Frästiefe überproportional zu, da die Menge S_y an seitlich abzubauenem Material pro Zeiteinheit deutlich anwächst. Folgt v_Y aber einem sinusförmigen Verlauf, wirkt die in diesem Bereich schnell abnehmende Seitwärtsgeschwindigkeit dem überproportionalen Zuwachs von S_y umso stärker entgegen, je näher die Fräse dem Umkehrpunkt kommt. Im Umkehrpunkt ist v_Y und damit F_Y Null; die seitwärts gerichtete Kraft wird also bereits maximal, bevor die Fräse das Ende der Frässtrecke erreicht.

Abbildung 5.21 zeigt im oberen Teil qualitativ die Kurvenverläufe von v_Y und Δx , unten die Kurve von F_Y für eine volle Exzenterdrehung. Dabei wurden die drei am Beginn, in der Mitte und am Ende der Frässtrecke auftretenden Effekte berücksichtigt. Die Bedingungen und Benennungen entsprechen dem vorigen Beispiel; allerdings ist anders als bei den bisherigen Schaubildern auf beiden Abszissen nun die Zeit t anstelle der y -Position der Fräse angetragen. Die abgebildete Zeitspanne reicht von $-T$ bis T ; das entspricht der Zeit für ein zweimaliges Durchlaufen der Frässtrecke Δy in entgegengesetzten Richtungen. Im Schaubild von F_Y ist zum Vergleich der bereits bekannte Kurvenverlauf bei konstanter Geschwindigkeit in y -Richtung als gepunktete Linie eingezeichnet. Die Unterschiede der beiden Kurven sind gut zu

erkennen; die Absolutwerte der jeweiligen Kurvenpunkte variieren aber mit den Bedingungen des Fräsvorgangs.

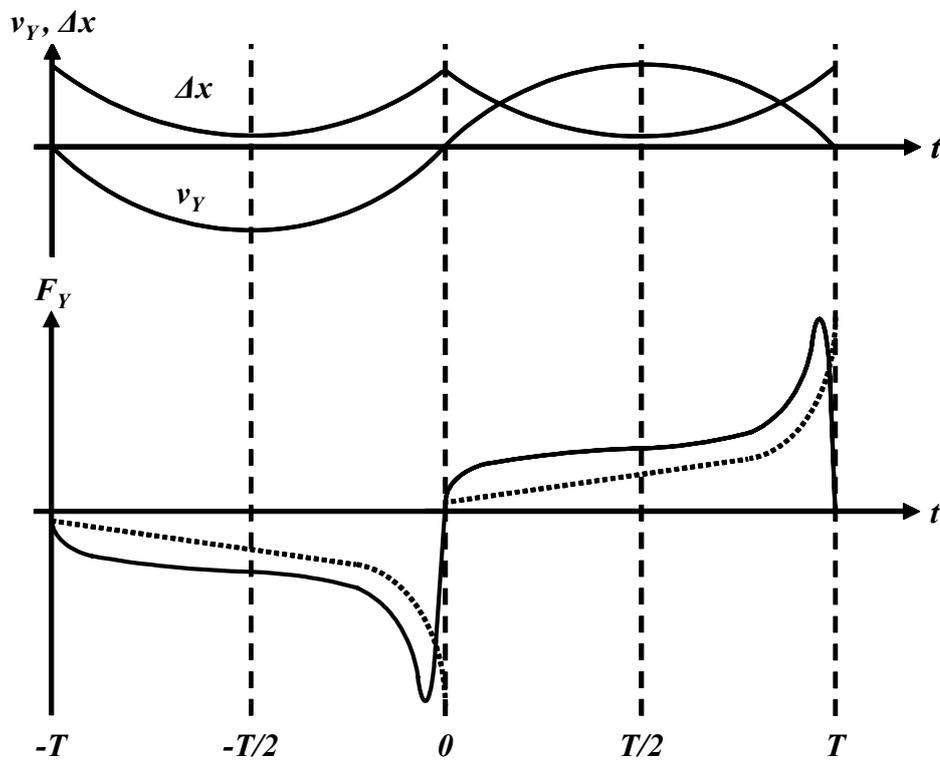


Abbildung 5.21: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (4)

Abbildung 5.22 zeigt zum Vergleich Auszüge aus den in seitwärtiger Richtung gemessenen Kraftwerten bei Lauf 46. Auf der Abszisse ist erneut die Zeit über eine Dauer von ungefähr 40 s angetragen. Diese Zeitpanne entspricht bei einer mittleren Exzenterdrehzahl von 4,28 Umdrehungen je Minute etwa 2,9 Exzenterdrehungen.

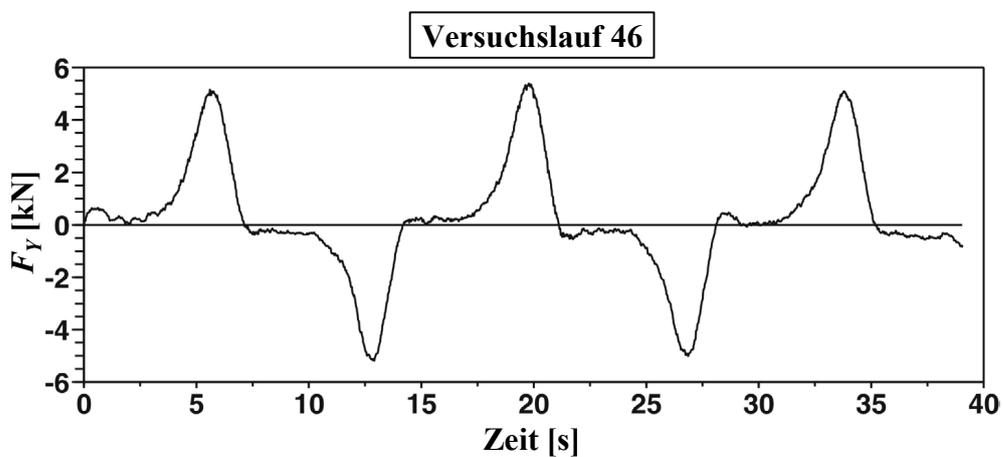


Abbildung 5.22: Seitwärtige Kraft bei Versuchslauf 46

Offensichtlich ähnelt das Schaubild bis auf unbedeutende Abweichungen dem zuvor dargelegten, theoretischen Kurvenverlauf und bestätigt somit die bisherigen Ausführungen. Im Versuchsaufbau verschiebt der Exzenter die Fräse allerdings nur um 15 cm seitwärts. Aufgrund des geringen Wegs steigt die Kurve schon kurz nach den jeweiligen Umkehrpunkten wieder stark an, die Randbereiche sind also sehr ausgeprägt.

Wie wirkt nun eine Veränderung der Exzenterdrehzahl auf den Kurvenverlauf von F_Y ? Mit abnehmender Exzenterdrehzahl würde das Maximum der Geschwindigkeit in y -Richtung kleiner, bei konstanter Kraft in x -Richtung erhöhte sich dadurch die Änderung der Frästiefe pro Zeiteinheit über die gesamte Frässtrecke. Unter den Bedingungen der fünften Versuchsreihe überwöge dabei die Zunahme von F_Y infolge der schneller wachsenden Frästiefe gegenüber der Abnahme infolge der langsameren seitlichen Bewegung; F_Y nähme bei niedrigen Exzenterdrehzahlen also größere Werte an als bei hohen. Zudem sollten sich die Effekte des sinusförmigen Verlaufs von v_Y am Anfang und am Ende der Frässtrecke verstärken, die Abflachung im Kurvenverlauf von F_Y in der Mitte der Frässtrecke hingegen abschwächen. Ein Vergleich der vorigen Kraftmessdaten von Lauf 46 mit denen von Lauf 49, bei dem der Exzenter erheblich langsamer mit nur 1,11 Umdrehungen je Minute rotierte, bestätigt die Richtigkeit dieser Vermutungen. Alle sonstigen Versuchseinstellungen – besonders die Vorschubkraft – waren bei beiden Läufen gleich. Abbildung 5.23 zeigt einen ebenfalls 40 s langen Ausschnitt der Kraftmessdaten von Lauf 49. Bei diesem Lauf entspricht die Zeitspanne fast exakt einer vollen Exzenterdrehung.

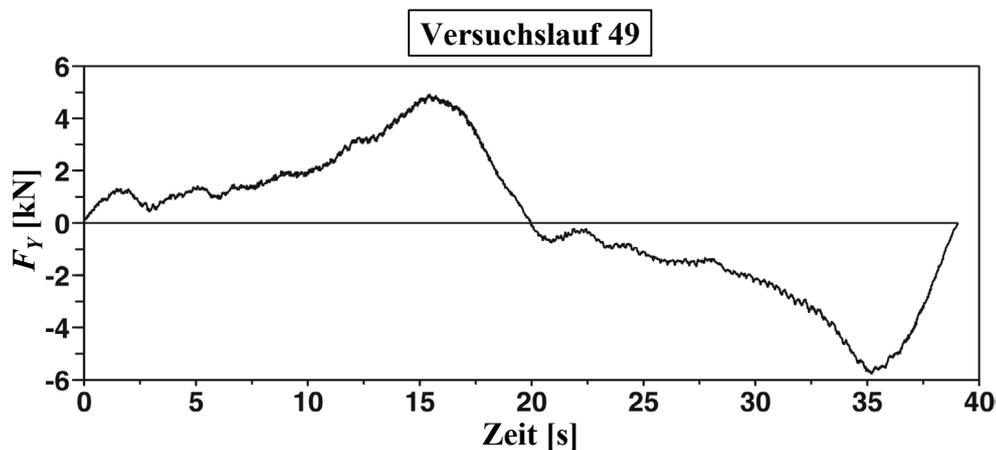


Abbildung 5.23: Seitwärtige Kraft bei Versuchslauf 49

Die beiden Kurvenverläufe zeigen tatsächlich die erwarteten Unterschiede, die Annahmen trafen also zu. Es mag zunächst erstaunen, dass beide Kurven nahezu identische Extremwerte aufweisen, obwohl die Fräse beim Durchlaufen der Frässtrecke aufgrund der geringeren Exzenterdrehzahl bei Lauf 49 weiter in x -Richtung vordringt als bei Lauf 46. Weil der Exzenter die Fräse aber nur um 15 cm in y -Richtung bewegt, weichen die Fräsprofile bei beiden Läufen nur geringfügig voneinander ab, und deshalb unterscheiden sich die Extrema in den Kurven-

verlaufen von F_Y so wenig. Wie die folgenden Ausführungen zeigen, ist aber für die Ziele dieser Untersuchung sehr bedeutsam, dass F_Y unter den gegebenen Bedingungen über die gesamte Frässtrecke bei niedriger Exzenterdrehzahl größere Beträge annimmt als bei hoher.

5.5.6 Proportionalität der Kräfte

Zu Beginn dieses Unterkapitels warf der unerwartete Anstieg der Kraft F_Z bei abnehmender Exzenterdrehzahl zwei Fragen auf, die sich nun beantworten lassen. Die Begründung des Anstiegs erübrigt sich mit der Beantwortung der zweiten Frage, nämlich der nach der Proportionalität zwischen Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung.

Die seitwärtige Kraft F_Y ist aus Symmetriegründen im Mittel gleich Null. Da sich alle vorangegangenen Auswertungen auf über die Zeit gemittelte Größen stützen, galt daher die Kraft F_X in x-Richtung bislang als mittlere Vorschubkraft. Wie die vorigen Ausführungen zeigen, wirkt aber in Wirklichkeit auf die Fräse zu jedem Zeitpunkt eine aus der vektoriellen Summe von F_X und F_Y resultierende Vorschubkraft F_V . Träfe die Annahme zu, wäre F_Z also nicht zu F_X , sondern zu F_V proportional. Da für F_Z der Betrag der resultierenden Vorschubkraft, nicht aber deren Richtung Ausschlag gebend ist, müsste folglich der Zusammenhang

$$c_1 = \frac{\sqrt{F_X(t)^2 + F_Y(t)^2}}{F_Z(t)} = \text{const.} \quad (5.4)$$

Gleichung 5.4: Zusammenhang von resultierender Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung

zu jedem beliebigen Zeitpunkt t einer Messung erfüllt sein. Abbildung 5.24 zeigt in Diagrammform den für jeden Messzeitpunkt berechneten, dimensionslosen Quotienten aus resultierender Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung am Beispiel des Versuchslaufs 46 der fünften Reihe, ausgewertet über eine Messdauer von 100 Sekunden.

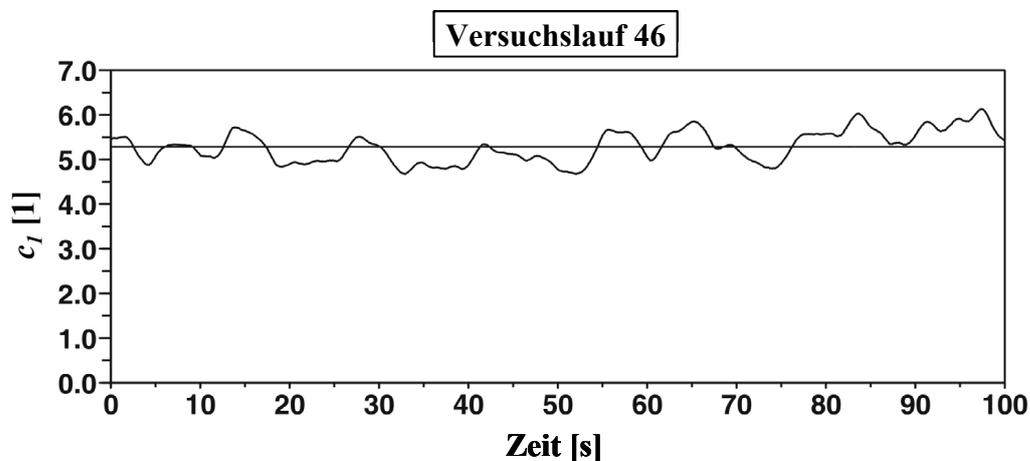


Abbildung 5.24: Quotient aus resultierender Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung

Tatsächlich ergibt sich – unabhängig von der momentanen Fräsenposition – ein nahezu konstanter Kurvenverlauf, die Proportionalität zwischen F_Y und F_Z ist also für den Versuch 46 bestätigt. Die geringfügigen Schwankungen sind auf Messungenauigkeiten und dynamische Effekte zurückzuführen. Die Überprüfung der Annahme liefert auch bei allen anderen Läufen ähnliche Ergebnisse, sie ist also anscheinend allgemeingültig. Da F_X bei allen Läufen der Reihen 5a und 5b jeweils konstant ist, F_Y aber nachweislich mit abnehmender Exzenterdrehzahl anwächst, wird der Betrag von F_Y umso größer, je langsamer der Exzenter dreht. Durch die Proportionalität von F_Z und F_Y erklärt sich schließlich der Anstieg der durchschnittlich in z-Richtung eingeleiteten Kraft mit abnehmender Exzenterdrehzahl. Der Verlauf von F_Z widerspricht also nicht der Annahme einer Proportionalität der beiden Größen, sondern er bestätigt sie.

5.5.7 Bedeutung der Seitwärtsbewegung für die Versuchsauswertungen

Nun stellt sich die wichtige Frage, ob diese neue Erkenntnis zwar den über die Exzenterdrehzahl aufgetragenen Verlauf von F_Z erklärt, alle sonstigen Untersuchungsergebnisse dieses Kapitels aber hinfällig sind, weil der Einfluss der Kraft F_Y bislang unbeachtet blieb. Um das zu klären werden alle Versuchsläufe noch bezüglich der seitwärtigen Kraft F_Y untersucht.

Wie alle Läufe der vierten Reihe wurden die meisten Versuche mit maximaler Exzenter- und Schneidkopfdrehzahl durchgeführt. Abbildung 5.25 zeigt daher stellvertretend für diese Standardversuchsläufe, welche Werte der seitwärts gerichteten Kraft F_Y bei den Läufen 32, 34, 36 und 38 aus Reihe 4 jeweils über die Dauer einer vollen Exzenterdrehung gemessen wurden. Einzige Variable dieser Standardversuche war die Vorschubkraft F_X , die schrittweise ungefähr von 4 kN auf 12 kN erhöht wurde.

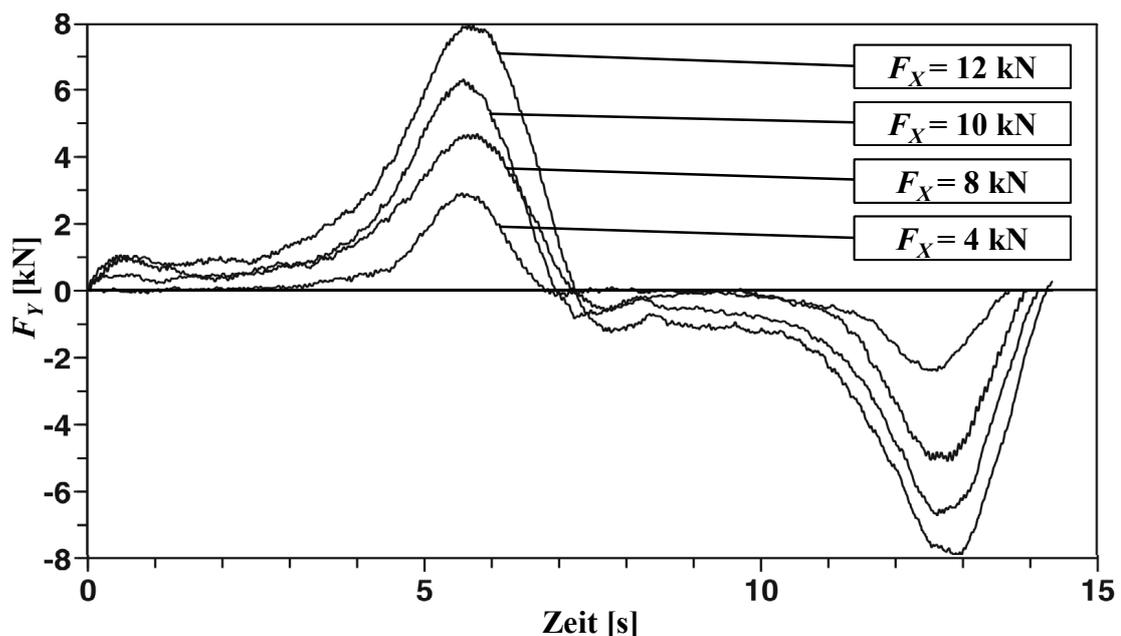


Abbildung 5.25: Seitwärtige Kraft der Standardversuche

Augenscheinlich weisen alle vier Kurven sehr ähnliche Verläufe auf. Nullstellen, Wendepunkte und Extrema haben unabhängig von F_X gleiche Abszissenwerte, nur die Ordinatenwerte wachsen mit F_X . Der Zuwachs von F_Y ist jedoch nicht regellos, vielmehr verhalten sich sowohl die Momentanwerte als auch die Betragsmittelwerte über eine Exzenterdrehung im Rahmen der Messgenauigkeit proportional zu F_X ; bei doppelter Kraft in x-Richtung verdoppelt sich auch die seitwärtige Kraft; beide Größen hängen also linear voneinander ab. Durch die Proportionalität von F_X und F_Y ist es zulässig, sich auf die Kraft in x-Richtung als einzige Referenzgröße zu beziehen. Die bisherigen Auswertungsergebnisse für alle Standardversuchsläufe beruhen also keineswegs auf irrigen Annahmen; deshalb trägt die Kraft F_X auch in allen weiteren Ausführungen die Bezeichnung Vorschubkraft.

Neben F_X wurde bei einigen Versuchen auch der Förderstrom des Hydraulikaggregats verringert, um Auswirkungen reduzierter Schneidkopfdrehzahlen zu untersuchen. Lauf 5 aus Reihe 2 ist einer dieser Versuchsläufe, bei dem der Schneidkopf statt mit 90 nur mit 47 Umdrehungen je Minute drehte. Die Bedingungen bei Lauf 37 aus Reihe 4 – besonders die Kraft in x-Richtung und die Exzenterdrehzahl – entsprechen denen von Lauf 5, nur die Schneidkopfdrehzahl ist mit 93 Umdrehungen je Minute deutlich höher. Vergleicht man stellvertretend für alle Versuche mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl n_S die Kurvenverläufe von F_Y aus den Versuchsläufen 5 und 37, dann ergibt sich das Schaubild in Abbildung 5.26.

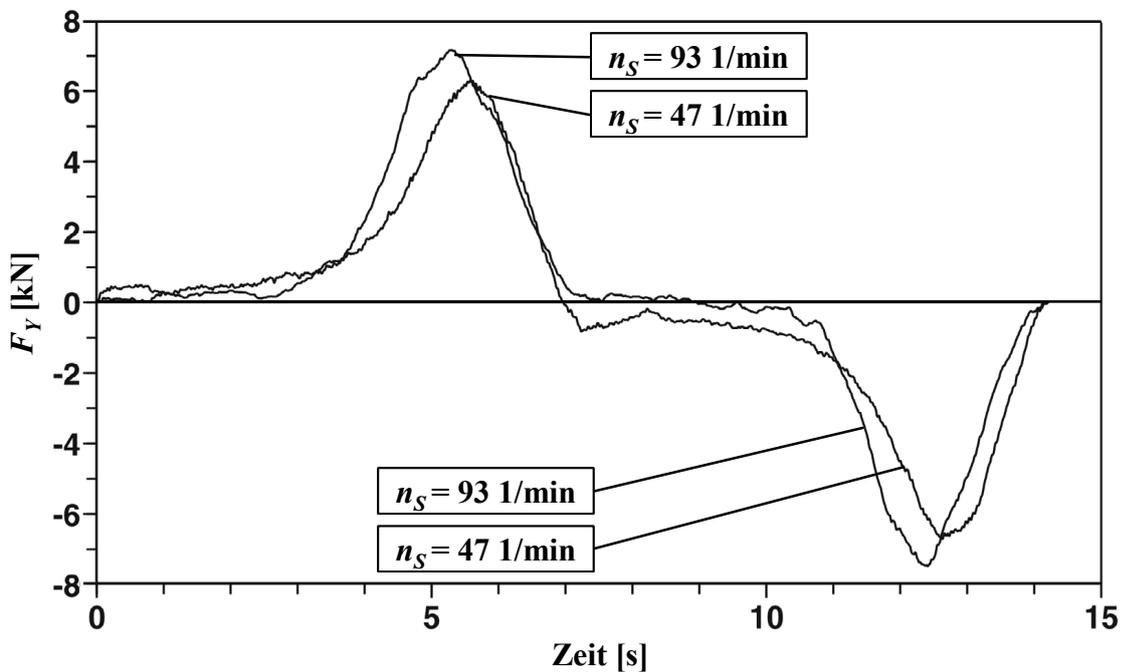


Abbildung 5.26: Seitwärtige Kraft bei Versuchen mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl

Die Abweichungen der beiden Kurven sind zwar gering, aber vor allem an den Extrema doch zu erkennen. Der gleichen Exzenterdrehzahl wegen müssten die Nullstellen der Kurven

eigentlich gleich sein, die unterschiedlichen Nulldurchgänge nach sechs Sekunden sind auf Messungenauigkeiten zurückzuführen. Die zu Lauf 5 gehörige Kurve hat einen etwas flacheren und gestreckteren Verlauf, zudem sind die Abszissenwerte der Extrema gegenüber denen von Lauf 37 verschoben. Anscheinend hat eine Veränderung der Schneidkopfdrehzahl unter den gegebenen Bedingungen ähnliche Folgen für den Kurvenverlauf von F_Y wie die Variation der Exzenterdrehzahl, wenn auch nicht so ausgeprägt. Der Zusammenhang von F_X und F_Y ist bei Versuchsläufen mit veränderlicher Schneidkopfdrehzahl also nicht linear, und die Missachtung der seitlichen Kraft führt daher zu Fehlern in den Auswertungen. Die verhältnismäßig kleinen Unterschiede im Kurvenverlauf von F_Y – trotz eines so großen Drehzahlunterschieds wie bei den Läufen 5 und 37 – lassen jedoch den Schluss zu, dass die Nichtbeachtung der seitlichen Kraft generelle Tendenzen zwar verfälscht, aber nicht völlig verschleiert.

Betrachtet man rückblickend noch einmal die Auswertung zum Einfluss der Schneidkopfdrehzahl, so lässt sich der Fehler anhand der Ergebnisse zur Schneidleistung zeigen; bei der Untersuchung zur Kraft F_Z ist der Effekt zu gering, als dass er bemerkbar wäre. Die Auswertung ergab eine abnehmende Schneidleistung mit abnehmender Schneidkopfdrehzahl. Anhand der bis dahin gewonnenen Erkenntnisse hätte man einen proportionalen Zusammenhang zwischen Schneidkopfdrehzahl und Schneidleistung vermutet, eine Halbierung der Schneidkopfdrehzahl hätte demnach auch eine Halbierung der Schneidleistung zur Folge. Tatsächlich geht die Schneidleistung aber stärker zurück als die Schneidkopfdrehzahl, weil die resultierende Vorschubkraft F_Y im Bereich der Umkehrpunkte bei den Versuchen mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl nachweislich kleiner ist als bei den Standardversuchen. Aufgrund der Erkenntnisse aus diesem Unterkapitel würde man im unrealistischen Fall einer Fräsbewegung ausschließlich in x-Richtung mit abnehmender Schneidkopfdrehzahl einen proportionalen Rückgang der Schneidleistung erwarten. Da eine detaillierte Untersuchung der Bedeutung der Schneidkopfdrehzahl für den Fräsvorgang samt einer damit verbundenen, notwendigen Betrachtung wirklichkeitsferner Extremfälle über die ursprüngliche Intention der vorliegenden Arbeit hinausginge, lässt sich diese Vermutung anhand der durchgeführten Versuche nicht nachweisen.

5.6 Schwingungsanregungen beim Fräsen

Verschiedene Quellen belegen, dass Fräsen Schwingungen anregen können [1, 19, 27]. So schreibt Lippok in seinem Buch über Abbrucharbeiten, dass „beim Einsatz von Fräsen Dauerschütterungen verursacht werden“ [27, S. 44]; ohne genauer auf den Charakter der Erschütterungen einzugehen stuft er diese im allgemeinen aber als „relativ gering“ ein. Allerdings kann es laut Lippok im Resonanzfall „an der Quelle oder am Immissionsort zu spürbaren Erschütterungen kommen, die Belästigungen verursachen oder empfindliche Geräte beeinflussen“ [27, S. 44]. Möchte man bei einem Rettungseinsatz mit einer Fräse in labile Trümmerstrukturen vordringen, dann darf die Rotation des Schneidkopfs nicht auch noch eine

Resonanzkatastrophe hervorrufen; die Untersuchung der Schwingungsanregung durch Fräsen ist also grundsätzlich wichtig.

Allerdings ist die Anregung von Eigenschwingungen keine Besonderheit der Fräsen, sondern typisch für alle oszillierend arbeitenden Abbauwerkzeuge wie hydraulische Meißel oder Hämmer. Methoden zur Ermittlung der Eigenfrequenzen sind hinreichend bekannt und seit langem Stand des technischen Wissens. Zudem hängt es von der Schwingungsanfälligkeit der bearbeiteten Objekte ab, ob es bei ihrer Bearbeitung zur Resonanzkatastrophe kommt. Besonders bei Trümmerstrukturen variieren aber die physikalischen Eigenschaften so stark, dass allgemein gültige Aussagen zu deren Eigenschwingungsverhalten kaum möglich zu sein scheinen. Aus diesen Gründen beschränken sich die folgenden Untersuchungen auf die Schwingungsanregung durch hydraulische Anbaufräsen und deren Charakter; Überlegungen zu Eigenschwingungen bearbeiteter Bauteile sind hingegen kein Bestandteil dieser Arbeit.

Möchte man zeitdiskrete Signale wie die Messdaten einer Schwingungsuntersuchung unterziehen, bietet sich die Fourier-Analyse als probates Werkzeug an. Mittels Fourier-Transformation lassen sich zeitdiskrete Signale als eine Summe sinusförmiger Signale verschiedener Frequenzen ausdrücken. Im transformierten Signal oder Spektrum entsprechen die Abszissenwerte den Frequenzen der Schwingungsanteile, aus denen sich das diskrete Signal zusammensetzt, die Ordinatenwerte ihren Intensitäten. Vereinfacht gesagt zerlegt eine Fourier-Transformation ein Signal in seine Spektralanteile.

Die in Abschnitt 4.2.1 beschriebene Anpassung der Abtastraten erleichtert zwar die Handhabung der Versuchsdaten, zugleich beschränkt sie aber nach dem Abtasttheorem von Shannon und Kotelnikow die höchste messbare Frequenz. Nach den Überlegungen von Abschnitt 4.2.1 wurde im Vorfeld der Versuche angenommen, dass die höchste durch die Drehung des Schneidkopfs hervorgerufene Erregerfrequenz ungefähr 42 Hz beträgt – errechnet aus dem Produkt von Meißelanzahl und Maximaldrehzahl des Schneidkopfs. Daher wurden die Messdaten vor der Versuchsauswertung nur mit 100 Hz abgetastet. Um zu zeigen, dass tatsächlich keine höherfrequenten Erregerschwingungen auftreten, empfiehlt es sich, auf die ursprünglich erfassten, mit 1000 Hz abgetasteten, ungeglätteten Rohdaten zurückzugreifen. Deren höhere Abtastrate erlaubt die Analyse eines Spektrums von 0 Hz bis 500 Hz.

Wie bereits in Unterkapitel 4.3 angedeutet eignen sich die Messdaten der Kraftaufnehmer am besten für eine Schwingungsanalyse, da sie die von der Fräse auf den Betonkörper ausgeübten Kräfte direkt erfassen; deshalb stützen sich die folgenden Ausführungen nur auf diese Messungen. Zwar ist es dabei unerheblich, welchen der sechs Messkanäle man untersucht; die vorangegangenen Abschnitte dieses Kapitels zeigten aber, dass nur in z-Richtung Kräfte auf den Betonkörper wirken, die – abgesehen von der Gewichtskraft des Betonkörpers – einzig aus der Drehbewegung der Fräse resultieren. Deshalb liefert die Fourier-Analyse der drei vertikalen Kraftaufnehmer das aussagekräftigste Ergebnis bezüglich der Schwingungsan-

regung durch die Fräse. Das DMS-Element des vertikalen Kraftaufnehmers auf der von der Fräse abgewandten Seite des Betonkörpers (DMS-Element 6) ist für Zugkräfte bis 50 kN ausgelegt und damit um den Faktor 2,5 stärker dimensioniert als die DMS-Elemente der beiden anderen vertikalen Kraftaufnehmer (DMS-Element 4 und 5, 20 kN). Die schwächer ausgelegten DMS-Elemente sprechen etwas feinfühlicher auf kurzzeitige Erschütterungen an; deswegen eignen sie sich am besten für eine Schwingungsanalyse der Kraftmessdaten.

Am Beispiel eines willkürlich ausgewählten Standardversuchs – des Versuchslaufs 36 der vierten Versuchsreihe – zeigt Abbildung 5.27 das in den Rohdaten des fünften Messkanals enthaltene Frequenzspektrum. Der Frequenzbereich bis 50 Hz ist vergrößert dargestellt.

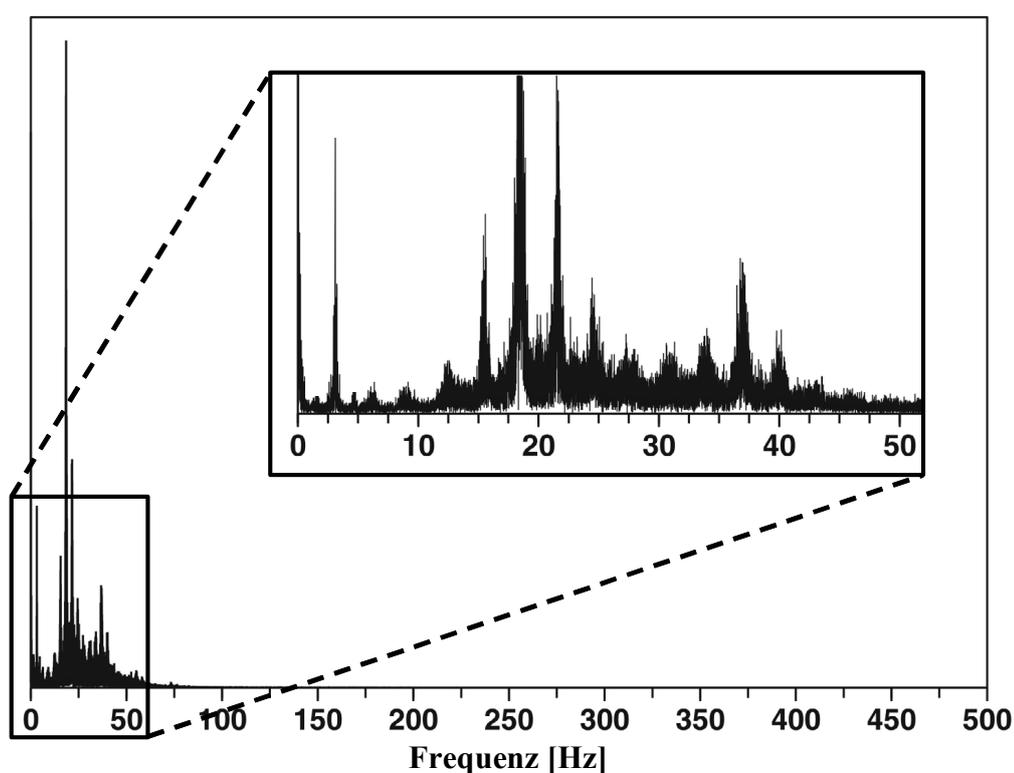


Abbildung 5.27: Frequenzspektrum der Kraftmessdaten eines Standardversuchs

Dem Diagramm lässt sich entnehmen, dass die Fourier-Analyse der auf eine Abtastrate von 100 Hz reduzierten Versuchsdaten tatsächlich ausgereicht hätte, um alle relevanten Frequenzen zu erfassen. Das Spektrum enthält nur ganz geringe Schwingungsamplituden bei Frequenzen knapp oberhalb von 50 Hz, Spektralanteile mit Frequenzen größer als 100 Hz sind gar nicht zu finden. Betrachtet man den vergrößerten Bereich des Schaubilds, so bestätigt sich die Annahme aus Abschnitt 4.2.1, die höchste von der Fräse angeregte Frequenz (der Standardversuche) liege im Bereich von etwa 42 Hz, da die Kurve des transformierten Signals oberhalb dieser Frequenz keine auffallenden Spitzen mehr aufweist. Ohne grafischen Nachweis

sei gesagt, dass die Spektralanalyse der Kraftmessdaten bei allen anderen Standardversuchen ein entsprechendes Ergebnis liefert.

Betrachtet man die signifikanten Spitzen im Kurvenverlauf des transformierten Signals im vergrößerten Ausschnitt von Abbildung 5.27 genauer, fällt auf, dass die Spitzen zwar unterschiedlich stark ausgeprägt sind, aber in gleichmäßigen Abständen aufeinander folgen. Diese Regelmäßigkeit lässt auf eine Gesetzmäßigkeit schließen, die dem Auftreten der zugehörigen Erregerfrequenzen zugrunde liegt.

Die Drehzahl n_S des Schneidkopfs beträgt beim betrachteten Lauf 93 Umdrehungen je Minute, was einer Frequenz von 1,55 Hz entspricht. Wie Abbildung 5.28 zeigt, liegen die Abszissenwerte aller markanten Spitzen des transformierten Signals bei ganzzahligen Vielfachen dieser Frequenz. Allerdings treten die Spitzen ausschließlich bei geraden Vielfachen der Schneidkopfdrehzahl auf; Spitzen bei der Grundfrequenz 1,55 Hz oder einem ungeraden Vielfachen kommen nicht vor. Die Spektralanteile bei Frequenzen zwischen 15,5 Hz und 24,8 Hz – dem Zehn- bis Sechzehnfachen der Grundfrequenz – treten besonders auffallend hervor. Oberhalb der Frequenz $26 \cdot 1,55 \text{ Hz} = 40,3 \text{ Hz}$ sind keine markanten Amplituden im Kurvenverlauf mehr zu erkennen. Zur Verdeutlichung dieser Auffälligkeiten sind die geraden Vielfachen der Grundfrequenz bis zur Grenzfrequenz 40,3 Hz im Schaubild durch punktierte Rasterlinien hervorgehoben.

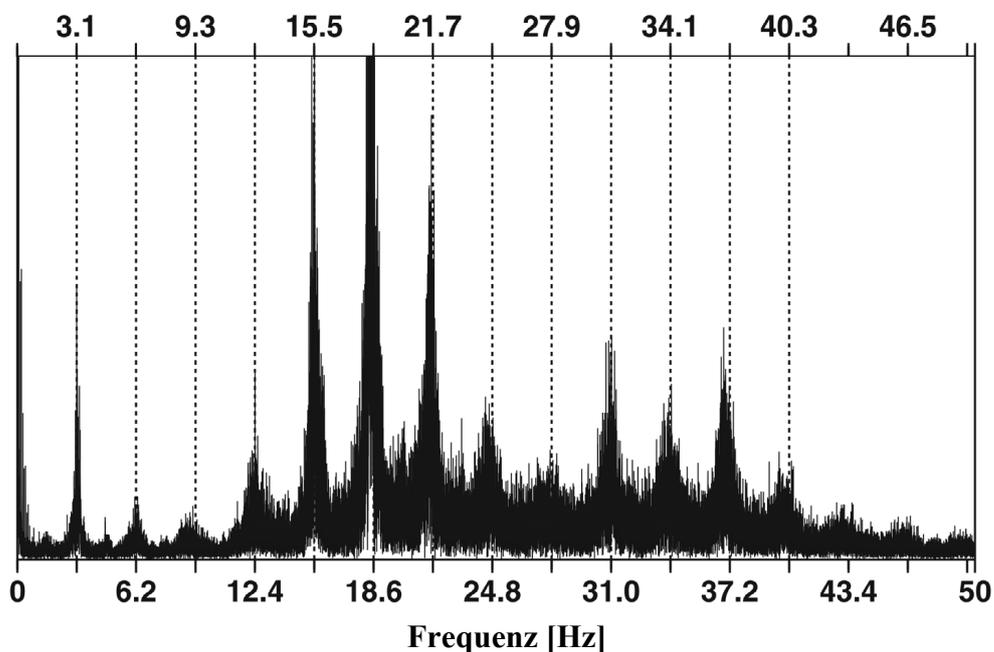


Abbildung 5.28: Vergrößertes Detail des Frequenzspektrums eines Standardversuchs

Betrachtet man nun den Meißelbesatz des Schneidkopfs der Fräse WS 30, so lassen sich Bezüge zu den zuvor beschriebenen Phänomenen entdecken. Der Schneidkopf besteht aus

zwei gleichlaufenden Schneidtrommeln, die spiegelbildlich mit jeweils 26 Meißeln bestückt sind. Die Meißel einer Schneidtrommel sind nicht wahllos angebracht, sondern zwecks besserer Materialförderung in zwei um 180° versetzten Wendeln mit je 13 Meißeln so angeordnet, dass immer zwei gegenüberliegende Meißel je Trommel bei einer reinen Fräsbewegung in x-Richtung in der gleichen Bahn laufen. Abbildung 5.29 zeigt zwei Darstellungen einer Schneidtrommel der Fräse WS 30 aus verschiedenen Perspektiven.

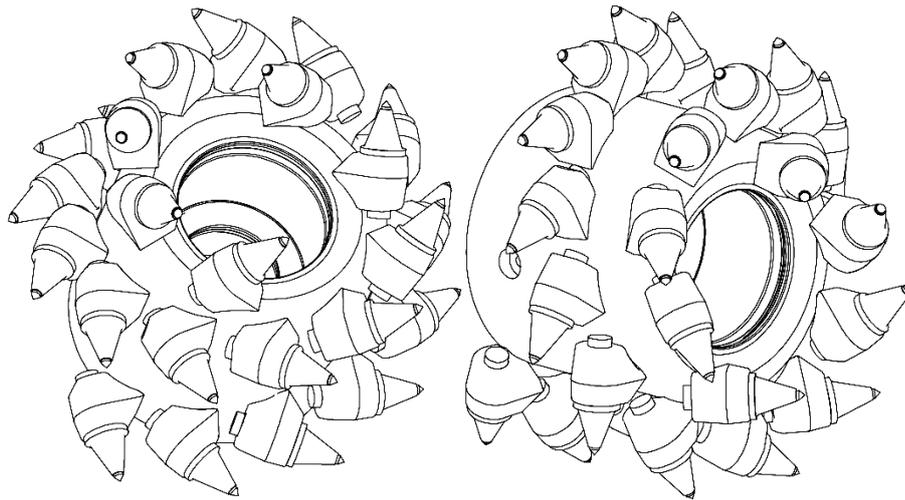


Abbildung 5.29: Schneidtrommel der Fräse WS 30 [18]

Die Frequenz, mit der zwei gegenüberliegende Meißel mit derselben Meißelbahn beim Fräsen ins Material eingreifen, ist folglich doppelt so groß wie die Schneidkopfdrehzahl, am Beispiel von Versuchslauf 36 also $2 \cdot 1,55 \text{ Hz} = 3,1 \text{ Hz}$. Da es keine einzelnen Meißel auf einer Bahn gibt, muss die Frequenz, mit der mehrere Meißel ins Material eingreifen, immer einem geraden, ganzzahligen Vielfachen der Schneidkopfdrehzahl entsprechen. Insgesamt gibt es auf dem Schneidkopf der Fräse WS 30 26 solche Meißelpaare, verteilt auf zwei Schneidtrommeln mit je zwei Wendeln. Theoretisch müsste sich also die Frequenz, mit der alle Meißel ins Material eingreifen, zu $26 \cdot 3,1 \text{ Hz} = 80,6 \text{ Hz}$ ergeben. Da die Meißel auf den beiden Schneidtrommeln des Schneidkopfs aber spiegelbildlich angebracht sind, greifen immer zwei Meißel gleichzeitig ins Material ein, nämlich jeweils einer je Trommel. Somit halbiert sich die zuvor berechnete, maximale Frequenz auf $40,3 \text{ Hz}$ für den Fall, dass alle Meißel des Schneidkopfs nacheinander ins Material eingreifen.

Offensichtlich besteht ein Zusammenhang zwischen der Meißelbestückung des Schneidkopfs, der Schneidkopfdrehzahl und den beim Fräsen angeregten Schwingungen. Bezeichnet man die minimale Erregerfrequenz als f_{min} und die maximale Erregerfrequenz als f_{max} , so müssten sich die im Spektrum markant hervortretenden Frequenzen beim Fräsen mit der Fräse WS 30 in Abhängigkeit von der Schneidkopfdrehzahl n_S wie folgt verhalten:

$$\begin{aligned} f_{\min} &= 2 \cdot n_S \\ f_{\max} &= 26 \cdot n_S \end{aligned} \quad (5.5)$$

Gleichung 5.5: Zusammenhang zwischen Schneidkopfdrehzahl und Erregerfrequenzen

Der Abstand zweier aufeinander folgender Spitzen im Kurvenverlauf entspräche dann f_{\min} .

Demnach müsste sich das Frequenzspektrum eines Versuchs mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl von dem eines Standardversuchs nicht nur deutlich, sondern vor allem vorhersagbar unterscheiden. Beim erneut willkürlich ausgewählten Versuchslauf 20 aus der dritten Reihe dreht sich der Schneidkopf etwa 30 % langsamer als bei einem Standardversuch, die mittlere Schneidkopfdrehzahl beträgt nur 61 (1,017 Hz) statt standardmäßig etwa 90 Umdrehungen je Minute. Gemäß den vorigen Überlegungen müsste das Spektrum der Erregerfrequenzen bei diesem Lauf von $f_{\min} = 2 \cdot 1,017 \text{ Hz} = 2,033 \text{ Hz}$ bis $f_{\max} = 26 \cdot 1,017 \text{ Hz} = 26,433 \text{ Hz}$ reichen; der Abstand zweier benachbarter Spitzen im Kurvenverlauf der Fourier-Transformierten sollte 2,033 Hz betragen. Abbildung 5.30 zeigt das Frequenzspektrum von Lauf 20 von 0 bis 30 Hz analog zu Abbildung 5.28. Wie bei der vorigen Darstellung liegen auch dieser Fourier-Analyse die Rohdaten der Kraftmessung des fünften Messkanals zu Grunde.

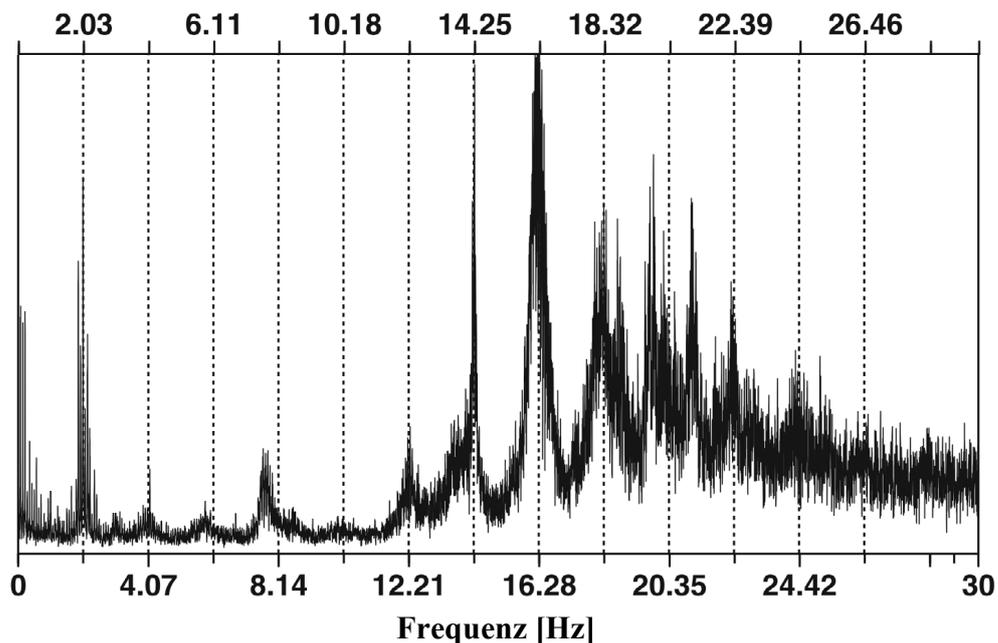


Abbildung 5.30: Frequenzspektrum eines Versuchs mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl

Obwohl die Spitzen teils weniger ausgeprägt, teils nicht so klar ersichtlich sind wie bei Lauf 36, weist dennoch der Kurvenverlauf der Fourier-Transformierten der Kraftmessdaten von Lauf 20 gut erkennbar tatsächlich alle erwarteten Merkmale auf – wie die übrigen Versuche mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl auch. Einzig die zur maximalen Erregerfrequenz

26,46 Hz gehörige Spitze als Obergrenze des Spektrums ist kaum ausgeprägt und lässt sich bestenfalls erahnen. Trotzdem bestätigt der Kurvenverlauf die Annahme eines direkten Zusammenhangs von Erregerfrequenz und Schneidkopfdrehzahl und somit die Vorhersagbarkeit der Erregerfrequenzen beim Fräsen. Obwohl nicht in der Abbildung zu sehen werden auch bei den Versuchen mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl praktisch keine Schwingungen mit Frequenzen über 50 Hz angeregt.

Angenommen einzig die Schneidkopfdrehzahl sei – zumindest unter den Versuchsbedingungen – für die Erregerfrequenzen ausschlaggebend, so sollte eine Fourier-Analyse der Kraftmessdaten aller Versuche mit reduzierter Exzenterdrehzahl aufgrund der gleichen Schneidkopfdrehzahl das gleiche Spektrum wie bei den Standardversuchen ergeben. Bei Lauf 50 aus Reihe 5b wurde die Exzenterdrehzahl von 4,3 Umdrehungen je Minute bei den Standardversuchen auf 1,11 Umdrehungen je Minute verringert. Neben Lauf 45 ist Lauf 50 der Lauf mit der niedrigsten Exzenterdrehzahl. Verglichen mit dem Spektrum von Lauf 36 (Abbildung 5.28) müssten eventuelle Unterschiede im Kurvenverlauf des transformierten Signals also besonders deutlich hervortreten. Die Schneidkopfdrehzahl liegt bei Lauf 50 mit 92 Umdrehungen je Minute (1,53 Hz) hingegen auf dem Niveau der Standardversuche. Abbildung 5.31 zeigt einen Ausschnitt aus dem Frequenzspektrum dieses Laufs. Die Datengrundlage entspricht den vorangegangenen Beispielen.

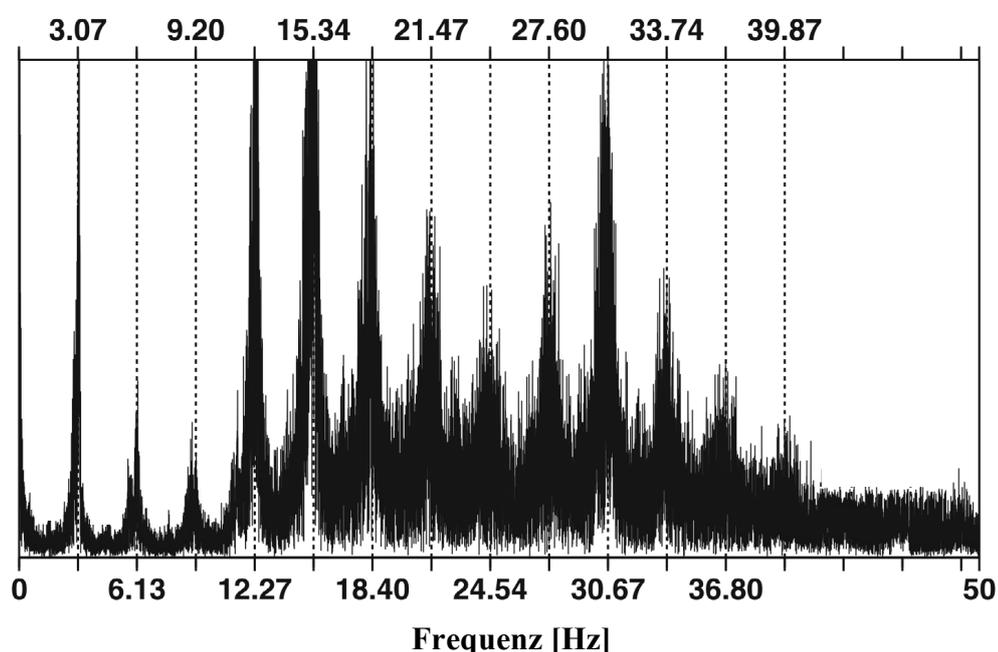


Abbildung 5.31: Frequenzspektrum eines Versuchs mit reduzierter Exzenterdrehzahl

Erwartungsgemäß liegt die kleinste Erregerfrequenz im Spektrum dieses Laufs bei 3,07 Hz, also der zweifachen Frequenz der Schneidkopfdrehzahl. Von dieser kleinsten Frequenz bis zur maximalen Erregerfrequenz $26 \cdot 1,53 \text{ Hz} = 39,87 \text{ Hz}$ weist die Kurve in regelmäßigen

Abständen von 3,07 Hz eine deutliche Spitze auf, wohingegen oberhalb dieser Grenze keine Amplituden mehr auftreten.

Zusammenfassend kann man folgern, dass sich die Frequenzen, mit der eine Fräse (im Vollschnitt) ein bearbeitetes Bauteil zum Schwingen anregt, tatsächlich direkt aus der Meißelbestückung und der Drehzahl des Schneidkopfs berechnen lassen. Dabei übt ein Meißel offensichtlich immer dann einen anregenden Impuls auf ein Bauteil aus, sobald er ins Material eingreift. Die Seitwärtsbewegung der Fräse hingegen hat keinen Einfluss auf die Erregerfrequenzen. Ebenso findet sich kein Anzeichen für einen Einfluss der Struktur des Betons auf die Schwingungsanregung beim Fräsen; sämtliche Erklärungen dieses Unterkapitels sind auch ohne Berücksichtigung des speziellen Charakters des Mischwerkstoffs Beton plausibel. Ergänzend sei angemerkt, dass die für die Versuche verwendeten Betonkörper nur Starrkörperbewegungen zeigten; hohe Frequenzen von Kontinuumschwingungen und Wellenbewegungen ließen sich im Bereich der untersuchten Frequenzen nicht beobachten.

5.7 Hydraulische Anbaufräsen im Rettungseinsatz

Mit den Überlegungen zur Schwingungsanregung beim Fräsen liegen alle Ergebnisse der Versuchsauswertung vor. Die Ergebnisse sind abschließend im Hinblick auf die besondere Aufgabenstellung dieser Arbeit zu bewerten, nämlich die Eignung hydraulischer Anbaufräsen als Rettungsgeräte zur Befreiung Verschütteter aus kollabierten Gebäuden zu untersuchen,

Bereits die erste Auswertung zum Einfluss der Betondruckfestigkeit auf die bei den Versuchen erzielte Schneidleistung (Siehe Unterkapitel 5.2) brachte eine überraschende Erkenntnis. Im Gegensatz zur allgemeinen Expertenmeinung spielt die weit gefächerte Druckfestigkeit der Versuchsbetone beim Fräsen keine Rolle, wenn man vom Bereich sehr geringer Festigkeiten absieht. Glaubt man den Fachleuten, dann unterscheidet sich der untersuchte Beton in seinem Fräsverhalten also grundlegend von natürlichem, ähnlich sprödem Material wie Gestein, bei dem die Druckfestigkeit gemeinhin als maßgebende Größe für die erzielbare Schneidleistung gilt. Bei Beton ist wohl vielmehr die Druck- oder Zugfestigkeit der Zuschlagskörner und des Zementleims an sich maßgebend.

Für etwaige Rettungseinsätze hydraulischer Anbaufräsen ist diese Feststellung vor allem wegen der Nacherhärtung von Betonen hilfreich. Da die Festigkeit von Betonen mit deren Alter stetig steigt, wären die aktuellen Druckfestigkeiten nach Gebäudeeinstürzen nur sehr schwierig zu ermitteln (Siehe Unterkapitel 3.7). Hätte die Druckfestigkeit des Betons wesentlichen Einfluss auf das Fräsen, so ließe sich die erzielbare Schneidleistung und damit der Nutzen eines Fräseneinsatzes nur schlecht abschätzen. Viel einfacher kann man hingegen vor Ort die verwendeten Zuschläge oder die Sieblinie der Körnung zumindest grob erkennen – beispielsweise an der Bruchfläche eines Trümmerteils. Außerdem stammen die Zuschläge für den Beton meist aus der näheren Umgebung, weshalb sich die Materialeigenschaften vergleichsweise leicht ermitteln lassen.

Die anschließende Untersuchung zur optimalen Vorschubkraft brachte mehrere interessante Erkenntnisse (Siehe Unterkapitel 5.3). Im Wesentlichen ließ sich ab Erreichen einer materialabhängigen Mindestvorschubkraft ein linearer Zusammenhang zwischen dem Zuwachs der Vorschubkraft und dem Zuwachs der Schneidleistung feststellen – bis zur Leistungsgrenze des Hydraulikaggregats. Die von der Fräse ausgehende Kraft (in z-Richtung) verhielt sich sogar – unabhängig von der Mindestvorschubkraft – über den gesamten Bereich proportional zur Vorschubkraft. Selbstverständlich vereinfacht die Linearität der Zusammenhänge sowohl die Abschätzung der erzielbaren Schneidleistung als auch der von der Fräse ausgehender Kräfte beim Rettungseinsatz.

Die Fräse baut erst ab einer gewissen Mindestvorschubkraft Material ab. Das hat große Bedeutung für den Rettungseinsatz, während dies für Standardeinsätze unerheblich ist. Instabile Trümmerstrukturen können infolge zusätzlich aufgebrachtener Kräfte weiter in sich zusammenfallen, wenn man beim Rettungseinsatz nicht hinreichend vorsichtig vorgeht [15]. Soll eine Anbaufräse zur Befreiung Verschütteter verwendet werden, ist also vorab zu prüfen, ob die bearbeitete Trümmerstruktur ohne weiteren Schaden vom Trägergerät ausgehende Kräfte aufnehmen kann, die größer sind als die Mindestvorschubkraft. Andernfalls verbietet sich der Einsatz des Geräts. Diese Einschränkung gilt umso mehr, wenn man aufgrund der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.3.3 berücksichtigt, dass von einer Fräse bereits merkliche Kräfte quer zur Fräsrichtung ausgehen, wenn noch gar keine oder erst sehr geringe Schneidleistung erzielt wird. Die Eignung einer Fräse hängt also letztlich von der dreidimensionalen Belastbarkeit der Trümmerteile ab.

Besinnt man sich bei der Verwendung einer Fräse zu Rettungszwecken auf die Zielvorgabe, hinreichende Schneidleistung bei möglichst geringer Krafteinleitung anzustreben, so lässt sich aus den Ergebnissen der Untersuchung zum Einfluss der Schneidkopfdrehzahl (Siehe Unterkapitel 5.4) folgende wichtige Erkenntnis ableiten: Da die vom Trägergerät und der Fräse ausgehenden Kräfte nicht vom Volumenstrom abhängen, sind möglichst hohe Schneidkopfdrehzahlen anzustreben, um ein günstiges Verhältnis zwischen Schneidleistung und eingeleiteten Kräften zu erreichen. Geringere Schneidkopfdrehzahlen bewirken keinen schonenderen, sondern nur einen langsameren Abbau des Materials. Folglich ist bei der Auswahl eines geeigneten Trägergeräts darauf zu achten, dass dessen Hydraulikanlage ausreichend große Volumenströme zu liefern vermag.

Die Überlegungen zur Seitwärtsbewegung der Fräse aus Unterkapitel 5.5 dienen vor allem dem allgemeinen Verständnis der Fräsvorgänge sowie der Erklärung einiger Phänomene. Direkte Folgerungen für die Verwendung einer Fräse als Rettungsgerät lassen sich daraus nicht ableiten; sie schaffen aber das Verständnis dafür, wie stark sich Auslegerbewegungen des Trägergeräts auf die von der angebauten Fräse ausgehenden Kräfte auswirken. Berücksichtigt man die Ausführungen zur Obergrenze der Vorschubkraft (Siehe Abschnitt 5.3.4), so lässt sich für Rettungseinsätze von Fräsen dennoch folgende Empfehlung ableiten: Um ungewollte oder unkalkulierbare Belastungen von Bauteil und Maschine zu vermeiden, ist

mehrmaliges Versetzen der Fräse – etwa zum Erstellen größerer Öffnungen – einer gleichzeitigen Bewegung in zwei Richtungen vorzuziehen.

Während die Schwingungsanregung beim Fräsen (Siehe Unterkapitel 5.6) für die meisten Standardeinsätze wohl keine Rolle spielt, ist die Vorhersagbarkeit der von einer Fräse angeregten Schwingungsfrequenzen (über die Meißelbestückung und die Drehzahl des Schneidkopfs) für den Rettungseinsatz bedeutsam, um Resonanzkatastrophen zu vermeiden. Da Trümmer von Beton- oder Stahlbetonbauteilen aufgrund ihrer hohen Massen in der Regel vermutlich eher niedrige Eigenfrequenzen besitzen, empfiehlt es sich zur Vermeidung unerwünschter Eigenschwingungen als Rettungsgeräte Fräsen mit möglichst hohen Schneidkopfdrehzahlen zu verwenden. Es kann sogar sinnvoll sein, ein kleineres Fräsenmodell zu wählen, um bei gegebener Leistung des zum Fräsenbetrieb verwendeten Hydraulikaggregats – unter Inkaufnahme einer möglicherweise etwas geringeren Schneidleistung – höhere Schneidkopfdrehzahlen zu erzielen.

Nicht sinnvoll ist hingegen der scheinbar nahe liegende Gedanke, zur Erhöhung der Erregerfrequenzen Schneidköpfe mit mehr Meißeln zu bestücken, da sich eine größere Meißelzahl nachteilig auf die Schneidleistung auswirkt, wie Kapitel 6 noch zeigen wird. Eine konstruktiv sehr einfach umzusetzende Möglichkeit, bei gleicher Meißelzahl die gewünschte Wirkung ohne nachteilige Nebenwirkung zu erzielen, wäre bei einer Fräse mit Querschneidkopf die Abkehr vom historisch entstandenen Gleichlauf der beiden Schneidtrommeln. Ein Winkelversatz der beiden Trommeln sollte die Erregerfrequenzen verdoppeln und die Amplituden der Spektralanteile halbieren.

Mit dieser zusammenfassenden Bewertung der Versuchsergebnisse ist die besondere Aufgabe der vorliegenden Arbeit abgeschlossen, die Verwendbarkeit hydraulischer Anbaufräsen als Rettungsgeräte nach Gebäudeeinstürzen zu untersuchen. Für das generelle Verständnis der Vorgänge beim Betonfräsen wäre es jedoch unbefriedigend, gewisse Ansätze nicht weiter zu verfolgen, um Antworten auf die noch offenen Fragen zu finden. Das folgende Kapitel 6 - es ist von eher hypothetischer Natur - geht deshalb über die Möglichkeiten einer bloßen Versuchsauswertung hinaus. Kern des Kapitels ist ein Modell zur Beschreibung der mechanischen Vorgänge beim Betonfräsen.

6. Das Fräsmodell

6.1 Einführung

In der Literatur finden sich einige Beschreibungen der mechanischen Vorgänge beim Materialabbau mit Gesteinsfräsen. Neben grundlegenden Überlegungen und Erklärungen enthalten manche Quellen sogar theoretische Modelle, die sich mit den verschiedenen Kräften befassen, die beim Fräsen entstehen. Grundannahmen und Folgerungen dieser Modelle werden nun vorgestellt und auf ihre Plausibilität sowie ihre Vereinbarkeit mit den Versuchsergebnissen dieser Arbeit überprüft. Aufbauend auf den brauchbaren Ansätzen wird anschließend ein eigenes Modell entwickelt, dessen Richtigkeit sich mit den Mess- und Auswertungsergebnissen der Versuche bestätigen lässt.

Zwei Arten bekannter Fräsmodelle lassen sich unterscheiden [z.B. 13, 16, 61, 63, 76, 77, 78]: Zum einen wird gelegentlich versucht, aus praktischen Fräseneinsätzen gewonnene Messwerte zur Schneidleistung, zum Meißelverschleiß oder zur Antriebsleistung direkt mit empirischen Formeln zu hinterlegen und daraus ein Modell zu kombinieren, ohne den Fräsvorgang an sich zu beschreiben. Die Aussagekraft, die Verlässlichkeit und vor allem die Übertragbarkeit solcher Rechenmodelle sind eher mäßig. Zum anderen gibt es Ansätze, mit unterschiedlichem Aufwand erfassten Informationen aus Fräseneinsätzen theoretische Überlegungen gegenüberzustellen, um den Fräsvorgang mathematisch und mechanisch zu beschreiben. Die Komplexität dieser Modelle variiert stark. Teils begnügt man sich mit Prinzipskizzen wie in Abbildung 6.1 und erläutert sie lediglich verbal, teils begegnet man verfeinerten Ansätzen [z.B. 17], die vielerlei Einflüsse zu berücksichtigen suchen – ähnlich den vom Fräsen zäher Materialien wie Stahl oder Holz bekannten Modellen [12].

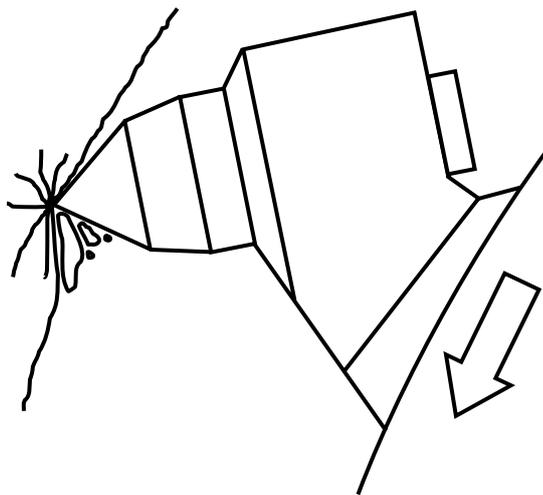


Abbildung 6.1: Prinzipskizze des Fräsvorgangs

Alle vorgefundenen Modelle beruhen auf der Vorstellung, dass an der Meißelspitze eine Art Druckspannung wirkt, die die Festigkeit des bearbeiteten Materials überschreitet und es dadurch zerstört. Stets hat der Fräsvorgang wenigstens teilweise schneidenden Charakter; der Materialabbau erfolgt also durch Abscheren, Abheben oder Lösen des Materials in tangentialer Richtung zum Schneidkopf. Uneinigkeit herrscht jedoch über die dabei wirksamen Kräfte, deren Ursachen und Wirkungen.

Verhältnismäßig häufig sind zwei Annahmen, die sich genauer betrachtet nicht bestätigen lassen. Zum einen verlaufe die Wirklinie der Meißelkraft in Richtung der Meißellängsachse, sie sei also durch die Geometrie des Schneidkopfs bestimmt. Zum anderen resultiere die Meißelkraft aus zwei Kraftkomponenten, einer für den Materialabbau erforderlichen Kraft in Richtung der Meißelbewegung, tangential zum Schneidkreis des Meißels, sowie einer Kraft, die den Meißel im Schnitt hält, orthogonal zur Bewegungsrichtung, radial zum Schneidkreis. Bei Kenntnis der Schneidkopfgeometrie und damit der Wirklinie der resultierenden Meißelkraft sowie einer der beiden Teilkräfte sollte es mit einem solchen Modell möglich sein, die Meißelkraft sowie die zweite Komponente zu berechnen. Dabei wird jedoch übersehen, dass beispielsweise der Ausleger eines Trägergeräts durch die Vorschubkraft die radiale Kraftkomponente aufbringt, der Antrieb der Fräse durch sein Drehmoment aber die tangential Komponente. Folglich haben beide Teilkräfte verschiedene Ursachen, und nur im Sonderfall stimmt die Wirklinie der resultierenden Meißelkraft tatsächlich mit der Richtung der Meißellängsachse überein. Alle Modelle, bei denen vorrangig die Gestalt des Fräsen Schneidkopfs als Basis zur Berechnung der Meißelkräfte und ihrer Kraftkomponenten dient, beruhen daher auf einer falschen Annahme, die zu widersprüchlichen Ergebnissen führt.

Abgesehen von solch offensichtlich ungeeigneten Modellvorstellungen haben sicherlich viele der angesprochenen Modellarten je nach Blickwinkel der dazu gehörigen Untersuchungen ihre Berechtigung. Zur mikroskopischen Beschreibung der Interaktion von Meißel und bearbeitetem Material wird man wohl eher einen komplexen, theoretischen Ansatz wählen; bei größerer Betrachtung genügen unter Umständen entsprechend einfachere Modelle, um hinreichend gute Ergebnisse zu liefern. Zur groben Abschätzung der erzielbaren Schneidleistung durch den Maschinisten vor Ort mögen sogar Erfahrungswerte aus ähnlichen Einsätzen als Maßstab durchaus genügen. Die Schwierigkeit bei der Wahl eines für eine bestimmte Aussage, Anwendung oder Studie geeigneten Modells liegt also nicht nur darin begründet, eine mathematisch, physikalisch oder mechanisch stimmige Vorstellung zu entwickeln, sondern zudem die Komplexität des Modells an die jeweiligen Anforderungen oder Betrachtungsweisen so anzupassen, dass der Aufwand zur Anwendung des Modells nicht im Missverhältnis zur Qualität der Ergebnisse steht.

Die eigenen Versuchsergebnisse, allen voraus die in Unterkapitel 5.3 gezeigten linearen Zusammenhänge zwischen Vorschubkraft, Schneidleistung und der auf den Betonkörper einwirkenden Kraft, weisen darauf hin, dass für die Untersuchungen dieser Arbeit ein einfacher Ansatz ausreicht, um die Wirklichkeit bei der Bearbeitung der untersuchten Betone mit

Fräsen hinreichend genau wiederzugeben. Berücksichtigt man zudem den Umstand, dass die Untersuchungen keine Einflüsse der speziellen Struktur des Betons aufweisen, scheint zudem der Übertrag dieser Überlegung auf das Gesteinsfräsen gerechtfertigt.

6.2 Das Fräsmodell nach Frenyo und Lange

Die Studien von Frenyo und Lange, beide Mitarbeiter der DMT GmbH [14], zeichnen sich durch einen einfachen und dadurch für diese Arbeit viel versprechenden Ansatz zur Beschreibung des Fräsvorgangs aus. Sie untersuchen den Einsatz von Fräsen zum Abbau verschiedener Mineralien im Bergbau und die optimale Auslegung von Schneidköpfen zur Verbesserung der Löseleistung. Um ihre Überlegungen zu verallgemeinern, wird der von ihnen verwendete Begriff „Mineral“ in zitierten Textpassagen durch die Bezeichnung „Material“ ersetzt.

Frenyo und Lange führen wie üblich zwei Kräfte ein, die an einer Meißelspitze wirken, sie unterscheiden jedoch nach deren Ursachen: die vom Fräsenantrieb bereitgestellte Schnittkraft F_S und die vom Trägergerät durch die Vorschubkraft aufgebrachte Andrückkraft F_A . „Um mit einem Meißel schneiden zu können, muss die in Schneidrichtung wirkende Schnittkraft F_S (...) vorhanden sein [14, S. 524].“ Diese Schnittkraft wirkt tangential zur kreisförmigen Bahn eines Meißels und liegt in der Ebene senkrecht zur Drehachse des Schneidkopfs. „Sie bewirkt das Schneiden bzw. Abdrücken des Materials. Zusätzlich wird die Andrückkraft F_A benötigt, die in Radialrichtung des Schneidkopfs wirkt. Sie ermöglicht das Eindringen des Meißels in das zu schneidende Material und hält den Meißel im Schnitt. (...). Die Schnittkraft entsteht durch den Schneidwiderstand des Materials und wird durch die in der Schneidrichtung installierte Leistung begrenzt. Die Andrückkraft entsteht durch den Eindringwiderstand des Materials und durch die erforderliche Kraft, die den Meißel im Schnitt hält. Sie ist eine Folge der Schnittkraft [14, S. 524].“ Frenyo und Lange gehen also davon aus, dass Andrück- und Schnittkraft zwar verschiedene Ursachen haben, die eine Kraft aber eine Folge der anderen ist. Beide Kräfte stehen also in einem bestimmten Verhältnis zueinander. Im Unterschied zu anderen Modellansätzen definieren Frenyo und Lange das Verhältnis c der beiden Kräfte interessanterweise als unveränderlich. Es hängt nach Einschätzung der beiden Autoren hauptsächlich von Materialeigenschaften wie der Druckfestigkeit oder Sprödigkeit ab, aber nicht von der absoluten Größe der beiden Kräfte. Bei gleich bleibendem Material gilt nach Frenyo und Lange die Gleichung 6.1

$$\frac{F_A}{F_S} = c = const., \quad (6.1)$$

Gleichung 6.1: Zusammenhang zwischen Schnitt- und Andrückkraft [14]

aus der sich indirekt auch die Richtung der resultierenden Meißelkraft ergibt.

Trotz solch plausibel erscheinender Annahmen genügt das Fräsmodell von Frenyo und Lange genauer betrachtet dennoch nicht, um alle wesentlichen Vorgänge beim Fräsen hinreichend zu beschreiben., denn das Modell weist eine wesentliche Unvollständigkeit auf, die aus der zweidimensionalen Betrachtung des Fräsvorgangs resultiert und sich durch eine einfache Überlegung aufdecken lässt. So wird angenommen, die Andrückkraft wirke ausschließlich in „Radialrichtung des Schneidkopfs“ [14, S. 524], bei einer Fräse mit Querschneidkopf also nur in der Ebene senkrecht zur Drehachse des Schneidkopfs. Nach dieser Annahme könnte eine Fräse in Richtung der Drehachse des Schneidkopfs kein Material abbauen, da in dieser Richtung keine Andrückkräfte wirken. Die Meißel drängen nicht ins Material ein, die zugehörige Schnittkraft wäre ebenfalls gleich Null. In Wirklichkeit verwendet man hydraulische Anbaufräsen jedoch meist auf eben diese Art, weshalb bei Fräsen mit Querschneidkopf der Materialabbau in Richtung der Schneidkopfdrehachse auch als der Hauptarbeitsvorgang bezeichnet wird. Es ist also falsch anzunehmen, in dieser Richtung wirkten keine Andrückkräfte. Auch Frenyo und Lange erkennen diese Schwäche und versuchen ihr Modell zu verbessern, indem sie ergänzend eine Schwenkkraft in Drehachsenrichtung einführen und zwei Fälle unterscheiden: Die Schwenkkraft wirke beim Fräsen orthogonal zur Schneidkopfachse parallel zu der aus Andrückkraft und Schnittkraft aufgespannten Ebene, beim Fräsen in Drehachsenrichtung orthogonal dazu. Sie betonen aber, im zweiten Fall, also beim Fräsen in Drehachsenrichtung, sei die Andrückkraft nach wie vor „eine reine Folge der Schnittkraft. Sie entsteht nicht in linearer Abhängigkeit von der Schwenkkraft, weil diese nicht in Richtung der Andrückkraft gerichtet ist [14, S. 524]“. Dieser Einschränkung wegen lässt sich allerdings immer noch nicht erklären, wie das Fräsen in Drehachsenrichtung möglich ist.

In abgeschwächter Form entstehen auch die Mängel dieses Modells wie bei anderen Modellen aus der Annahme, die Wirklinien der Andrückkräfte ergäben sich aus der Geometrie des Schneidkopfs und lägen in der Ebene senkrecht zur Drehachse. Es ist hingegen viel sinnvoller anzunehmen, die Wirklinie der Andrückkraft stünde immer senkrecht auf der Oberfläche des ausgefrästen Hohlprofils, wie folgendes Gedankenspiel zeigt: Würde eine Kraft über einen einzelnen Meißel unter einem willkürlichen Winkel auf eine beliebige Fläche wirken, so entspräche die Andrückkraft der Kraftkomponente, die orthogonal auf die Fläche wirkt. Dabei wäre es völlig belanglos, welche Mechanik die Kraft im Meißel erzeugt und wie deren Geometrie gestaltet ist. Folglich kann die Annahme, die Richtung der Wirklinie der Andrückkraft werde durch die Geometrie des Schneidkopfs bestimmt, nicht richtig sein. Geht man jedoch davon aus, dass die Wirklinie der Andrückkraft senkrecht auf der Oberfläche des ausgefrästen Hohlprofils steht, dann sind auch Andrückkräfte mit Komponenten in Richtung der Schneidkopfdrehachse möglich, und der „Hauptarbeitsvorgang“ beim Fräsen mit Querschneidköpfen ist erklärbar. Man braucht keine Schwenkkraft samt Fallunterscheidungen einzuführen, denn sie entspricht der Komponente der Andrückkraft, die in Schwenkrichtung wirkt.

Die Annahme von Frenyo und Lange zur Wirklinie der Schnittkraft leuchtet hingegen ein. Bezeichnet man die zweidimensionale Kreisbahn, die die Spitze eines Meißels bei einer Um-

drehung des Schneidkopfs beschreibt, als Schnittkreis dieses Meißels, so muss die Schnittkraft in einer Meißelspitze tangential zum Schnittkreis des Meißels in der Ebene senkrecht zur Drehachse liegen, da das Antriebsmoment des Fräsenmotors um die Drehachse des Schneidkopfs wirkt. Eine in einem Winkel zu dieser Ebene gerichtete Schnittkraft ist unmöglich, sie wirkt immer der Drehbewegung entgegen.

Zum besseren Verständnis der erläuterten Sachverhalte zeigt Abbildung 6.2 anhand eines stilisierten Fräsmeißels skizzenhaft die an einer Meißelspitze wirkende Andrückkraft F_A und die zugehörige Schnittkraft F_S . Die Darstellung der Meißellängsachse und der Tangente an die bearbeitete Oberfläche als gestrichelte und des geschlossenen Kraftecks als punktierte Geraden sollen noch einmal herausstellen, dass sich die Kraftrichtungen von Andrück- und Schnittkraft aus dem ausgefrästen Hohlprofil und nicht aus der Geometrie des Schneidkopfs (der Meißellängsachse) ergeben.

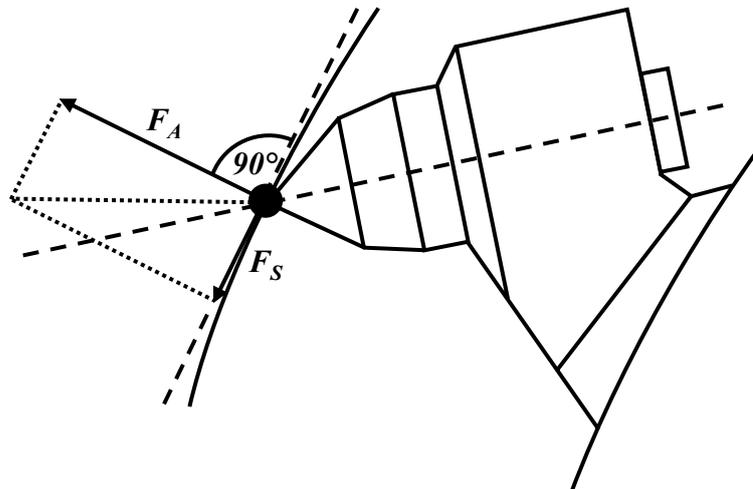


Abbildung 6.2: Zusammenhang von bearbeiteter Oberfläche, Andrück- und Schnittkraft

6.3 Die Entwicklung eines Fräsmodells

Behebt man dessen Schwächen liefert der Ansatz von Frenyo und Lange vier Hypothesen für ein eigenes Fräsmodell:

- Andrückkraft und Schnittkraft haben verschiedene Ursachen.
- Die Schnittkraft ist proportional zur Andrückkraft.
- Die Wirklinie der Andrückkraft steht senkrecht auf der Oberfläche des ausgefrästen Profils.
- Die Wirklinie der Schnittkraft verläuft tangential zum Schnittkreis eines Meißels.

Auf diesen Grundannahmen wird nun Schritt für Schritt und unter Berücksichtigung der bei der Versuchsauswertung erläuterten Phänomene ein Modell des Fräsvorgangs entwickelt, das die mechanischen Vorgänge hinreichend gut beschreibt. Die Ausführungen orientieren sich an den bereits eingeführten Richtungskonventionen und technischen Größen. Beziehen sich Überlegungen - im Unterschied zur stets gesamtheitlichen Betrachtungsweise in den vorangegangenen Kapiteln - auf einzelne Meißel, dann tragen die Bezeichnungen physikalischer Größen den zusätzlichen Index i .

Der Schneidkopf einer Fräse ist mit einer Vielzahl an Meißeln bestückt, bei der Versuchsfräse WS 30 sind es 52 Stück auf zwei Schneidtrommeln. Die Meißel eines Schneidkopfs befinden sich niemals alle gleichzeitig im Eingriff, sondern die Anzahl m der eingreifenden Meißel variiert je nach Betriebsart (Teil- oder Vollschnitt) und momentaner Position und Bewegungsrichtung des Schneidkopfs. Die auf die Fräse wirkende Gesamtvorschubkraft F_X verteilt sich nur auf die eingreifenden Meißel; auf jeden am Materialabbau beteiligten Meißel wirkt also ein gewisser Anteil F_{iX} der Vorschubkraft F_X . Definiert man die Wirkrichtung der Vorschubkraft wie bisher als x-Richtung, dann lautet die vektorielle Darstellung des Anteils F_{iX} je Meißel

$$\vec{F}_{iX} = \begin{pmatrix} F_{iX} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (6.2)$$

Gleichung 6.2: Vektordarstellung des Vorschubkraftanteils je Meißel

Für jeden Meißel i lässt sich dessen Anteil F_{iX} an der Vorschubkraft als vektorielle Summe zweier Teilkräfte ausdrücken, nämlich der gemäß den Grundannahmen senkrecht auf das Fräsprofil wirkenden Andrückkraft F_{iA} sowie einer dazu rechtwinkligen Tangentialkraft F_{iT}

$$\begin{aligned} \vec{F}_{iX} &= \vec{F}_{iA} + \vec{F}_{iT} \\ \vec{F}_{iA} \cdot \vec{F}_{iT} &= 0 \end{aligned} \quad (6.3)$$

Gleichung 6.3: Darstellung der Meißelkraft als Vektorsumme

Abbildung 6.3 zeigt die Zerlegung des Vorschubkraftanteils F_{iX} je Meißel in die beiden orthogonalen Teilkräfte F_{iA} und F_{iT} anhand einer vereinfachten, zweidimensionalen Sicht auf einen stilisierten Meißel. Die x- oder Fräsrichtung entspricht der Horizontalen.

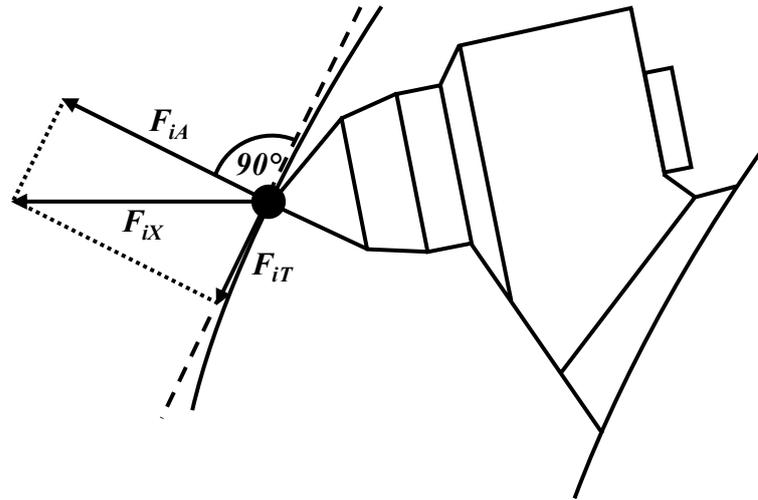


Abbildung 6.3: Darstellung der Meißelkraft als Kräfte­summe

Um Missverständnisse zu vermeiden sei darauf hingewiesen, dass die Tangentialkraft F_{iT} bei der Zerlegung des am Meißel wirkenden Vorschubkraftanteils F_{iX} in zwei Teilkräfte entsteht und aufgrund der verschiedenen Ursachen nicht mit der bereits eingeführten Schnittkraft F_{iS} übereinstimmt, obwohl die Wirkrichtungen bei zweidimensionaler Betrachtung vermeintlich übereinstimmen, wie die folgenden Ausführungen noch zeigen.

Aus der Vektorsumme ergibt sich, dass die Wirklinie der Tangentialkraft in der durch F_{iX} und F_{iA} aufgespannten Ebene liegt. Während das Modell bislang noch dem von Frenyo und Lange gleicht, zeigt die vektorielle Darstellung der beiden Teilkräfte F_{iA} und F_{iT} erstmals grundlegende Unterschiede auf. Durch die Hypothese, die Wirklinie der Andrückkraft stehe senkrecht auf dem ausgefrästen Hohlprofil, können alle drei Raumkomponenten der beiden Teilkraftvektoren Werte ungleich Null annehmen, während beim Modell von Frenyo und Lange durch die Restriktion, die Andrückkraft wirke radial zum Schneidkopf, höchstens zwei Komponenten ungleich Null sind. Die Andrückkraft hat also die Vektordarstellung

$$\vec{F}_{iA} = \begin{pmatrix} F_{iA,X} \\ F_{iA,Y} \\ F_{iA,Z} \end{pmatrix}. \quad (6.4)$$

Gleichung 6.4: Vektordarstellung der Andrückkraft

Die zur Andrückkraft gehörige Schnittkraft F_{iS} je Meißel steht gemäß den Annahmen zum Fräsmodell senkrecht auf der Andrückkraft. Da die Schnittkraft durch das auf den Schneidkopf wirkende Drehmoment des Fräsenmotors aufgebracht wird, stimmt die positive Richtung von F_{iS} im Gegensatz zur Tangentialkraft F_{iT} immer mit der positiven Drehrichtung des

Schneidkopfs überein; ihre Wirklinie liegt in einer Ebene senkrecht zur Drehachse, tangential zum Schnittkreis. Die Vektordarstellung der Schnittkraft lautet demnach

$$\vec{F}_{iS} = \begin{pmatrix} F_{iS,X} \\ 0 \\ F_{iS,Z} \end{pmatrix}. \quad (6.5)$$

Gleichung 6.5: Vektordarstellung der Schnittkraft

Der Betrag der Schnittkraft je Meißel errechnet sich gemäß der Fräsmodellhypothese aus dem Produkt des Betrags der Andrückkraft mit der Konstanten c :

$$\begin{aligned} |\vec{F}_{iS}| &= c \cdot |\vec{F}_{iA}| \\ \vec{F}_{iA} \cdot \vec{F}_{iS} &= 0 \end{aligned} \quad (6.6)$$

Gleichung 6.6: Betrag der Schnittkraft

Das vom Fräsenmotor für den Materialabbau aufgebrauchte Drehmoment M_S des Schneidkopfs um dessen Drehachse ergibt sich schließlich aus der Summe des Produkts der Beträge aller Schnittkräfte F_{iS} mit dem jeweiligen Schnittkreisradius R_i über alle m eingreifenden Meißel

$$\begin{aligned} M_{i,S} &= \vec{F}_{iS} \times \vec{R}_i \\ M_S &= \sum_1^m M_{i,S} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Gleichung 6.7: Erforderliches Schneidkopfdrehmoment

Wie zuvor in Abbildung 6.3 ist in Abbildung 6.4 schematisch die Schnittkraft und das daraus resultierende Schneidkopfdrehmoment für einen Meißel veranschaulicht. Da zwischen der vom Trägergerät aufgebrauchten Andrückkraft und dem Schneidkopfdrehmoment der Fräse über die Proportionalität von Schnitt- und Andrückkraft gemäß Modellhypothese nur ein indirekter Zusammenhang besteht, ist die Andrückkraft lediglich als gestrichelter Pfeil eingezeichnet.

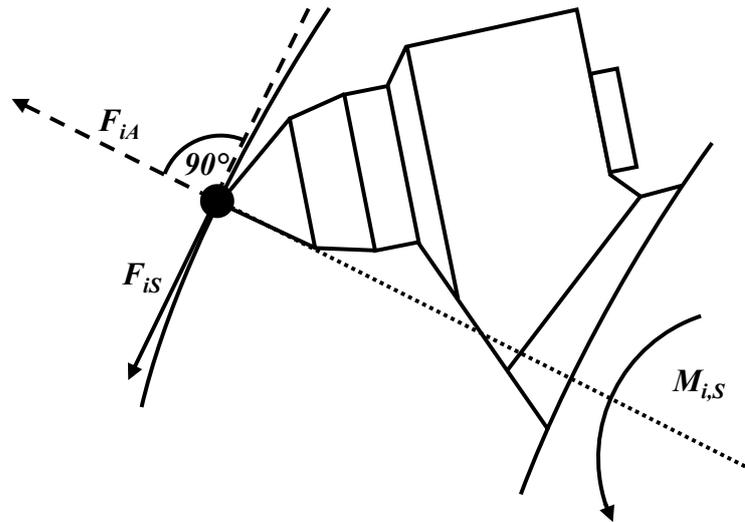


Abbildung 6.4: Darstellung der Schnittkraft und des Schneidkopfdrehmoments

Betrachtet man den gesamten Schneidkopf, dann haben die aus der Vorschubkraft F_X resultierenden Tangentialkräfte F_{iT} im Vollschnitt aus Symmetriegründen keinen Einfluss auf das vom Fräsenantrieb aufzubringende Schneidkopfdrehmoment M_S ; sie bleiben daher für dessen Berechnung unbeachtet. Bei den Schnittkräften hingegen ergibt sich im Vollschnitt durch die Übereinstimmung der Wirkrichtungen der Schnittkräfte mit der Drehrichtung des Schneidkopfs in z-Richtung eine resultierende Kraft. Da weder Vorschubkraft noch Exzentertrieb im Vollschnitt vertikale Kräfte auf den Betonkörper ausüben, muss die bei den Versuchen in z-Richtung gemessene Kraft folglich mit dieser resultierenden Kraft übereinstimmen. F_Z ist also ausschließlich auf Schnittkräfte zurückzuführen.

6.4 Die Bruchmechanik des FräSENS

Frenyo und Lange legen ihrem Modell die Annahme zugrunde, dass am Meißel einer Fräse zwei Kräfte wirken müssen, damit er Material abbaut. Die Andrückkraft „ermöglicht das Eindringen des Meißels in das zu schneidende Material“, die Schnittkraft „bewirkt das Schneiden des Materials“ [14, S. 524]. Das Fräsen setzt sich ihrer Ansicht nach also aus zwei Teilvorgängen zusammen, dem Eindringen des Meißels und dem eigentlichen Schneiden des Materials. Das Schneiden beschreiben Frenyo und Lange wie andere Autoren auch als einen (zumindest teilweise) spanenden oder schälenden Abbauvorgang, bei dem die Meißelspitze das Material gleichsam abschert oder abspaltet. Abbildung 6.5 skizziert diese Modellvorstellung, eine entsprechende Grafik findet sich bei Frenyo und Lange [14, S. 524, Bild 1].

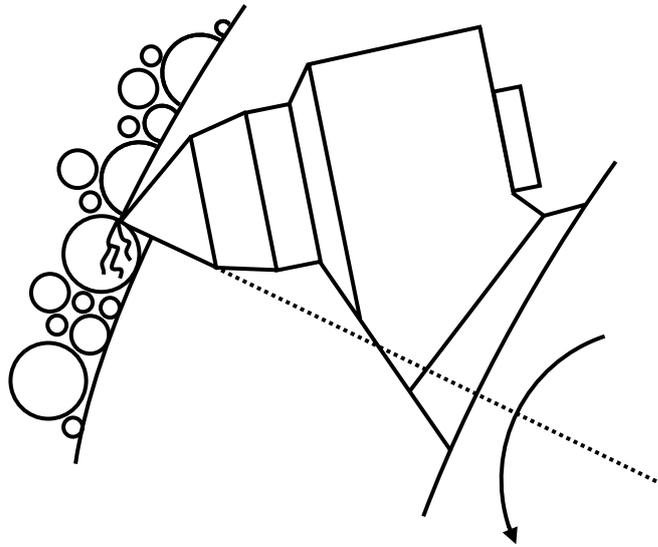


Abbildung 6.5: Bruchmechanisches Modell des schneidenden Fräsvorgangs

Um das Material zu zerstören muss gemäß Frenyo und Lange eine hinreichend große Schnittkraft „den Schneidwiderstand des Materials überwinden“ [14, S. 524]. Andernfalls bleibt die Fräse stecken. Auch für die Andrückkraft definieren sie eine Untergrenze, die vom „Eindringwiderstand des Materials“ [14, S. 524] abhängt. Wird sie unterschritten, gleitet der Meißel über die Materialoberfläche ohne einzudringen; dabei wird kein Material abgebaut.

Wie die Versuche zum Zusammenhang der Schneidleistung S und der Vorschubkraft F_X (Abschnitt 5.3.2) ergaben, nimmt die Schneidleistung tatsächlich erst ab einer Mindestvorschubkraft von ungefähr 2 kN Werte größer als Null an (Siehe Abbildung 5.7), obwohl positive Meißelkräfte vorhanden sind, sobald die Vorschubkraft als deren Ursache größer als Null ist. Die Diskrepanz zwischen der Schneidleistung und den Meißelkräften scheint die Modellvorstellung von Frenyo und Lange zu belegen, dass an jedem Meißel i zunächst eine Mindestandrückkraft $F_{iA,min}$ aufgebracht werden müsse, ehe er überhaupt ins Material eindringt. Führt man die Überlegung weiter, so lassen sich zwei Betriebszustände unterscheiden. Liegt die Andrückkraft F_{iA} eines Meißels unter dem Grenzwert $F_{iA,min}$, so entsteht beim Gleiten der Meißelspitze über die Materialoberfläche eine Gleitreibungskraft F_{iR} . Die Gleitreibungskraft errechnet sich nach Coulomb durch Multiplikation der Andrückkraft eines Meißels mit einem materialabhängigen Gleitreibbeiwert μ ; sie ist proportional zur Andrückkraft und somit zur Vorschubkraft. Überschreitet die Andrückkraft eines Meißels die Mindestandrückkraft, dann nimmt die Schnittkraft einen Wert größer als Null an, den man sich vorläufig aus zwei Anteilen zusammengesetzt vorstellen möge, einem Anteil $F_{iS,eff}$ zur Zerstörung des Materials und einem nach wie vor existenten Gleitreibungskraftanteil $F_{iS,R}$. Die von Frenyo und Lange definierte Konstante c berechnet sich nach dieser Hypothese aus dem Kehrwert der Summe zweier Konstanten, dem Kehrwert einer neuen Materialkonstanten c_{eff} als Verhältnis zwischen Andrückkraft F_{iA} und effektiver Schnittkraft $F_{iS,eff}$ sowie dem Gleitreibbeiwert μ .

$$\begin{aligned}
 F_{iA,\min} &= \text{const.} \\
 F_{iS} &= F_{iS,\text{eff}} + F_{iS,R}, \quad F_{iS,\text{eff}} = \frac{1}{c_{\text{eff}}} \cdot F_{iA}, \quad F_{iS,R} = \mu \cdot F_{iA} \\
 c &= \frac{F_{iA}}{F_{iS}} = \left(\frac{1}{c_{\text{eff}}} + \mu \right)^{-1}
 \end{aligned} \tag{6.8}$$

Gleichung 6.8: Arbeitshypothese zur Mindestandrückkraft (1)

Bei der Berechnung der Schnittkräfte sind also folgende zwei Fälle zu unterscheiden:

$$\begin{aligned}
 1. \quad F_{iA} > F_{iA,\min} &: \quad F_{iS} = F_{iS,\text{eff}} + F_{iS,R} = \left(\frac{1}{c_{\text{eff}}} + \mu \right) \cdot F_{iA} \\
 2. \quad F_{iA} \leq F_{iA,\min} &: \quad F_{iS,\text{eff}} = 0, \quad F_{iS} = F_{iR} = \mu \cdot F_{iA}
 \end{aligned} \tag{6.9}$$

Gleichung 6.9: Arbeitshypothese zur Mindestandrückkraft (2)

Diese Überlegungen stehen jedoch im Widerspruch zu den Ergebnissen der Versuche zum Zusammenhang zwischen der in z-Richtung eingeleiteten Kraft F_Z und der Vorschubkraft F_X (Siehe Abschnitt 5.3.3, Abbildung 5.8). Die Auswertungen ergaben einen von der Mindestvorschubkraft unabhängigen, proportionalen Zusammenhang von F_Z und F_X . Da sich F_Z allein aus der Schnittkraft ableitet, lässt der völlig geradlinige Kurvenverlauf nur den Schluss zu, dass der Anteil $F_{iS,\text{eff}}$ der Schnittkraft zum Schneiden des Materials verschwindet. Die von Frenyo und Lange definierte Schnittkraft reduziert sich also in Wirklichkeit auf eine reine Gleitreibungskraft $F_{iS,R}$; dadurch erübrigt sich die vorige Fallunterscheidung. Führt man den Gedanken weiter, so erweist sich die von Frenyo und Lange definierte, materialabhängige Konstante c anscheinend als der Kehrwert des Reibbeiwerts μ .

$$c = \frac{1}{\mu}, \quad \frac{F_{iS}}{F_{iA}} = \frac{F_S}{F_A} = \mu \tag{6.10}$$

Gleichung 6.10: Zusammenhang zwischen Schnitt- und Andrückkraft

Da Frenyo und Lange eine Schnittkraft als einzig zum Schneiden des Materials erforderliche Kraft definieren, die Versuchsergebnisse hingegen das Verschwinden solch einer Kraft belegen, erscheint der Ansatz von Frenyo und Lange bezüglich der Meißelkräfte und deren Ursachen zwar plausibel, ihre Modellvorstellung zur Bruchmechanik beim Materialabbau an der Meißelspitze scheint jedoch zumindest beim Betonfräsen die Wirklichkeit nur ungenügend abzubilden

Die Untersuchung zur Schwingungsanregung beim Fräsen (Siehe Unterkapitel 5.6) liefert ein weiteres Indiz gegen die Anwendbarkeit des bruchmechanischen Modells von Frenyo und Lange. Bei einem schneidenden Fräsvorgang müsste die Schnittkraft immer dann schlagartig ansteigen, wenn ein Meißel auf Material höherer Festigkeit trifft – etwa auf ein Zuschlagskorn im Beton. Solch ein plötzlicher Anstieg der Schnittkraft würde im Versuchsaufbau wie ein Impuls wirken, der den Betonkörper zum Schwingen anregt. Tatsächlich gibt es aber für eine Schwingungsanregung durch das Zerschlagen einzelner harter Zuschlagskörner keinerlei belegbare Anhaltspunkte, wie folgende Überlegung zeigt: Abbildung 6.6 stellt den idealisierten Fall dar, die Abbaufont bestünde ausschließlich aus aneinander gereihten Größtkörnern mit 16 mm Durchmesser.

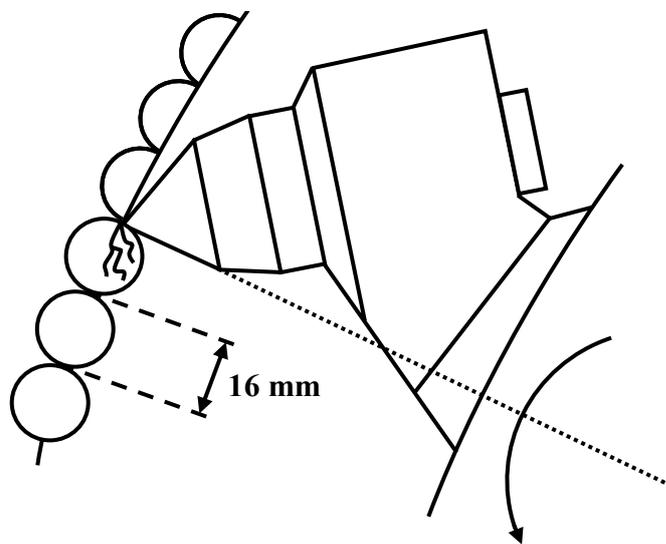


Abbildung 6.6: Skizze zur Schwingungsanregung beim Fräsen

Der Durchmesser des Schneidkopfs der Fräse WS 30 beträgt 388 mm, die Fräse schneidet im Vollschnitt also ein Profil mit halbkreisförmigem Querschnitt und einem Umfang von $0,5 \cdot \pi \cdot 388 \text{ mm} = 610 \text{ mm}$ aus dem Material. Die geringste Schneidkopfdrehzahl beträgt 47 Umdrehungen je Minute (Versuchslauf 5, Reihe 2); eine volle Schneidkopfdrehung dauert etwa 1,3 Sekunden. Selbst wenn man annimmt, die Fräse sei nur mit einem einzigen Meißel ausgestattet und die Abbaufont entspräche der in Abbildung 6.6 gezeigten, ergibt die Beispielrechnung ungefähr 38 Anregungen in 0,65 Sekunden, was bereits einer kleinstmöglichen Erregerfrequenz von circa 60 Hz entspricht. Bei einer realistischen Gesteinskörnung, Meißelanzahl oder höherer Schneidkopfdrehzahl läge die minimale Erregerfrequenz um ein Mehrfaches darüber. Die Untersuchung des Schwingungsspektrums der Kraftmessdaten ergab jedoch, dass selbst bei Versuchsläufen mit maximaler Schneidkopfdrehzahl keine nachweisbaren Amplituden bei Frequenzen über 50 Hz auftraten.

Die unerwartete Beobachtung, dass die Betondruckfestigkeit keinen Einfluss auf die Schneidleistung hat (Unterkapitel 5.2), liefert ein weiteres Indiz gegen einen schneidenden Material-

abbau. Stellt man sich das Fräsen als schneidenden Vorgang vor, dann erwartet man beim Betonfräsen, dass sich die Belastbarkeiten des Zementleims an sich und des Verbunds zwischen Zementleim und Gesteinskörnung in irgendeiner Weise auf den „Schneidwiderstand des Materials“ auswirken - ähnlich wie bei der in Unterkapitel 5.2 beschriebenen Druckfestigkeitsprüfung. Solch ein Effekt ließ sich jedoch nicht nachweisen. Vielmehr bestimmen die Materialeigenschaften der Zuschlagskörner den Widerstand des Betons gegen den Abbau.

Das Modell von Frenyo und Lange weist also auch bei der bruchmechanischen Beschreibung des Fräsvorgangs Schwächen auf; die Thesen lassen sich mit den bislang aus den Versuchen an Beton gewonnenen Erkenntnissen nicht vereinbaren. Die Ursache liegt – wie bei anderen Modellen auch – in dem Versuch begründet, die Beschreibung der mechanischen Vorgänge aus anderen Fräsenanwendungen, etwa der Metall- oder Holzbearbeitung, auf das Gesteinsfräsen zu übertragen. Dabei wird der wichtige Sachverhalt übersehen, dass alle diese Anwendungen zwar die Bezeichnung „Fräsen“ sowie die rotierende Bewegung des Schneidkopfs gemeinsam haben, dass sich aber die eigentlichen Abbauwerkzeuge in Aussehen und Funktion grundlegend unterscheiden. Fräser (= Schneidköpfe) für die Holz- oder Metallbearbeitung sind generell mit scharfen Schneiden oder Klingen versehen, die das bearbeitete Material bei der Drehung des Fräasers wie ein Hobel in Spänen abheben. Der spanende Materialabtrag schlägt sich auch in den zugehörigen Berechnungsmodellen nieder. Sie sind stets komplex und berücksichtigen etliche Einflussgrößen, wie die Vorschub- und Schnittgeschwindigkeit, aber beispielsweise auch die (hier nicht näher erläuterte) Spandicke, Vorspaltung und Faserdicke (Holz) oder die Geometrie der Schneide [12]. Ganz anders wirken hingegen die Meißel einer Gesteinsfräse. Abbildung 6.7 zeigt die Nahaufnahme eines gebrauchten, aber keineswegs abgenutzten Rundschafftmeißels der Versuchsfräse WS 30. Der links im Bild eingerahmte Ausschnitt der Meißelspitze ist rechts vergrößert zu sehen.

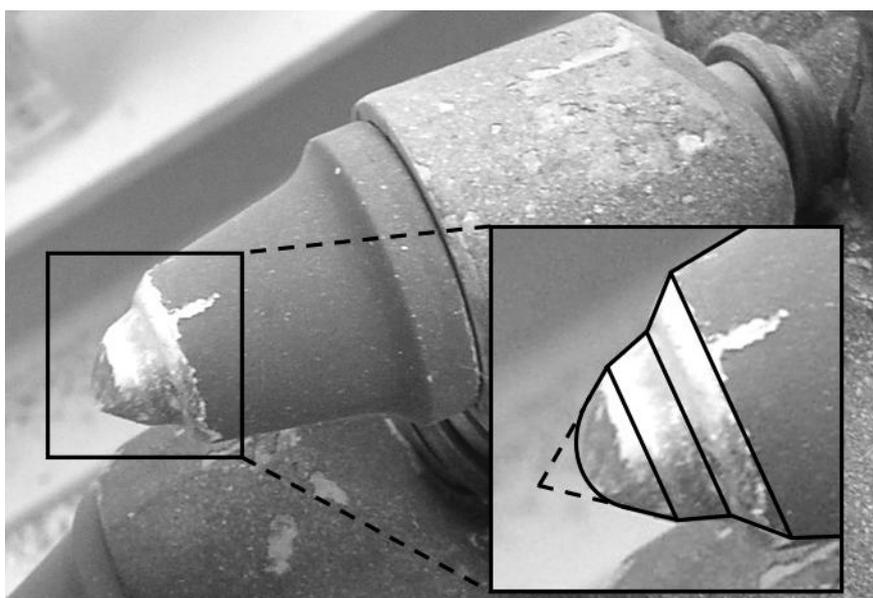


Abbildung 6.7: Hartmetall-Rundschafftmeißel des Typs C3R

Offensichtlich ist der Meißel vorne nicht spitz, sondern stark abgerundet. Dem Meißel fehlt also jegliche Schneide, Klinge oder Spitze; ein spanender oder schälender Materialabbau ist aufgrund des stumpfen Fräswerkzeugs auszuschließen.

Die runde Form der Meißelspitze eignet sich vielmehr sehr gut, die auf den Meißel wirkende Andrückkraft über eine minimale Berührfläche ins abzubauen Material einzuleiten, wie in Abbildung 6.8 dargestellt.

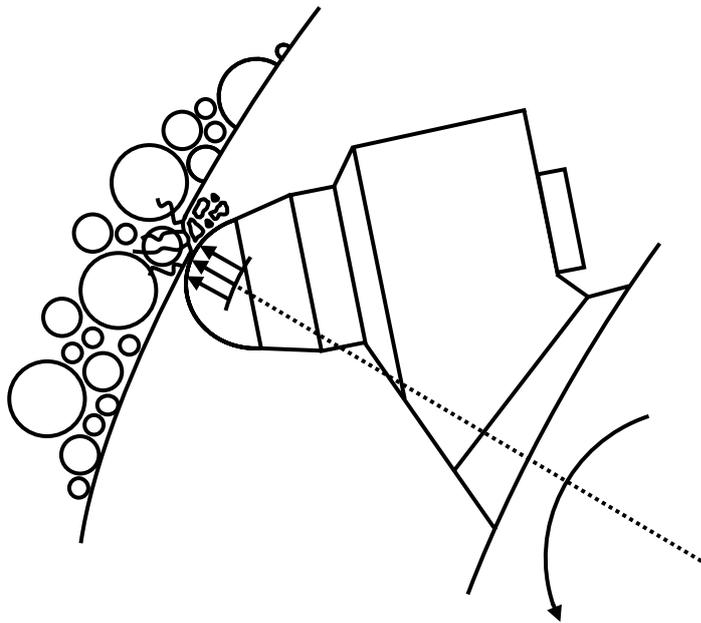


Abbildung 6.8: Bruchmechanisches Modell des Fräsvorgangs durch Sprödbbruch

Beim Abbau von Beton, Gestein oder ähnlich spröden und unnachgiebigen Materialien (siehe Unterkapitel 3.2) bewirkt die zweckdienliche Gestalt des Meißels durch die Konzentration der Krafteinwirkung auf eine quasi punktförmige Fläche größtmögliche Druckspannungen, in der Zeichnung als Pfeile in Wirkrichtung der Andrückkraft angedeutet. Diese Spannungen können zum Bruch des Materials führen. Je nach Material sind dabei drei Szenarien vorstellbar. Das Material bricht entweder, wenn im Moment der Belastung die vom Meißel erzeugte Druckspannung die Druckfestigkeit des Materials übersteigt, oder wenn bei der anschließenden, plötzlichen Entlastung die Reaktion des Materials dessen Zugfestigkeit überschreitet. Ist die auf den Meißel wirkende Andrückkraft hingegen kleiner als die Mindestandrückkraft, so werden weder die Druck- noch die Zugfestigkeit des Materials überschritten; in diesem Fall gleitet der Meißel lediglich über die Oberfläche des Materials ohne es zu zerstören.

Welche Versagensweise wirklich zum Bruch des Materials führt, ist für diese Untersuchung unerheblich. Entscheidend wichtig ist indes die Einsicht, dass die Meißel einer Gesteinsfräse

beim Abbau spröder Materialien wie Gestein oder Beton eben nicht erst radial ins Material eindringen, um anschließend in tangentialer Richtung eine Schnittkraft zur Zerstörung des in Drehrichtung gesehen vor dem Meißel liegenden Materials auszuüben. Vielmehr bewirkt die radial wirkende Andrückkraft bereits im Moment des Kontakts, noch vor dem Eindringen den Bruch des an der Meißelspitze anstehenden Materials, wie in Abbildung 6.8 angedeutet. Die Zerstörung des Materials erfolgt also durch Sprödbbruch infolge radialer Druckkräfte an den Meißelspitzen. Die dabei in tangentialer Richtung aufgebrauchte Kraft dient hauptsächlich dazu, die Gleitreibung zwischen Meißelspitze und Material zu überwinden, um den Meißel auf seiner Bahn weiter zu bewegen; auf den Materialabbau hat sie keinen merklichen Einfluss. Deshalb ergab auch die Versuchsauswertung ganz klar einen von der Mindestandrückkraft – und damit vom Materialabbau – unabhängigen, proportionalen Zusammenhang zwischen der Kraft F_Z in z-Richtung und der Vorschubkraft F_X . Weil eine Reibkraft per Definition eine Folge der zugehörigen Normalkraft ist, verhalten sich die beiden Meißelteilkräfte zueinander umgekehrt wie von Frenyo und Lange angenommen: die Schnittkraft ist immer eine Folge der Andrückkraft.

Die im Fräsmodell von Frenyo und Lange scheinbar einleuchtenden Annahmen zu den am Meißel wirkenden Kräften, deren Wirkrichtungen und Ursachen treffen also beim Fräsen spröden Materials wie Beton nicht zu, denn die Aufgaben der Kräfte werden verkannt. Beim Fräsen weicher, duktiler Materialien hingegen ist die Modellvorstellung eines schälenden Abbauvorgangs durch ins Material eindringende Meißel wohl gerechtfertigt; die zum Schneiden ungeeignete, stumpfe Ausbildung der Fräsmeißel weist aber darauf hin, dass sich Gesteinsfräsen zum Abbau solcher Materialien ebenso wenig eignen wie schneidende Werkzeuge zum Fräsen von Gestein oder Beton.

Die für das Fräsen spröder Materialien wie Beton revidierte Modellvorstellung eines Materialabbaus durch Sprödbbruch infolge radialer Druckkräfte an der Meißelspitze lässt sich durch mehrere Argumente bestärken.

Zum einen besitzt Beton neben seiner ausgeprägten Sprödigkeit (siehe Unterkapitel 3.2) eine hohe Viskosität. Die im Vergleich von Beton mit anderen Werkstoffen ohnehin schon sehr kleinen Verformungen unter Belastung hängen demnach auch noch von der Geschwindigkeit der Zustandsänderung ab, also von der Belastungsgeschwindigkeit. Wie Abbildung 6.9 zeigt, geht die plastische Verformbarkeit viskoser Materialien bei plötzlicher Belastung – wie sie beim Fräsen durch die schnelle Drehbewegung des Schneidkopfs auftritt – stark zurück. Dadurch nähert sich die Spannungs-Dehnungs-Linie einer Geraden an, die Versagenscharakteristik ähnelt mit steigender Belastungsgeschwindigkeit immer mehr dem reinen Sprödbbruch [39, S. 80, Abb. A 22].

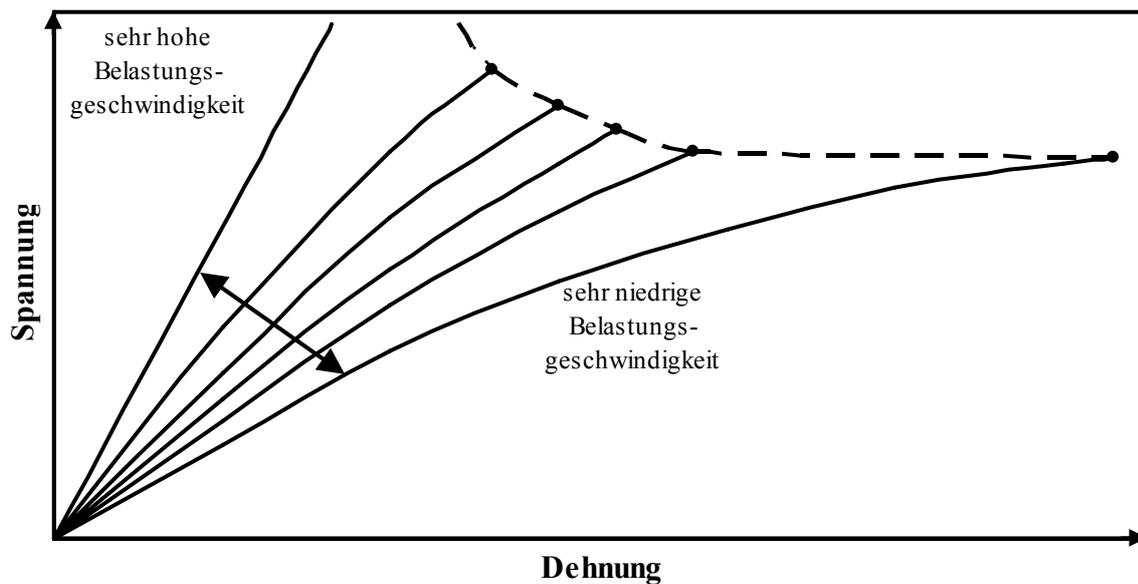


Abbildung 6.9: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit bei viskosen Werkstoffen [39]

Zum anderen liefern Frenyo und Lange selbst ein weiteres Argument für die revidierte Modellvorstellung. Basierend auf Datenerhebungen aus dem Bergbaubereich liegt die von ihnen definierte Konstante c nach ihren eigenen Angaben zwischen 1 bei weichen, spröden Materialien und 3 bei harten, zähen Materialien [14, S. 526]. Gemäß den Hypothesen zum Fräsmodell und den vorangegangenen Überlegungen entspricht der Quotient aus Schnitt- und Andrückkraft dem Reibbeiwert μ – und dem Kehrwert von c . Bildet man den Kehrwert, läge μ nach Frenyo und Lange zwischen 0,33 bei harten und 1 bei weichen Materialien.

Für die Gleitreibung von Stahl auf Beton sind in der Fachliteratur nur wenige, unterschiedliche Werte zu finden, die spärlichen Informationen decken sich aber mit den bereits genannten. So gibt Schneider in seinen Bautabellen für Ingenieure Gleitreibbeiwerte zwischen 0,3 und 0,45 an, ohne jedoch Betonart oder Stahlsorte genauer zu spezifizieren [32]. Roik und Bürkner nennen in ihren Forschungsergebnissen zur Schubspannungsübertragung bei Stahl-Beton-Verbundkonstruktionen Gleitreibbeiwerte von Stahl S235 (ehemals St 37) auf Beton C30/37 (früher B 35) im Bereich von 0,56 bis 0,82 [30] und liegen damit ebenfalls im von Frenyo und Lange festgelegten Bereich. Auch die näherungsweise Berechnung des Beiwerts aus den Versuchsdaten liefert keine abweichenden Ergebnisse, alle Werte liegen im Intervall von 0,4 bis 0,7.

Die unzutreffende Modellvorstellung eines schneidenden Fräsvorgangs führt übrigens (zumindest beim Betonfräsen) zur unpassenden Benennung der Kräfte. Die von Frenyo und Lange definierte „Schnittkraft“ bewirkt nur das Drehen des Schneidkopfs durch Überwinden des Gleitreibungswiderstands, sie sollte deshalb die passendere Bezeichnung „Drehkraft“ oder „(Gleit-)Reibkraft“ tragen. Der tatsächlichen Aufgabe der „Andrückkraft“ würden indessen

Bezeichnungen wie „Bruchkraft“ oder „Druckkraft“ eher gerecht. Da die Begriffe „Andruckkraft“ und „Schnittkraft“ neben ähnlich irreführenden Bezeichnungen wie „Schneidkopf“ und „Schnitttiefe“, „Schnittkreis“ oder „Schneidleistung“ aber in der Fachwelt weit verbreitet sind, wurde im Rahmen dieser Arbeit von einer nachträglichen Umbenennung abgesehen. Auf alle vorigen Überlegungen hatte die Inkaufnahme unpassender Begriffe keinen Einfluss.

7. Zusammenfassung

7.1 Rückblick

Die Zielsetzung, mehr über die „Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen“ zu erfahren, unterschied diese Dissertation auf den ersten Blick nicht grundsätzlich von anderen Studien über Baumaschinen, wenn man davon absieht, dass es bislang noch keine wissenschaftlichen Untersuchungen über das Betonfräsen gab. Die Aufgabenstellung, bei den Untersuchungen auch eine mögliche Verwendung von Fräsen als Rettungsgerät zu berücksichtigen, führte jedoch zum erweiterten Ansatz, nicht nur die Fräse an sich zu betrachten, sondern auch deren Wirkung auf das bearbeitete Objekt. So eröffnete sich eine neue Perspektive und erstmals gelang ein umfassender Überblick über das Zusammenspiel der physikalischen Größen beim Fräsen.

Das erste Augenmerk galt dem Einfluss der Betondruckfestigkeit auf die Schneidleistung der Fräse. Das ursprüngliche Konzept sah daher vor, Fräsversuche an Betonkörpern mit bestimmten, einheitlichen Festigkeiten durchzuführen. Da es aber trotz aller Bemühungen zunächst nicht gelang, solche Betonkörper herzustellen, drohten wesentliche Teile des Konzepts schon zu scheitern, bevor die Versuche überhaupt begonnen hatten. Eher aus der Not geborene Vorversuche brachten jedoch Unerwartetes zum Vorschein, denn die Schneidleistung hing wider alle bis dato verfügbaren Informationen über das Fräsen gar nicht von der Druckfestigkeit des Betons ab. Mit dem Ergebnis der ersten Untersuchung war nicht nur die anfängliche Bemühung hinfällig, für die Versuche Betonkörper einheitlicher Festigkeit herzustellen, sondern diese entscheidend wichtige Entdeckung erlaubte sogar, weit mehr Versuche als ursprünglich geplant in die Auswertungen einzubeziehen. Wie weitere Untersuchungen ergaben, hat die Betondruckfestigkeit auch keinen Einfluss auf die von der Fräse auf den Betonkörper ausgeübten Kräfte.

Mit Hilfe einer speziellen Versuchseinrichtung wurde empirisch ermittelt, wie die Schneidleistung und die von der rotierenden Fräse auf den Betonkörper ausgeübte, vertikale Kraft von der horizontalen Vorschubkraft abhängen. Dabei zeigte sich, dass sich die Vorschubkraft nur innerhalb gewisser Grenzen bewegen darf, damit die Fräse wirtschaftlich arbeitet. Unterhalb einer vom gefrästen Material abhängigen Mindestvorschubkraft erzielt die Fräse gar keine Schneidleistung. Oberhalb der Mindestvorschubkraft ergaben die Versuche einen linearen Zusammenhang von Schneidleistung und Vorschubkraft. Aufgrund der zweifachen Perspektive wurden anhand der Experimente auch die von der rotierenden Fräse ausgehenden Kräfte empirisch belegt. Die Vorschubkraft und die von der Fräsenrotation hervorgerufene, vertikale Kraft erwiesen sich dabei als streng proportional zueinander. Weder bezüglich der Schneidleistung noch der von der Fräse ausgehenden Kräfte ließen sich Auffälligkeiten beobachten, die auf die verglichen mit natürlichem Gestein spezielle Struktur von Beton zurückzuführen wären. Alles in allem ließen sich beim Fräsen von Beton drei Bereiche festlegen, in denen die

Vorschubkraft, die Schneidleistung und die von der Fräse ausgehende, vertikale Kraft jeweils unterschiedlich zusammenhängen; ein vermeintlich entdeckter vierter Bereich wurde als versuchsspezifisch entlarvt. Die Bereiche wurden allgemein gültig formuliert und in einem Diagramm veranschaulicht. Diese zunächst empirisch gefundenen Zusammenhänge wurden dann auch physikalisch begründet.

Bei den Fräsversuchen zeigten sich mehrere merkwürdige Phänomene, beispielsweise ein nichtlinearer Rückgang der Schneidleistung mit der Schneidkopfdrehzahl. Als Ursache erwies sich später die vom Exzenter angetriebene Seitwärtsbewegung der Fräse. Um solche Beobachtungen zu erklären, wurde die Mechanik der zweidimensionalen Fräsenbewegung zunächst theoretisch beschrieben; anschließend konnte die Richtigkeit der Theorie anhand der empirischen Daten nachgewiesen werden. Ferner brachte die Untersuchung der Messdaten auf darin enthaltene Schwingungen die Erkenntnis, dass von einer Fräse ausgehende Erregerschwingungen allein von der Drehzahl des Schneidkopfs und dessen Meißelbestückung abhängen, nicht aber von der Struktur des Betons. Mit einer zusammenfassenden Bewertung der Versuchsergebnisse bezüglich ihrer Relevanz für den Einsatz von Fräsen als Rettungsgeräte schloss die Versuchsauswertung.

Ein Ergebnis dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Fräsmodells, das den Fräsvorgang hinreichend wirklichkeitsnah beschreibt. Das Modell erlaubt Aussagen über die wesentlichen, mechanischen Größen bis hin zu den beim Fräsen an einem einzelnen Meißel wirkenden Kräften. Es ist nicht nur auf das Fräsen von Beton, sondern auch auf das Fräsen natürlicher Materialien wie Gestein übertragbar. Bislang liegt kein ähnlich leistungsfähiges Modell vor.

Zudem brachte die Studie noch ein bemerkenswertes Ergebnis, nämlich die empirisch wie theoretisch belegte Erkenntnis, dass beim Fräsen von unbewehrtem Beton die Schnittkraft und die Andrückkraft eines jeden Meißels über den Reibbeiwert für Stahl auf Beton proportional zusammenhängen.

Abfolge und Ziele dieser Arbeit waren nicht immer geradlinig und klar. Oft bestätigten sich die ursprünglichen Annahmen nicht; gelegentlich zeigten sich unerwartete Phänomene, deren Ergründung zu interessanten Erkenntnissen führte. Zunächst als wichtig erachtete Zusammenhänge verloren jegliche Bedeutung, zuvor für irrelevant gehaltene Einflüsse auf den Fräsvorgang stellten sich als wichtig heraus. So zwangen die Versuchsergebnisse nicht selten zum Umdenken, zum Hinterfragen vermeintlich gesicherten Wissens, zum Anpassen der Vorgehensweise. Eben das machte aber den Reiz dieser Arbeit aus.

„Der Beginn aller Wissenschaften ist das Staunen, dass die Dinge so sind, wie sie sind.“

(Aristoteles, 384 – 322 v. Chr.)

7.2 Ausblick

Einige weiterführende Forschungsansätze, die sich geradezu aufdrängten, hätten den thematischen oder zeitlichen Rahmen dieser Arbeit gesprengt. So beschränkt sich die Dissertation bewusst auf Fräsvorgänge an unbewehrtem Normalbeton.

Zwar hängen die Schneidleistung der Fräse und die von der Fräse ausgehenden Kräfte nicht von der Druckfestigkeit des Betons ab, aber über den Einfluss anderer Materialeigenschaften, wie Art und Festigkeit des Zuschlags, lassen sich nur Vermutungen anstellen, denn die Betonkörper besaßen eine einheitliche Zusammensetzung und unterschieden sich nur in der Druckfestigkeit. Versuche mit verschiedenen Betonrezepturen könnten diese interessante Frage klären.

Die Betonbearbeitung mit Fräsen ist ein Spezialgebiet, das nach aktuellem Kenntnisstand aus Sicht der Wissenschaft noch weitgehend im Dunkeln lag. Daher beschränkte sich diese Arbeit auf die Erforschung grundlegender Zusammenhänge beim Fräsen unbewehrten Betons; auf die Untersuchung bewehrten Betons wurde verzichtet. Da moderne Gebäude auch in Stahlbetonbauweise ausgeführt sind, könnten Versuche an bewehrtem Beton die bei dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse sinnvoll ergänzen.

Offenbar wird die Rolle der Gleitreibung beim Fräsvorgang unterschätzt. Die Klärung der bei den Überlegungen zum Fräsmodell aufgeworfenen Frage, ob die Andrück- und Schnittkräfte der Meißel auch bei anderen Materialien als unbewehrtem Beton über den Reibbeiwert proportional zusammenhängen, wäre vor allem für den Standardeinsatz von Fräsen lohnend. Würden Versuche mit anderen, natürlichen Materialien dies – wie zu vermuten – im Wesentlichen bestätigen, dann ließen sich Fräsen künftig auf allen Gebieten effizienter und wirtschaftlicher einsetzen.

Anhang A

A.1 Anhang zu Kapitel 2

Das Finite-Elemente-Modul von CATIA V5 – software-intern als Generative Structural Analysis (GSA) bezeichnet – bietet dem Anwender mehrere Möglichkeiten, das CAD-Modell eines einzelnen Bauteils oder einer aus mehreren Bauteilen zusammengesetzten Baugruppe mittels Finite-Elemente-Methoden zu analysieren: die Statikanalyse, die normale Frequenzanalyse und die freie Frequenzanalyse.

Unter Berücksichtigung zuvor definierter Randbedingungen zu den Werkstoffeigenschaften, zur Lagerung des Bauteils oder der Baugruppe, zu den Verbindungen zwischen einzelnen Bauteilen sowie zu angreifenden Lasten erlaubt die statische Analyse Aussagen über die in einen Bauteil wirkenden Spannungen oder über Verformungen eines Bauteils. Als Analyseergebnis stellt das Programm die gesuchte Größe als farbige Schattierung des CAD-Modells dar. Hoch belastete oder stark verformte Teile werden entsprechend gekennzeichnet, so dass sie gut zu erkennen sind.

Bei den Frequenzanalysen berechnet die Software die Eigenfrequenzen (Eigenformen) eines Bauteils und gibt diese als Zahlenwert oder als Animation des CAD-Modells aus. Die normale Frequenzanalyse beachtet dabei Werkstoffeigenschaften, die Lagerung der gesamten Baugruppe sowie Verbindungen zwischen den einzelnen Bauteilen, im Gegensatz zur Statikanalyse aber keine äußeren Belastungen. Die freie Frequenzanalyse betrachtet das Bauteil oder die Baugruppe als quasi frei schwebend; deshalb entfallen alle Randbedingungen zur Lagerung.

Da die Detailplanung des Versuchsstands nach der Festlegung des grundsätzlichen Versuchsstandkonzepts sowieso weitestgehend CAD-gestützt erfolgte, bot sich die Statikanalyse an, um die Entwürfe bereits im Vorfeld des Versuchsstandbaus qualitativ auf überlastete Bauteile oder unerwünschte Verformungen hin zu überprüfen und gegebenenfalls konstruktiv nachzubessern. Beispielhaft zeigt Abbildung A.1 in dunkelgrau mehrere aus den Statikanalysen hervorgegangene Aussteifungen des Versuchsstands im Bereich der Betonkörperaufnahme.

Die Statikanalyse der Entwürfe war allerdings von Anfang an nur als grobe Kontrolle gedacht, um den Versuchsstand sukzessive zu optimieren; deshalb sind die Annahmen bezüglich der angreifenden Lasten zwar stark vereinfacht, für den Zweck der Untersuchung aber völlig ausreichend. Die Frequenzanalyse fand im Rahmen dieser Arbeit keine Verwendung.

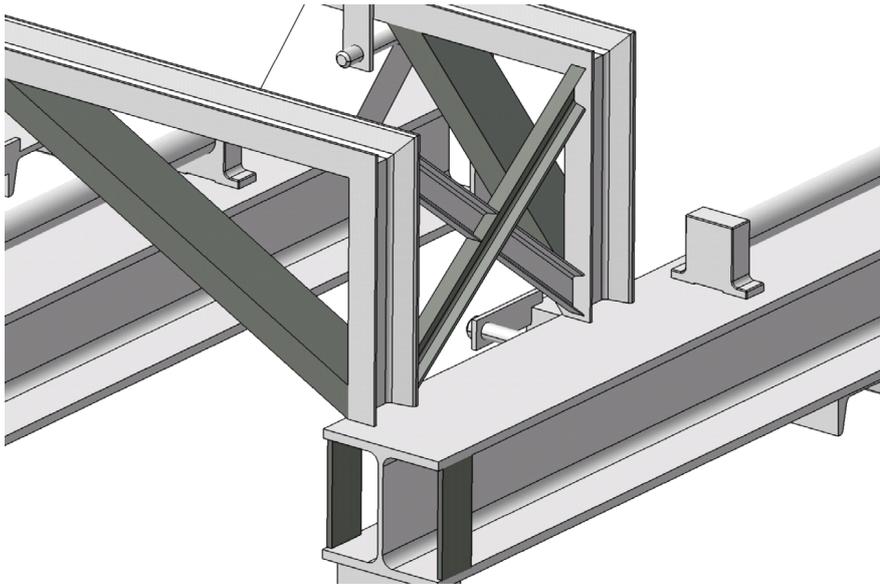


Abbildung A.1: Verstärkung der Betonkörperaufnahme des Versuchsstands

Bei einer FE-Berechnung bildet ein geometrisches CAD-Modell die Grundlage der FE-Modellierung, das man durch möglichst wirklichkeitsnahe Informationen über die bei der FE-Analyse zu berücksichtigenden Randbedingungen erweitert. Die Werkstoffeigenschaften der berechneten Bauteile sind dabei von besonderer Bedeutung. Der beim Versuchsstand verwendete Stahl S235 besitzt laut einschlägiger Literatur den Elastizitätsmodul (E-Modul) 210 kN/mm^2 , die Dichte 7.850 kg/m^3 und die Querkontraktionszahl (Poisson-Faktor) $0,3$. Der E-Modul der Betonkörper beträgt 25 kN/mm^2 , die Querkontraktionszahl $0,3$ [32]. Da zum Zeitpunkt der Frequenzanalyse bereits alle Betonkörper fertig gestellt waren, ergibt sich die für die Analyse angenommene Dichte des Betons aus deren mittlerer Dichte zu 2.320 kg/m^3 (Siehe Unterkapitel 3.5).

Der Lösungsalgorithmus (Elfini-Solver) des GSA-Moduls von CATIA erlaubt nur lineare Analysen, das heißt der Berechnung liegt grundsätzlich ein linear-elastisches Werkstoffverhalten zu Grunde. Der Solver rechnet also auch nach Überschreiten der Streckgrenze anhand der Steigung des E-Moduls, ohne den in der Realität auftretenden Fließbereich zu berücksichtigen. Möchte man quantitative Aussagen aus den Berechnungen ableiten, ist es daher vor allem bei einer Statikanalyse notwendig, berechnete Spannungen jeweils mit der Streckgrenze des verwendeten Werkstoffs zu vergleichen.

Für statische FE-Analysen mit dem GSA-Modul von CATIA V5 müssen alle Bauteile oder Baugruppen mindestens statisch bestimmt gelagert sein. Beim Versuchsstand gilt bezüglich der Lagerung: zwischen der Unterseite des Hauptrahmens und dem Untergrund gibt es eine im Raum unverschiebbare Verbindung. Ferner werden alle miteinander verschweißten Teile des Versuchsstands – beispielsweise die Einzelteile des Hauptrahmens – zur Analyse vereinfachend als ein Teil betrachtet, da der Arbeits- und Rechenaufwand zur Modellierung

der Schweißnähte unökonomisch hoch wäre. Die beweglichen oder gelenkigen Verbindungen zwischen den einzelnen Komponenten des Versuchsaufbaus lassen sich verhältnismäßig einfach im GSA-Modul abbilden, da bereits bei der Konzeption des Versuchsstands Verbindungen mit möglichst eindeutigen Eigenschaften ausgewählt wurden. So ist etwa das Kugelkopfgelenk einer Pendelstütze der Betonkörperaufnahme nichts anderes als ein (als spielfrei angenommenes) Gelenk mit drei von sechs (im Raum) möglichen Freiheitsgraden: es lässt sich um drei Achsen verdrehen, aber nicht verschieben. Eine Linearführung des Schubrahmens lässt sich als Gleitlager mit zwei Freiheitsgraden beschreiben. Der Reiter lässt sich entlang der Schiene verschieben und um deren Achse verdrehen, weitere Bewegungsmöglichkeiten gibt es nicht. Allerdings ist die Bewegung des Reiters entlang der Schiene im FE-Modell behindert, um der Anforderung an die statische Bestimmtheit zu genügen. Insgesamt reichen 46 derartige Verbindungsdefinitionen zur Modellierung des letzten Versuchsstandentwurfs aus.

Für eine Frequenzanalyse wären die genannten Randbedingungen bereits ausreichend, die Statikanalyse verlangt zusätzlich noch die Definition angreifender Lasten. Das Eigengewicht des Versuchsstands samt Fräse und eingehängtem Betonkörper wird über eine global wirkende, vertikale Beschleunigung von $9,81 \text{ m/s}^2$ abgebildet. Des Weiteren ersetzen im Modell Einzelkräfte in den Umlenkpunkten des Seilzugs das Vorschubgewicht samt Seilzug; ihre Größe ergibt sich unter Annahme einer reibungslosen Umlenkung aus den bei 1.000 kg Vorschubgewicht wirkenden Seilkräften. Um qualitative Aussagen über Belastungen oder Verformungen des Versuchsstands zu erhalten genügt es völlig, Kräfte mit realistischen Größenordnungen anzunehmen; abgesehen von der Berücksichtigung dieser Vorgabe ist die Wahl des Vorschubgewichts 1.000 kg willkürlich.

Auf die Definition der Randbedingungen folgen die Wahl geeigneter Vernetzungselemente und die Suche nach einem ausreichend genauen FE-Netz über verschiedene Netzstudien. Je nach geometrischem Modell vernetzt CATIA mit 1D-, 2D- oder 3D-Elementen. 1D- oder Beam-Elemente finden bei Drahtgittergeometrien Anwendung und eignen sich am besten zur Berechnung von Fachwerken. 2D- oder Schalenelemente benutzt man vorzugsweise zur Vernetzung dünnwandiger Bauteile (z.B. Blechteile), da eine Vernetzung mit 3D-Elementen bei solchen Bauteilen aufgrund der geringen Wandstärke zu starken Verzerrungen führt. CATIA kennt Dreieck- und Rechteck-Schalenelemente, beide Elementarten können als lineare oder parabolische Elemente definiert werden. Tetraeder-Elemente (3D-Elemente) hingegen eignen sich sehr gut zur Vernetzung von Volumenkörpern; deshalb verwendet CATIA sie standardmäßig zur Vernetzung dreidimensionaler Geometrien wie dem Versuchsstandentwurf. Auch hier unterscheidet CATIA zwischen den in Abbildung A.2 abgebildeten linearen (T4) und parabolischen (T10) Tetraeder-Elementen [70].

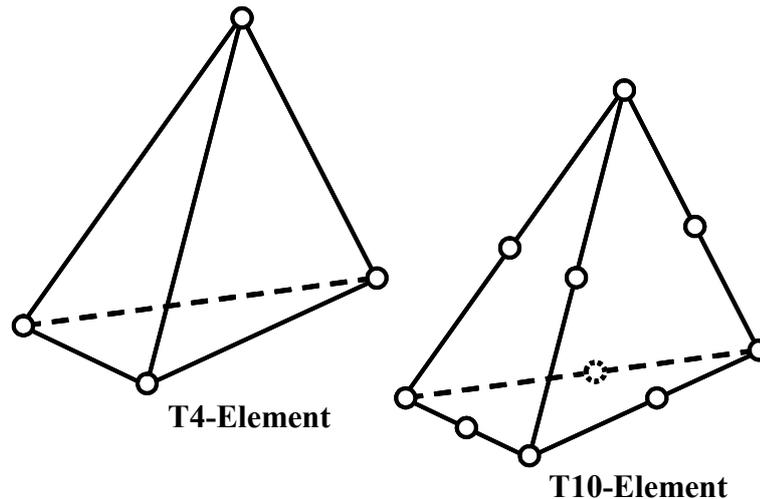


Abbildung A.2: Tetraeder-Elemente im GSA-Modul von CATIA V5

Das Verhalten aller Tetraeder-Elemente ist elastisch. Ein T4-Element besitzt 4 Knoten mit jeweils drei translatorischen Freiheitsgraden. Bei diesem Elementtyp ist die Spannung innerhalb eines Elements konstant. Bei FE-Netzen aus T4-Elementen kann sich der Spannungszustand also nur relativ grob von einem Element zum Nachbarelement ändern; deshalb führt eine FE-Berechnung zwangsläufig zu fehlerhaften Ergebnissen, wenn die Bauteildicke kleiner als drei T4-Elemente ist. Eine quantitative Aussage ist bei der Berechnung mit T4-Elementen jedoch selbst bei Beachtung dieser Einschränkung unmöglich. Netze aus diesem Elementtyp verwendet man deshalb vornehmlich zur Plausibilitätskontrolle zuvor definierten Randbedingungen. Ein T10-Element hingegen besitzt 10 Knoten mit ebenfalls drei translatorischen Freiheitsgraden je Element. Wie ihr Name schon sagt, verformen sich (parabolische) T10-Elemente ihrer Zwischenknoten wegen parabelförmig. Der Spannungsverlauf zwischen zwei Knoten ist bei diesen Elementen veränderlich und folgt einer Geraden; deshalb lässt sich die Wirklichkeit erheblich genauer darstellen als mit T4-Elementen. Bei ausreichender Netzfeinheit sind mit T10-Elementen daher auch quantitative Spannungsaussagen möglich.

Bei der Netzwahl geht man gewöhnlich in mehreren Schritten vor. Zunächst empfiehlt sich eine erste Berechnung mittels einer relativ groben Netzstudie, um die Plausibilität der zuvor definierten Randbedingungen qualitativ zu bestätigen. Nach Wahl einer geeigneten Elementart verfeinert man das FE-Netz schrittweise, bis die gewünschte Genauigkeit erreicht ist. Das schrittweise Vorgehen ist notwendig, da mit steigender Netzgenauigkeit – besonders bei einem verhältnismäßig großen Objekt wie dem Versuchsstand – auch die Leistung und der Speicherplatz steigen, die die Software dem Rechner für eine Analyse abverlangt. Für eine erste Grobberechnung vernetzt CATIA V5 räumliche Bauteile automatisch mit T4-Elementen und wählt selbstständig entsprechend der vorhandenen Geometrie und deren Unstetigkeit eine wirtschaftliche Elementgröße. Erweisen sich die Annahmen zu den Randbedingungen als zutreffend, empfiehlt es sich für weitere Berechnungen die T4-Elemente an wichtigen Stellen des zu analysierenden Objekts durch T10-Elemente zu ersetzen, um ein genaueres

Berechnungsergebnis zu erzielen. Zur Analyse des Versuchsstands müssen vor allem die Hauptkomponenten genau berechnet werden; deshalb bestehen die FE-Netze von Haupt- und Schubrahmen bei allen Versuchsstandmodellen aus T10-Elementen, alle anderen Komponenten sind mit T4-Elementen vernetzt.

Um das FE-Netz zu verfeinern und damit auch quantitative Aussagen zu ermöglichen bietet CATIA die so genannte adaptive Netzverfeinerung an. Bei Verwendung dieser Funktion gibt der Bediener lediglich eine Obergrenze des zulässigen Fehlers in Prozent an, um den das FE-Modell vom geometrischen Modell abweichen darf. Die Software verfeinert das Netz anschließend in mehreren Iterationsschritten durch lokale Verkleinerung der Tetraeder-Elemente, um die vorgegebene Genauigkeit zu erreichen. Die Zahl der Iterationsschritte gibt der Bediener ebenfalls vor. Die nach der Netzverfeinerung erreichte, maximale Abweichung vom geometrischen Modell nennt CATIA objektiver Fehler. „Um quantitative Aussage zu gewährleisten sollte der objektive Fehler kleiner als 10% sein, in kritischen Bereichen sogar kleiner als 5%“ [70]. Bei allen analysierten FE-Modellen des Versuchsstands lag der objektive Fehler nach zehn Iterationsschritten global unter 5 %. Das zum finalen Versuchsstandentwurf gehörige FE-Netz setzt sich nach der iterativen Netzoptimierung aus 104.353 Elementen mit insgesamt 145.143 Knoten zusammen. Davon sind 63.145 Elemente lineare und 40.270 parabolische Tetraeder-Elemente. Abbildung A.3 zeigt den bereits in Abbildung A.1 dargestellten Ausschnitt des Versuchsstands, diesmal aber als Netzdarstellung. Die von CATIA vollzogene Verfeinerung des FE-Netzes bei Bauteilen mit geringen Abmessungen oder in Eckbereichen ist vor allem entlang der Ränder des Korbs gut zu erkennen.

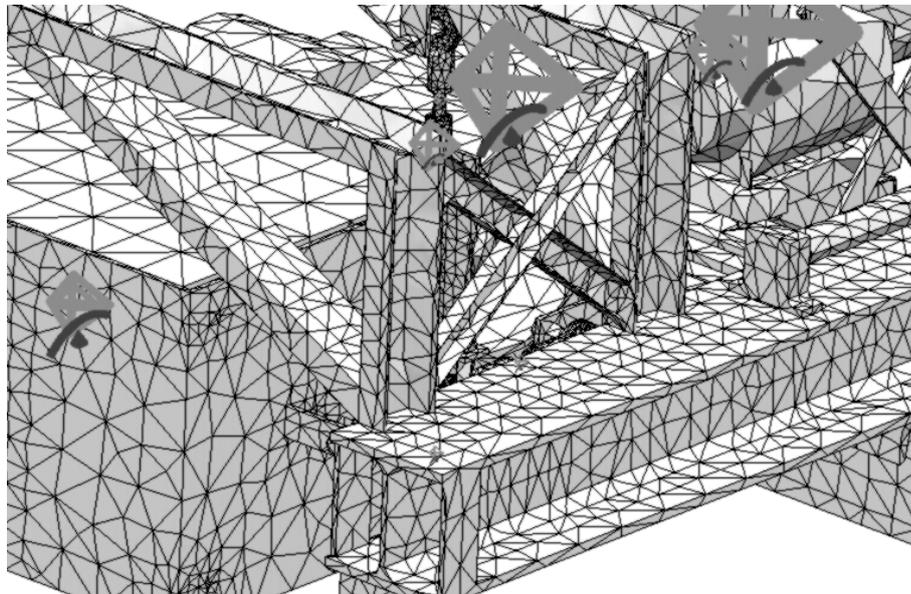


Abbildung A.3: FE-Netz-Darstellung des Versuchsstands

A.2 Anhang zu Kapitel 3

A.2.1 Betonrezeptur

Betonmischwerke können durch den Einsatz von Computer- und Sensortechnik Frischbetone herstellen, deren Eigenschaften exakt der vom Abnehmer gewünschten Rezeptur entsprechen. Betonfeuchte und Zementanteil werden während des Mischprozesses fortlaufend kontrolliert und an die Sollwerte angepasst. So lassen sich beliebig oft reproduzierbare Betonmischungen herstellen. Auch wenn Fehler nicht ganz auszuschließen sind, scheidet Ungenauigkeit beim Anmischen der Betonrezeptur als Ursache der Druckfestigkeitsschwankung aus.

Allerdings liefern die Betonhersteller erfahrungsgemäß Betone mit höherer Festigkeit als gefordert. Dadurch sichern sie sich gegen das Risiko eines geringen Fehlers beim Mischen des Frischbetons ab, der zur Herstellung eines zu schwachen, mangelhaften Betons führen würde. Da man beim Mischwerk im Regelfall Betone mit einer bestimmten Mindestfestigkeit anfordert, entsteht dem Abnehmer dadurch kein Nachteil, er erhält entweder den gewünschten Beton oder einen höherwertigen. So lässt sich erklären, warum die 28-Tage-Festigkeit der Probewürfel der Serie 2 mit durchschnittlich 45 N/mm^2 beträchtlich über den geforderten 30 N/mm^2 liegt.

A.2.2 Verdichtung und Nachbehandlung

Beton ist nach der Anlieferung unverzüglich einzubauen und zu verdichten. Durch das Verdichten sollen Luftporen ausgetrieben werden, damit ein dichtes Betongefüge mit wenigen Poren entsteht. Zudem darf sich der Beton beim Einbauen und Verdichten nicht entmischen. Beim Entmischen setzen sich Zementleim und so genanntes Blutwasser an der Oberfläche ab, anstatt die Zuschlagskörner zu umschließen. Deshalb liegen die Zuschlagskörner bei entmischem Beton typischerweise dicht gepackt. Durch den Mangel an Zementleim zwischen den Zuschlagskörnern fehlt das verbindende Element im Beton; deshalb wirkt sich eine Entmischung nachteilig auf die Festigkeitsentwicklung und Dauerhaftigkeit des Betons aus.

Obwohl bei den Betonierarbeiten erfahrenes Personal eingesetzt und darauf geachtet wurde, dass die Fallhöhe des Frischbetons vom Transportfahrzeug in die Schalung einen Meter nicht überschritt und die Verdichtung vorschriftsmäßig war, ist eine Entmischung nicht auszuschließen. Allerdings brachte eine Begutachtung der ausgefrästen Betonkörper nach den Versuchsreihen keine mit bloßem Auge erkennbare Trennung von Zementleim und Zuschlagskörnern zu Tage, wie sie für entmischten Beton kennzeichnend wäre.

Abbildung A.4 zeigt links einen normalen Beton mit ausreichend Zementleim zwischen den Zuschlagskörnern. Auf der rechten Seite ist ein entmischter Beton dargestellt. Dessen Zuschlagskörner liegen dicht gepackt, an der Oberfläche hat sich Zementleim und so genanntes Blutwasser abgesetzt.

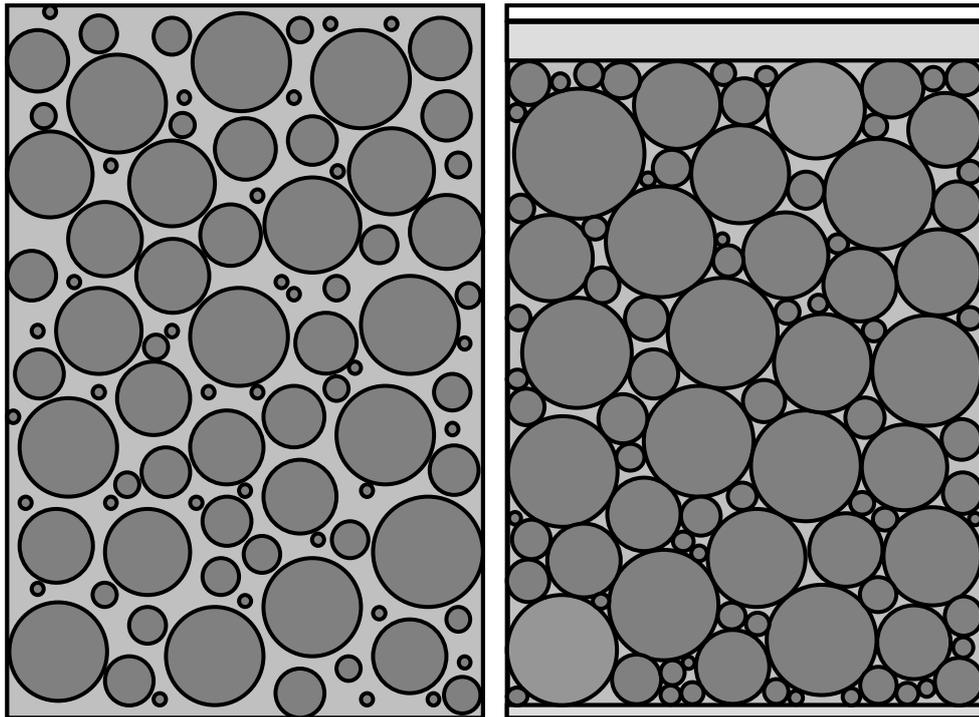


Abbildung A.4: Vergleich von normalem und entmischem Beton

Eine Nachbehandlung des Betons während der Abbindephase ist erforderlich, um ihn gegen Austrocknung zu schützen und somit eine geschlossene, dichte und dauerhafte Oberfläche zu erhalten. Die Betonkörper der ersten Serie wurden nicht nachbehandelt. Sie waren aber zum Abbinden vor direkter Sonneneinstrahlung geschützt innerhalb der Versuchshalle aufgestellt, um eine zu schnelle Austrocknung der Oberfläche zu verhüten. Die Nachbehandlung hat allerdings keinen nennenswerten Einfluss auf die Festigkeit eines Betonbauteils mit den Abmessungen der Betonkörper und scheidet deshalb als Ursache der Druckfestigkeitsschwankung aus.

A.2.3 Temperatur und Luftfeuchte

Bekanntlich hat die Witterung während der Betonier- und Trocknungsphase Einfluss auf die Festigkeitsentwicklung von Betonen. Folglich könnte die zum Zeitpunkt des Betonierens herrschende Wetterlage als Ursache für ungleichmäßige Druckfestigkeit der Betonkörper in Betracht kommen. Das Institut für Meteorologie und Klimaforschung der Universität Karlsruhe (TH) erfasst mit mehreren Wetterstationen fortlaufend die Wetterdaten im Großraum Karlsruhe. Die Rekonstruktion der Wetterlage während der Betonierarbeiten gelang mit Hilfe der Daten für das Gebiet um Hochstetten. Es zeigte sich, dass kein erkennbarer Zusammenhang zwischen Temperatur oder Niederschlag und Betondruckfestigkeit besteht. Während der Betonkörperherstellung war es fast durchgehend niederschlagsfrei, und die Temperaturen bewegten sich im für Betonierarbeiten zulässigen Bereich zwischen 1 °C und 19 °C. In Abbildung A.5 ist die Druckfestigkeit der Probewürfel der ersten Serie in einem Diagramm

über der Temperatur um 12:00 Uhr mittags am Tag der Betonierarbeiten aufgetragen. Das Fehlen eines Zusammenhangs ist leicht zu erkennen.

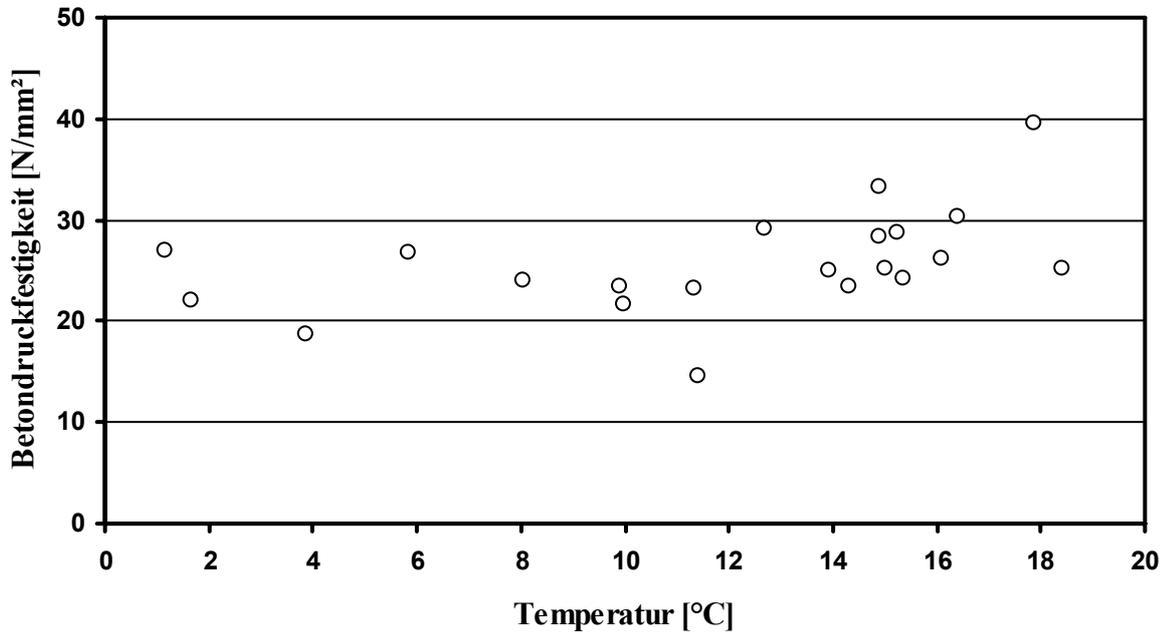


Abbildung A.5: Betondruckfestigkeit und Temperatur am Versuchstag

A.2.4 Druckfestigkeitsprüfung der Materialprüfanstalt MPA

Ein Vergleich der von der MPA ermittelten Druckfestigkeiten der vier Probewürfel aus der zweiten Serie brachte ans Licht, dass die Standardabweichung der Prüfergebnisse mit etwa 12 % bezogen auf den Mittelwert verhältnismäßig groß ist. Nach Vorschrift muss von jeder Betoncharge mindestens ein Probewürfel angefertigt und geprüft werden. Liegt die geprüfte Einzeldruckfestigkeit um mindestens 4 N/mm² über der geforderten 28-Tage-Festigkeit, ist der Beton zugelassen. Bei mehreren Probekörpern muss das Mittel der Einzelwerte um 1 N/mm² über dem Soll liegen [10, A2]. Nach Aussage der MPA weicht der Prüfwert infolge von Messfehlern im schlechtesten Fall um ungefähr 10 % vom tatsächlichen Wert ab [28]; normalerweise ist der Messfehler geringer. Von den Betonkörpern der ersten Serie wurde im Vertrauen auf die Qualität der Prüfungen der MPA jeweils nur ein Probewürfel hergestellt. Deshalb ist im Nachhinein nicht mehr herauszufinden, wie unterschiedlich die Prüfergebnisse dieser Serie sind.

Auch unter der Annahme einer gleich großen Streuung der Prüfergebnisse von Serie 1 und 2 ist die Prüfqualität der MPA jedoch kein hinreichender Grund für die schwankenden Druckfestigkeiten der Serie 1. Selbst wenn die Betonkörper 4, 5, 15 und 20 Ausreißer aus unbekannter Ursache wären, könnten die übrigen Probekörper der Serie 1 auch bei maximalem

Messfehler nicht allesamt ihre mittlere Betondruckfestigkeit von etwa 28 N/mm^2 annehmen, wie Abbildung A.6 verdeutlicht. Die gemessenen Druckfestigkeiten sind als Kreise mit weißer Füllung, der Mittelwert als gestrichelte Linie eingezeichnet. Der mögliche Fehler ist grau schattiert, die vier Ausreißer sind als Kreise mit grauer Füllung abgebildet.

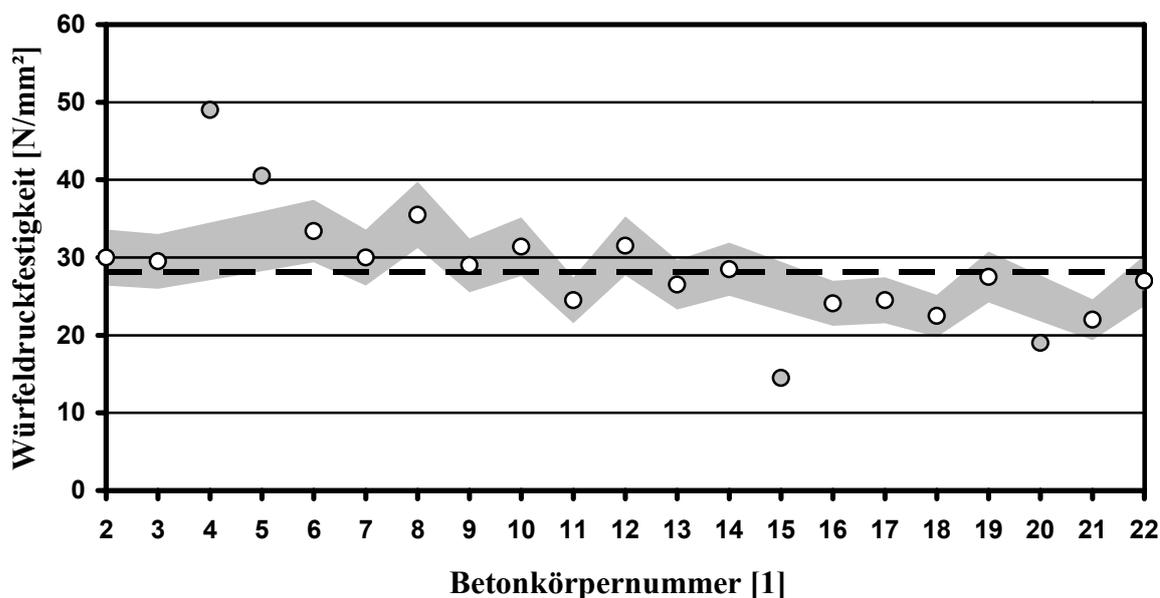


Abbildung A.6: Betondruckfestigkeiten der Serie 1

Da den Angaben der MPA-Experten zufolge der Messfehler bei ihren Untersuchungen noch weit geringer ist als die Standardabweichung der Prüfwerte der zweiten Serie, scheidet eine fehlerhafte Prüfung der Druckfestigkeit somit als Grund der Schwankungen ebenfalls aus.

A.3 Anhang zu Kapitel 4

Gewöhnlich meint Glätten das Ausgleichen von Unebenheiten. Im Fall der Messdaten handelt es sich um deren Ausgleichung durch das Beseitigen kurzzeitiger Änderungen. Der einfache Rechenalgorithmus des gleitenden Mittelwerts wird oft angewandt, um aus Messdaten kurzzeitige, irrelevante Störungen auszufiltern und allgemeine Tendenzen hervorzuheben, falls solche vorhanden sind. Wendet man den gleitenden Mittelwert auf eine bestimmte Datenmenge an, so wird jeder Datenpunkt der Menge durch den Mittelwert einer vorgegebenen Anzahl Punkte in seiner Umgebung ersetzt. Für die Mittelwertbildung kann man entweder nur Punkte aus den Bereichen vor oder nach den eigentlichen Datenpunkten auszuwählen oder auch beide Bereiche mit einbeziehen. Abbildung A.7 zeigt beispielhaft die Überarbeitung einer aufgezeichneten Messreihe mit Hilfe des gleitenden Mittelwerts. Der linke Teil des Bildes enthält Rohdaten, der rechte Teil die Fortsetzung derselben Aufzeichnung in geglätteter Form. Als Datenbasis dienen stellvertretend für alle Messreihen die Messdaten eines Kraftaufnehmers. Zur Mittelwertbildung wurden insgesamt 100 Datenpunkte heran-

gezogen, jeweils 50 vor und 50 nach dem betreffenden Datenpunkt. Dies entspricht bei der Abtastrate 1.000 Hz einer Dauer von 0,1 Sekunden. Obwohl die Mittelwertbildung nur eine so kurze Zeitspanne umfasst, verbessert sich die Anschaulichkeit der Messdaten dadurch ganz offensichtlich.

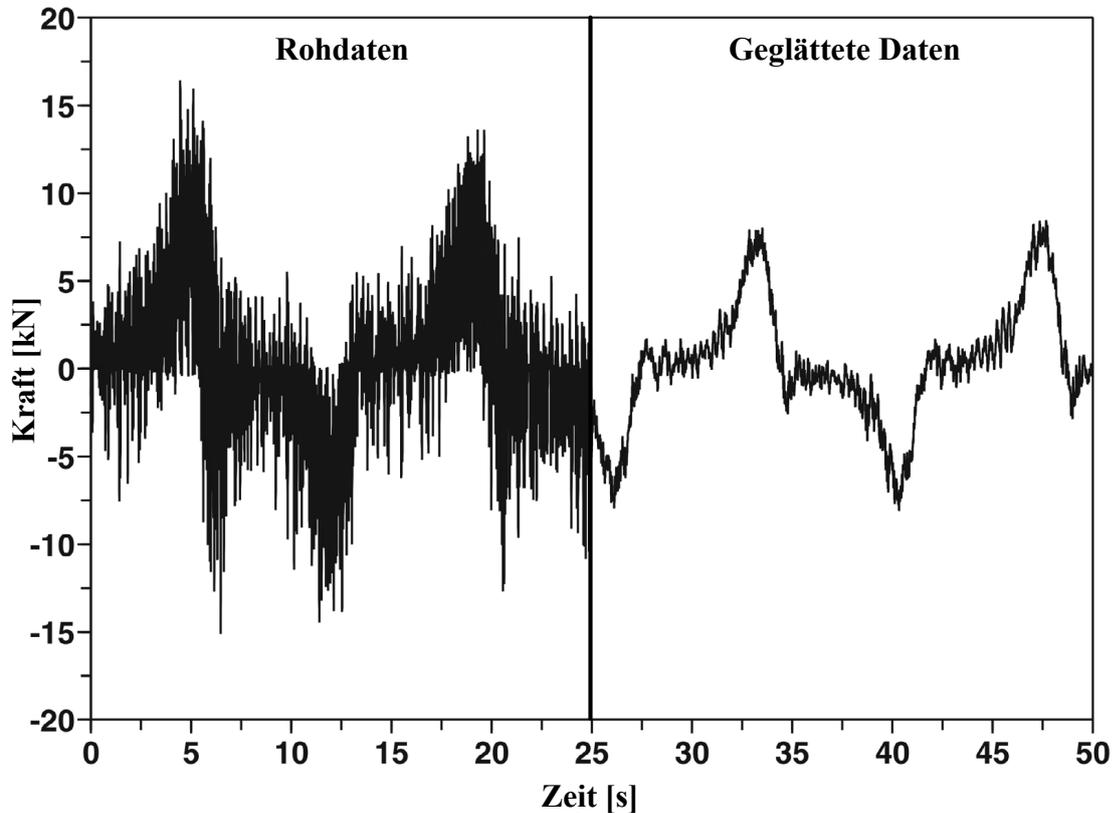


Abbildung A.7: Vergleich der Versuchsrohdaten mit den geglätteten Daten

Allerdings ist der gleitende Mittelwert mit Vorsicht anzuwenden. Wählt man das in die Mittelwertbildung einbezogene Intervall zu groß, werden nicht nur kurzzeitige Störungen, sondern auch markante Tendenzen aus der Datenmenge eliminiert. Der Datenumfang verringert sich zudem um die Anzahl an Werten, die zur Berechnung des gleitenden Mittelwerts nötig sind. Da im Beispiel insgesamt 132.251 Werte je Kanal zur Verfügung standen, fällt ein Verlust von 100 Werten allerdings nicht ins Gewicht. Die Situation bei den anderen Versuchsläufen ist ähnlich.

Anhang B

B.1 Versuchsstandsbilder

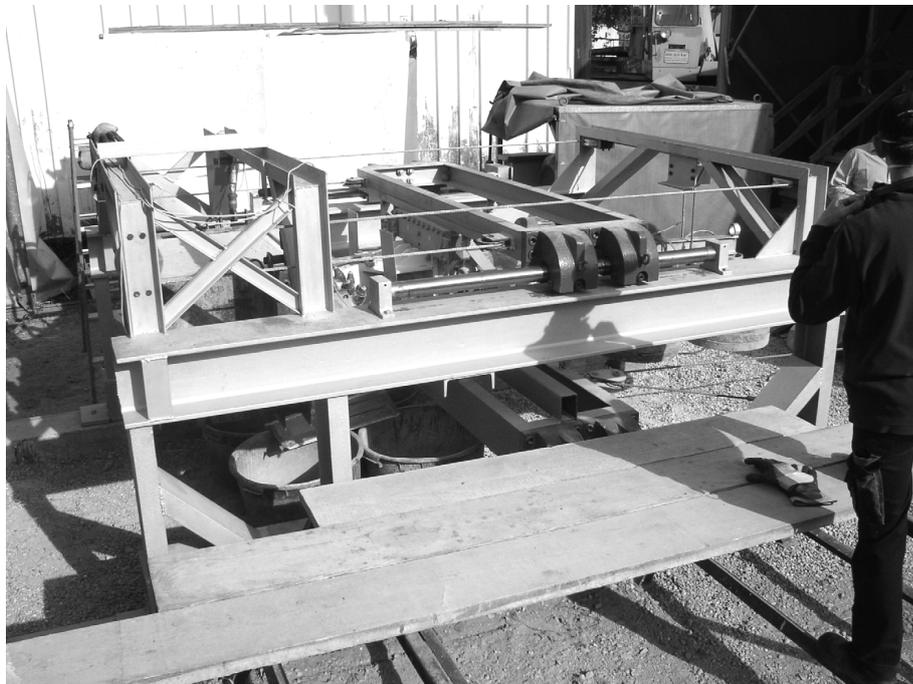


Abbildung B.1: Seitenansicht des Versuchsstands

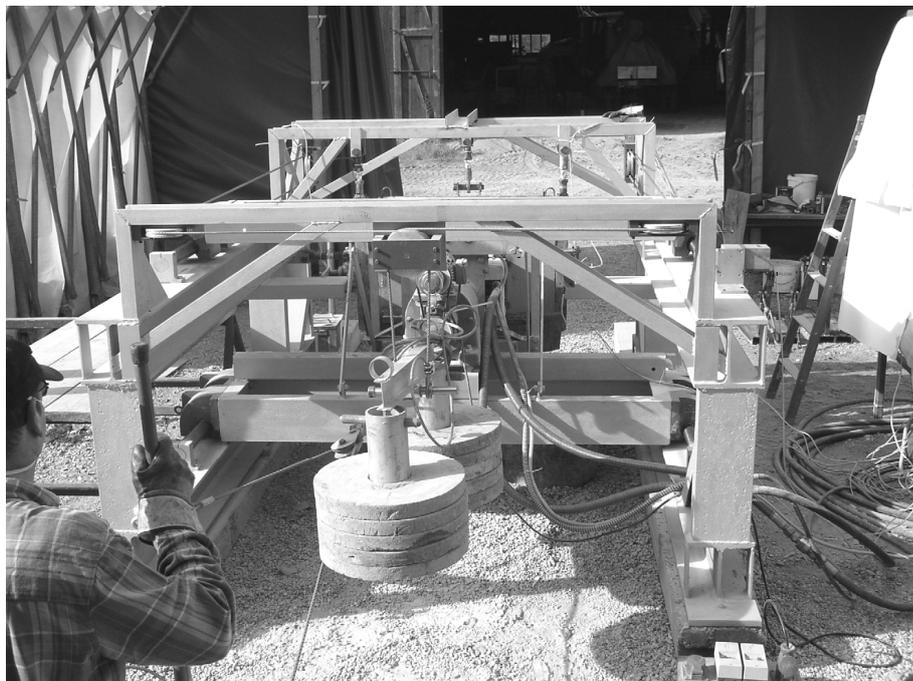


Abbildung B.2: Blick auf die Stirnseite des Versuchsstands



Abbildung B.3: Die Fräse TEREX|Schaeff WS 30 im Versuchsstand



Abbildung B.4: Ausgefräster Betonkörper



Abbildung B.5: Herstellung der Betonkörper der Serie 2



Abbildung B.6: Probewürfel der Serie 2

B.2 Diagramme und Tabellen

Typ	-	WS 30
Nennleistung	kW	30
Leistungsspitze, bis	kW	40
Max. hydraulischer Betriebsdruck	bar	375
Erforderliche Hydraulikölmenge	l/min	80 – 120
Empfohlene Hydraulikölmenge	l/min	120
Hydraulikmotor	cm ³	560
Getriebeuntersetzung	i	1,76
Schneidkopf-Drehzahl bei 80 l/min	l/min	81
Schneidkopf-Drehzahl bei 120 l/min	l/min	122
Schneidkopf-Drehmoment bei 350 bar	Nm	5.500
Gewicht inkl. Schneidkopf	kg	ca. 375
Bagger / Trägergerät, Dienstgewicht	t	5 - 18

Tabelle B.1: Technische Spezifikationen der Anbaufräse TEREX|Schaeff WS 30 [35]

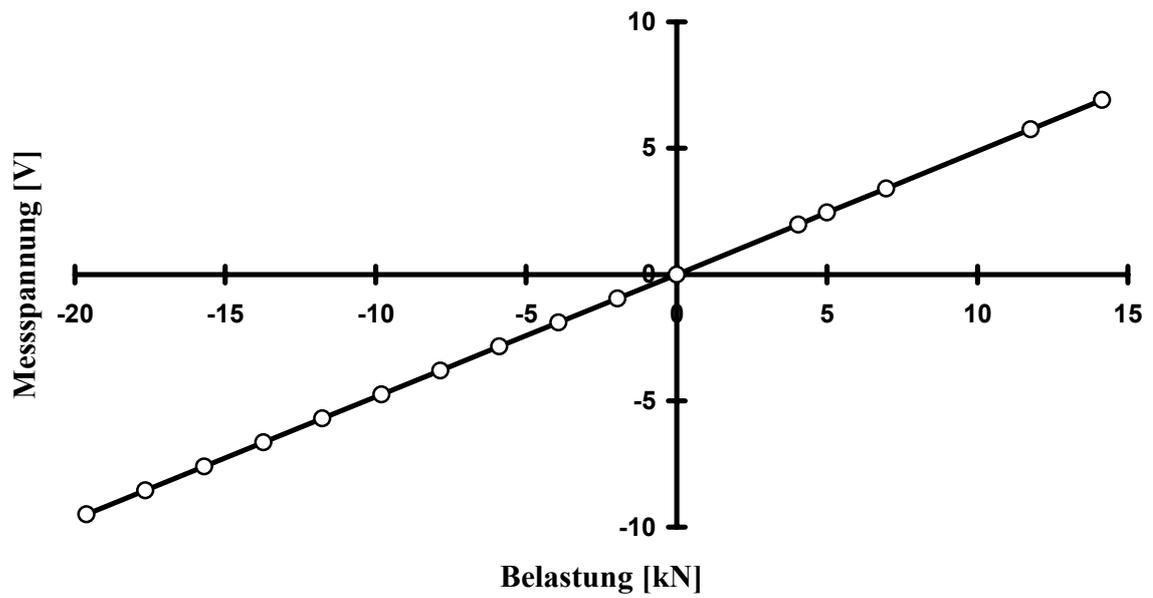


Abbildung B.7: Belastungstestergebnis DMS-Element 1 (20 kN Zugkraft)

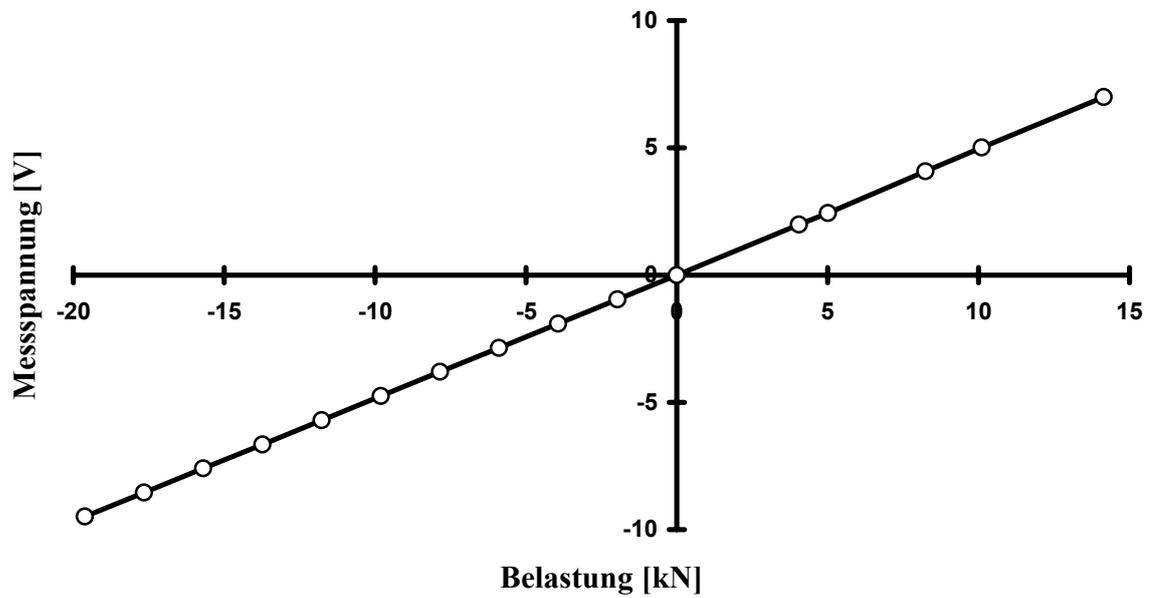


Abbildung B.8: Belastungstestergebnis DMS-Element 2 (20 kN Zugkraft)

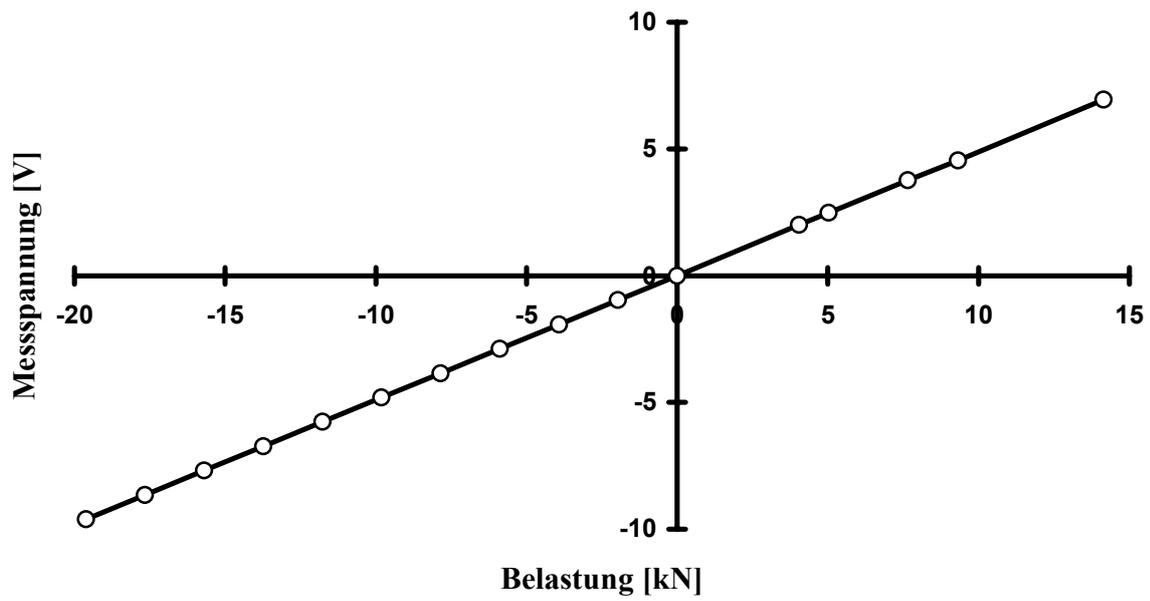


Abbildung B.9: Belastungstestergebnis DMS-Element 3 (20 kN Zugkraft)

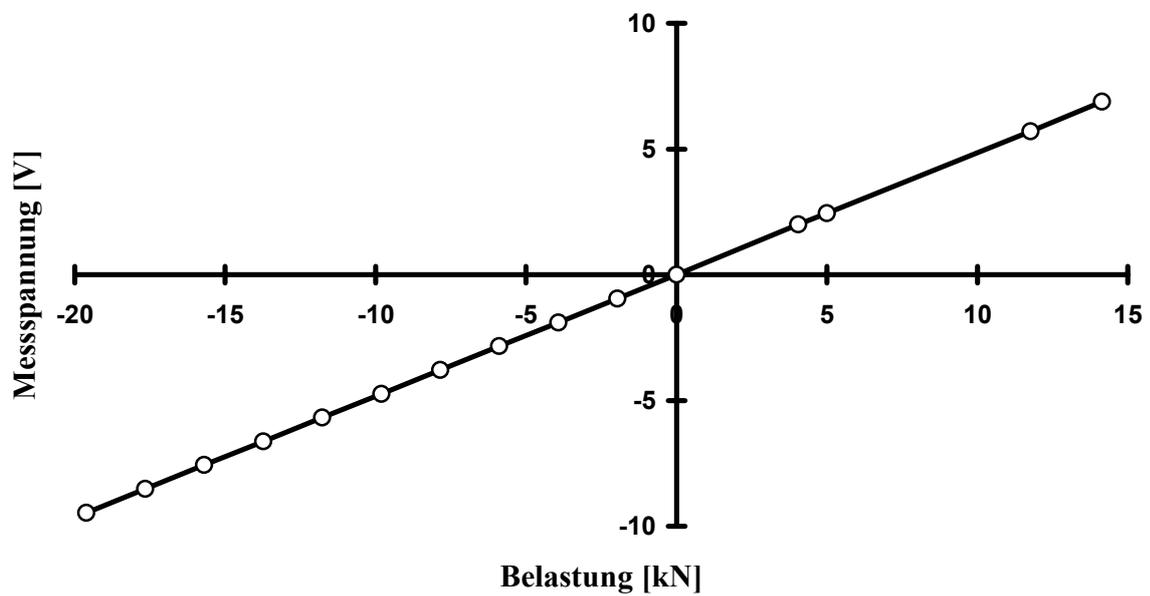


Abbildung B.10: Belastungstestergebnis DMS-Element 4 (20 kN Zugkraft)

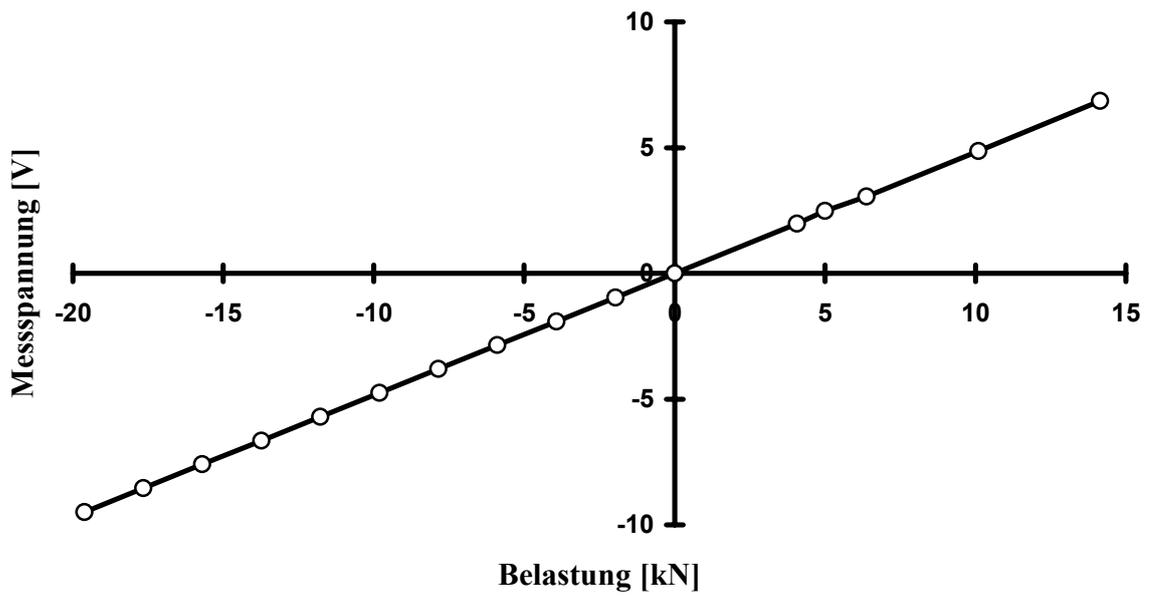


Abbildung B.11: Belastungstestergebnis DMS-Element 5 (20 kN Zugkraft)

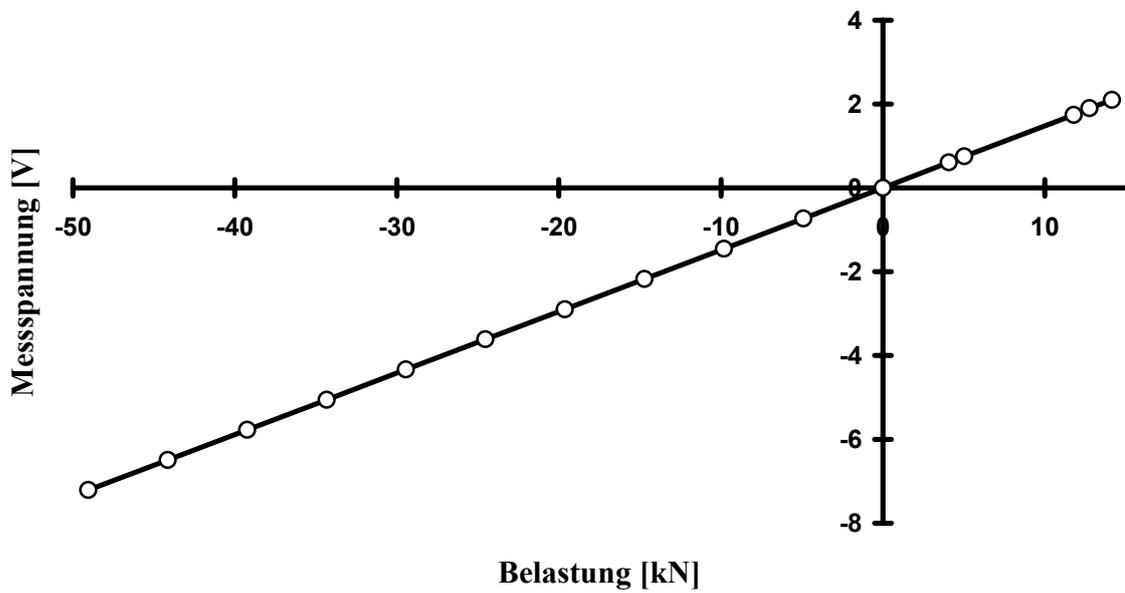


Abbildung B.12: Belastungstestergebnis DMS-Element 6 (50 kN Zugkraft)

Anhang B

Serie	Nr.	$f_{ck,150} (28 d)$ [N/mm ²]	Alter am Prüftag T_1 [d]	$f_{ck,150} (T_1)$ [N/mm ²]	Alter am Versuchstag T_2 [d]	$f_{ck,150} (T_2)$ [N/mm ²]
1	2	27,16	77	31,6	203	34,48
1	3	26,19	92	31,1	198	33,20
1	4	43,70	88	51,6	193	55,30
1	5	36,35	83	42,6	188	45,91
1	6	30,68	68	35,2	186	38,72
1	7	27,16	77	31,6	181	34,20
1	8	32,28	74	37,4	178	40,60
1	9	26,50	71	30,5	175	33,29
1	10	29,72	54	33,1	171	37,26
1	11	23,88	44	25,8	168	29,90
1	12	29,40	60	33,2	163	36,72
1	13	25,02	55	27,9	158	31,17
1	14	27,04	53	30,0	156	33,66
1	15	15,26	28	15,3	151	18,95
1	16	25,04	30	25,4	146	31,01
1	17	24,14	41	25,8	144	29,86
1	18	22,35	39	23,7	142	27,61
1	19	27,68	36	28,9	138	34,10
1	20	19,41	33	20,0	135	23,87
1	21	23,16	28	23,2	130	28,39
1	22	29,06	25	28,4	127	35,55
2	1 - 10	44,6	28	44,6	90	49,81

Tabelle B.2: Geprüfte und berechnete Festigkeiten der Betonkörper der Serien 1 und 2

Anhang B

Reihe	Lauf	Serie	Nr.	ρ [kg/m ³]	$f_{ck,150}$ [N/mm ²]	G [kg]	n_S [1/min]	n_E [1/min]
1	1	1	4	2330,0	55,30	1003	94	4,21
	2		22	2290,0	35,55	1003	94	4,23
	3		15	2340,0	18,95	1003	91	4,17
2	4	1	2	2280,0	34,48	1003	80	4,22
	5		2	2280,0	34,48	1003	47	4,23
	6		3	2340,0	33,20	1003	78	4,21
	8		3	2340,0	33,20	1003	80	4,23
	9		7	2360,0	34,20	1003	89	4,25
	11		14	2310,0	33,66	1003	89	4,28
	12		19	2330,0	34,10	1003	94	4,27
3	13	1	9	2310,0	33,29	203	59	4,28
	14		9	2310,0	33,29	203	79	4,3
	15		9	2310,0	33,29	203	90	4,28
	16		9	2310,0	33,29	203	96	4,31
	17		9	2310,0	33,29	603	59	4,31
	20		17	2310,0	29,86	603	61	4,29
	21		17	2310,0	29,86	603	73	4,3
	23		17	2310,0	29,86	603	95	4,3
	28		5	2340,0	45,91	1403	92	4,22
	29		5	2340,0	45,91	1603	91	4,23
	31		13	2330,0	31,17	1603	91	4,17
4	32	2	1	2267,5	49,81	403	95	4,32
	33		2	2267,5	49,81	403	95	4,31
	34		3	2267,5	49,81	803	94	4,3
	35		4	2267,5	49,81	803	94	4,33
	36		5	2267,5	49,81	1003	93	4,27
	37		6	2267,5	49,81	1003	93	4,27
	38		7	2267,5	49,81	1203	92	4,29
	39		8	2267,5	49,81	1203	91	4,24
5a	43	1	11	2260,0	29,90	1003	93	2,11
	44		11	2260,0	29,90	1003	91	1,53
	45		11	2260,0	29,90	1003	92	1,1
5b	46	1	18	2310,0	27,61	803	94	4,28
	47		18	2310,0	27,61	803	94	2,96
	48		18	2310,0	27,61	803	94	2,11
	49		18	2310,0	27,61	803	94	1,54
	50		18	2310,0	27,61	803	92	1,11

Tabelle B.3: Datengrundlage aller verwendeten Versuchsläufe

Anhang B

Lauf	t [s]	F_X [kN]	S [m ³ /h]	F_Z [kN]	Δp [bar]	σ_n [1/min]	Q [l/min]
1	595	9,84	0,58	3,64	117,01	1,91	92,24
2	630	9,84	0,62	3,39	115,53	1,81	92,47
3	390	9,84	0,98	4,92	128,96	3,12	89,95
4	608	9,84	0,54	3,98	117,69	1,91	79,04
5	102	9,84	0,26	2,42	104,16	1,85	46,62
6	317	9,84	0,71	4,48	117,41	3,21	76,45
8	296	9,84	0,61	4,13	117,03	1,84	79,11
9	332	9,84	0,56	3,52	113,41	2,41	87,98
11	574	9,84	0,46	3,51	111,35	1,87	87,37
12	823	9,84	0,45	3,68	112,71	1,93	92,40
13	285	1,99	0,03	0,92	41,59	1,27	58,03
14	290	1,99	0,04	0,74	47,32	2,24	78,05
15	294	1,99	0,04	0,86	50,47	2,11	88,36
16	1671	1,99	0,06	0,84	51,46	1,47	94,46
17	507	5,92	0,11	2,07	73,29	1,56	58,51
20	603	5,92	0,12	2,91	73,85	1,44	59,94
21	296	5,92	0,18	2,42	76,40	1,50	71,57
23	463	5,92	0,23	1,54	80,77	1,63	93,34
28	366	13,76	0,64	5,03	141,93	2,89	90,89
29	296	15,73	0,69	5,17	154,63	3,58	89,40
31	244	15,73	0,85	7,13	165,77	4,38	89,60
32	1917	3,95	0,13	1,71	68,00	1,65	93,76
33	1813	3,95	0,15	1,70	68,51	1,57	93,93
34	929	7,88	0,41	3,67	101,64	1,55	92,97
35	963	7,88	0,38	2,62	98,34	1,65	92,51
36	654	9,84	0,58	4,30	118,62	1,78	91,78
37	638	9,84	0,57	4,24	116,99	1,89	92,04
38	594	11,80	0,70	4,36	131,22	2,31	90,69
39	504	11,80	0,74	5,08	135,04	2,64	89,96
43	136	9,84	0,53	2,98	112,28	1,95	91,71
44	151	9,84	0,46	3,47	114,00	3,67	89,36
45	323	9,84	0,58	3,26	116,35	3,14	90,88
46	108	7,88	0,36	1,55	94,67	1,74	92,98
47	142	7,88	0,37	2,19	96,35	1,72	92,70
48	143	7,88	0,38	2,37	97,21	1,65	92,76
49	122	7,88	0,44	2,67	101,14	1,87	92,47
50	407	7,88	0,39	2,58	103,50	3,64	90,67

Tabelle B.4: Auswertungsergebnisse aller verwendeten Versuchsläufe

Übersicht der verwendeten Symbole

a	Mathematische Hilfsgröße
A	Seitliche Abbaufäche
AG	Abkürzung für Ausgangsgröße
A_K	Dimensionsloser Parameter, Fläche
b	Mathematische Hilfsgröße
c	Konstante, Verhältnis zwischen Andrückkraft und Schnittkraft [14]
c_l	Konstante, Verhältnis zwischen Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung
c_{eff}	Materialkonstante, Modellparameter
E	Elastizitätsmodul
$f_{ck,150}$	Betondruckfestigkeit eines Probewürfels mit 150 mm Kantenlänge
$f_{ck,200}$	Betondruckfestigkeit eines Probewürfels mit 200 mm Kantenlänge
f_{cm}	Zylinderdruckfestigkeit nach 28 Tagen [5]
$f_{cm}(t)$	Zylinderdruckfestigkeit zu einem beliebigen Zeitpunkt [5]
f_{max}	Maximale Erregerfrequenz
f_{min}	Minimale Erregerfrequenz
F	Beliebige Kraft, Druckkraft
F_A	Andrückkraft je Meißel [14]
F_{iA}	Andrückkraft je Meißel
$F_{iA,min}$	Mindestandrückkraft je Meißel
F_{iR}	Reibkraft je Meißel

F_{iS}	Schnittkraft je Meißel
$F_{iS,eff}$	Anteil der Schnittkraft zur Zerstörung des Materials je Meißel, Modellparameter
$F_{iS,R}$	Reibkraftanteil der Schnittkraft je Meißel, Modellparameter
F_{iT}	Tangentialkraft je Meißel
F_{iX}	Vorschubkraftanteil je Meißel
F_S	Schnittkraft je Meißel [14]
F_V	Resultierende Vorschubkraft
F_X	Vorschubkraft, Kraft in x-Richtung
F_Y	Seitwärtige Kraft, Kraft in y-Richtung
F_Z	Kraft in z-Richtung
G	Masse des Vorschubgewichts
h	Geometrische Hilfsgröße, Höhe des Schneidquerschnitts
i	Meißelnummerierung
k_C	Faktor zur Berücksichtigung der Zähigkeit von Gestein [17]
k_P	Faktor zur Berücksichtigung der Schichtung von Gestein [17]
l	Geometrische Hilfsgröße, Bogenlänge
m	Anzahl der eingreifenden Meißel
M	Beliebiges Drehmoment
n	Beliebige Drehzahl
n_E	Exzenterdrehzahl
n_S	Schneidkopfdrehzahl

Übersicht der verwendeten Symbole

$Nr.$	Betonkörpernummer
P	hydraulische Leistung
Q	Hydraulischer Volumenstrom
Q_N	Effektive Nettoleistung [17]
Q_{Netto}	Nettobohrleistung [17]
r	Radius der Schneidkopfausrundung
r_K	Radius
R_i	Schnittkreisradius eines Meißels
R_S	Schneidkopfradius
s	Beiwert zur Berücksichtigung der Festigkeitsklasse von Zement [5]
S	Schneidleistung, Löseleistung
S_X	Schneidleistung in x-Richtung
S_Y	Schneidleistung in y-Richtung
t	Beliebiger Zeitpunkt, Versuchsdauer, Modellparameter
t_l	Normierter Zeitpunkt [5]
T	Zeitspanne, Modellparameter
v	Beliebige Geschwindigkeit
v_Y	Bewegungsgeschwindigkeit der Fräse in y-Richtung
V	Schluckvolumen eines Hydraulikmotors
x	Position in x-Richtung
y	Position in y-Richtung

Übersicht der verwendeten Symbole

β	Geometrische Hilfsgröße, Öffnungswinkel des Schneidquerschnitts
β_{cc}	Vorfaktor [5]
Δp	Systemdruck, hydraulischer Druck
Δt	Beliebige Zeitspanne
ΔV	Fräsgutvolumen
Δx	Fräsfortschritt, Frästiefe in x-Richtung
Δy	Frässtrecke in y-Richtung
ε	Dehnung
μ	Reibbeiwert
σ	Mechanische Spannung
σ_n	Standardabweichung der Schneidkopfdrehzahl

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Gegenüberstellung von Standard- und Rettungseinsatz.....	5
Abbildung 2.1: Zeichnung des Versuchsstands.....	10
Abbildung 2.2: Hydraulische Anbaufräse mit Längs- oder Querschneidkopf.....	11
Abbildung 2.3: Anbaufräse TEREX Schaeff WS 30.....	13
Abbildung 2.4: Zeichnung des einteiligen Hauptrahmens	14
Abbildung 2.5: Zeichnung der Betonkörperaufnahme.....	16
Abbildung 2.6: Zeichnung des Schubrahmens mit montierten Komponenten.....	17
Abbildung 2.7: Zeichnung des Seilzugverlaufs.....	19
Abbildung 2.8: Zeichnung der Fräsenaufnahme als Ansicht und Schnitt.....	20
Abbildung 2.9: Berechnung der Druckkraft.....	23
Abbildung 2.10: Verdrängungsvolumen einer Verdrängermaschine.....	24
Abbildung 2.11: CAD-Zeichnung einer Pendelstütze mit DMS-Träger.....	28
Abbildung 3.1: Spannungs-Dehnungs-Linien verschiedener Baustoffe.....	32
Abbildung 3.2: Sieblinien nach DIN 1045-2, Anhang L.....	34
Abbildung 3.3: Beispielverlauf der zeitlichen Aushärtung des Betons.....	41
Abbildung 3.4: Näherungskurve der Prüfergebnisse der Serie 2.....	44
Abbildung 4.1: Beispielhafter Vergleich der Rohdaten und der Versuchsdaten.....	53
Abbildung 4.2: Berechnung des Kurvenverlaufs der Wegmessdaten im Teilschnittbereich...	55
Abbildung 4.3: Länge des ausgefrästen Kreisbogens über der Frässtrecke.....	56
Abbildung 5.1: Definition des Koordinatensystems	60
Abbildung 5.2: Abhängigkeit der Schneidleistung von der Druckfestigkeit.....	61
Abbildung 5.3: Nettobohrleistung von Teilschnittmaschinen.....	62
Abbildung 5.4: Zusammenhang von Betondruckfestigkeit und Schneidleistung	64
Abbildung 5.5: Sieblinie des Fräsguts.....	66
Abbildung 5.6: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (1).....	69
Abbildung 5.7: Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung (1).....	70
Abbildung 5.8: Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung (1).....	71
Abbildung 5.9: Zusammenhang von Vorschubkraft und Systemdruck	73
Abbildung 5.10: Zusammenhang von Vorschubkraft und Fräsenrundlauf.....	75
Abbildung 5.11: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (2).....	77
Abbildung 5.12: Zusammenhang von Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung (2).....	79
Abbildung 5.13: Zusammenhang von Vorschubkraft und Schneidleistung (2).....	80
Abbildung 5.14: Vorschubkraft, Schneidleistung und Kraft in z-Richtung (3).....	81
Abbildung 5.15: Zusammenhang von Exzenterdrehzahl und Schneidleistung.....	83
Abbildung 5.16: Zusammenhang von Exzenterdrehzahl und Kraft in z-Richtung.....	83
Abbildung 5.17: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in y-Richtung	85
Abbildung 5.18: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (1).....	86
Abbildung 5.19: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (2).....	88
Abbildung 5.20: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (3).....	89

Abbildung 5.21: Seitwärtige Kraft beim Fräsen in x- und y-Richtung (4).....	92
Abbildung 5.22: Seitwärtige Kraft bei Versuchslauf 46.....	92
Abbildung 5.23: Seitwärtige Kraft bei Versuchslauf 49.....	93
Abbildung 5.24: Quotient aus resultierender Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung.....	94
Abbildung 5.25: Seitwärtige Kraft der Standardversuche	95
Abbildung 5.26: Seitwärtige Kraft bei Versuchen mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl	96
Abbildung 5.27: Frequenzspektrum der Kraftmessdaten eines Standardversuchs.....	99
Abbildung 5.28: Vergrößertes Detail des Frequenzspektrums eines Standardversuchs.....	100
Abbildung 5.29: Schneidtrommel der Fräse WS 30	101
Abbildung 5.30: Frequenzspektrum eines Versuchs mit reduzierter Schneidkopfdrehzahl..	102
Abbildung 5.31: Frequenzspektrum eines Versuchs mit reduzierter Exzenterdrehzahl.....	103
Abbildung 6.1: Prinzipskizze des Fräsvorgangs	107
Abbildung 6.2: Zusammenhang von bearbeiteter Oberfläche, Andrück- und Schnittkraft...	111
Abbildung 6.3: Darstellung der Meißelkraft als Kräftesumme.....	113
Abbildung 6.4: Darstellung der Schnittkraft und des Schneidkopfdrehmoments	115
Abbildung 6.5: Bruchmechanisches Modell des schneidenden Fräsvorgangs	116
Abbildung 6.6: Skizze zur Schwingungsanregung beim Fräsen.....	118
Abbildung 6.7: Hartmetall-Rundschaftmeißel des Typs C3R	119
Abbildung 6.8: Bruchmechanisches Modell des Fräsvorgangs durch Spröbruch	120
Abbildung 6.9: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit bei viskosen Werkstoffen.....	122
Abbildung A.1: Verstärkung der Betonkörperaufnahme des Versuchsstands.....	130
Abbildung A.2: Tetraeder-Elemente im GSA-Modul von CATIA V5	132
Abbildung A.3: FE-Netz-Darstellung des Versuchsstands.....	133
Abbildung A.4: Vergleich von normalem und entmischem Beton.....	135
Abbildung A.5: Betondruckfestigkeit und Temperatur am Versuchstag.....	136
Abbildung A.6: Betondruckfestigkeiten der Serie 1	137
Abbildung A.7: Vergleich der Versuchsrohdaten mit den geglätteten Daten.....	138
Abbildung B.1: Seitenansicht des Versuchsstands	139
Abbildung B.2: Blick auf die Stirnseite des Versuchsstands.....	139
Abbildung B.3: Die Fräse TEREX Schaeff WS 30 im Versuchsstand.....	140
Abbildung B.4: Ausgefräster Betonkörper	140
Abbildung B.5: Herstellung der Betonkörper der Serie 2.....	141
Abbildung B.6: Probewürfel der Serie 2.....	141
Abbildung B.7: Belastungstestergebnis DMS-Element 1 (20 kN Zugkraft)	143
Abbildung B.8: Belastungstestergebnis DMS-Element 2 (20 kN Zugkraft)	143
Abbildung B.9: Belastungstestergebnis DMS-Element 3 (20 kN Zugkraft)	144
Abbildung B.10: Belastungstestergebnis DMS-Element 4 (20 kN Zugkraft)	144
Abbildung B.11: Belastungstestergebnis DMS-Element 5 (20 kN Zugkraft)	145
Abbildung B.12: Belastungstestergebnis DMS-Element 6 (50 kN Zugkraft)	145

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Betoneigenschaften der Betonkörper der Serie 1	37
Tabelle 3.2: Betoneigenschaften der Betonkörper der Serie 2	39
Tabelle 3.3: Ergebnis der Würfeldruckfestigkeitsprüfung der Serie 2.....	39
Tabelle 3.4: Beiwert s nach CEB-FIP Model Code 90	42
Tabelle B.1: Technische Spezifikationen der Anbaufräse TEREX Schaeff WS 30.....	142
Tabelle B.2: Geprüfte und berechnete Festigkeiten der Betonkörper der Serien 1 und 2.....	146
Tabelle B.3: Datengrundlage aller verwendeten Versuchsläufe	147
Tabelle B.4: Auswertungsergebnisse aller verwendeten Versuchsläufe.....	148

Gleichungsverzeichnis

Gleichung 2.1: Hydraulische Druckkraft	23
Gleichung 2.2: Theoretische hydraulische Leistung (1)	23
Gleichung 2.3: Theoretische hydraulische Leistung (2)	24
Gleichung 2.4: Verdrängungsvolumen einer Verdrängermaschine	24
Gleichung 2.5: Volumenstrom einer Verdrängermaschine	24
Gleichung 2.6: Schluckvolumen eines Hydraulikmotors	25
Gleichung 2.7: Theoretisches Drehmoment eines Hydraulikmotors (1)	25
Gleichung 2.8: Theoretisches Drehmoment eines Hydraulikmotors (2)	25
Gleichung 2.9: Leistung und Drehmoment bei konstantem Schluckvolumen	25
Gleichung 2.10: Berechnung der Schneidleistung	26
Gleichung 2.11: Hookesches Gesetz für den einachsigen Spannungszustand	28
Gleichung 2.12: Mechanische Kraft	28
Gleichung 3.1: Umrechnung der Druckfestigkeiten von Probewürfeln verschiedener Größen	39
Gleichung 3.2: Betonfestigkeitsentwicklung nach CEB-FIP Model Code 90	42
Gleichung 3.3: Beiwert β_{cc} nach CEB-FIP Model Code 90	42
Gleichung 3.4: Rückrechnung der 28-Tage-Festigkeit nach CEB-FIP Model Code 90	43
Gleichung 4.1: Höhe des Schneidquerschnitts im Teilschnitt	55
Gleichung 4.2: Öffnungswinkel zwischen oberer und unterer Eintrittskante	55
Gleichung 4.3: Länge des ausgefrästen Kreisbogens im Teilschnitt	55
Gleichung 5.1: Nettobohrleistung von Teilschnittmaschinen	63
Gleichung 5.2: Verhältnis zwischen eingeleiter Kraft und Vorschubkraft	72
Gleichung 5.3: Berechnung des Volumenstroms	79
Gleichung 5.4: Zusammenhang von resultierender Vorschubkraft und Kraft in z-Richtung ..	94
Gleichung 5.5: Zusammenhang zwischen Schneidkopfdrehzahl und Erregerfrequenzen	102
Gleichung 6.1: Zusammenhang zwischen Schnitt- und Andrückkraft	109
Gleichung 6.2: Vektordarstellung des Vorschubkraftanteils je Meißel	112
Gleichung 6.3: Darstellung der Meißelkraft als Vektorsumme	112
Gleichung 6.4: Vektordarstellung der Andrückkraft	113
Gleichung 6.5: Vektordarstellung der Schnittkraft	114
Gleichung 6.6: Betrag der Schnittkraft	114
Gleichung 6.7: Erforderliches Schneidkopfdrehmoment	114
Gleichung 6.8: Arbeitshypothese zur Mindestandrückkraft (1)	117
Gleichung 6.9: Arbeitshypothese zur Mindestandrückkraft (2)	117
Gleichung 6.10: Zusammenhang zwischen Schnitt- und Andrückkraft	117

Quellenverzeichnis

- [1] Albrecht, Rudolf: *Moderner Abbruch*
Wiesbaden, Bauverlag
ISBN: 3762514186
1981

- [2] Die Bibel: *Lukasevangelium 13, 4*
Einheitsübersetzung
1980

- [3] Die Bibel: *Erstes Buch der Könige 1, 38-39*
Einheitsübersetzung
1980

- [4] Betonkalender 1995
Berlin, Ernst & Sohn Verlag
ISBN: 3-433-01413-2
1995

- [5] DAfStb, Deutscher Ausschuss für Stahlbeton: *CEB-FIP Model Code 90*
Richtlinie für europäische Normen
1993

- [6] Coburn, A.W.; Spence, R.; Pomonis, A.: *Factors determining Casualty Levels in Earthquakes: Mortality Prediction in Building Collapse*
Tagungsbeitrag: First International Forum on Earthquake-related Casualties, Madrid
Juli 1992

- [7] DIN 4226-1 *Gesteinskörnungen für Beton und Mörtel*
Deutsche Norm
Juli 2001

- [8] DIN 1045-1 *Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton – Bemessung und Konstruktion*
Deutsche Norm
Juli 2001

- [9] DIN 1045-1 *Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton, Beton – Festlegung, Eigenschaften, Herstellung und Konformität*
Deutsche Norm
Juli 2001
- [10] DIN 1045-1 *Tragwerke aus Beton, Stahlbeton und Spannbeton – Bauausführung*
Deutsche Norm
Juli 2001
- [11] Ertmer, Klaus
Managing Director, ERKAT Spezialmaschinen und Service GmbH
Mehrere persönliche Gespräche
2007
- [12] Ettelt, Bernhard; Gittel, Hans J.: *Sägen, Fräsen, Hobeln, Bohren: die Spannung von Holz und ihre Werkzeuge*
Leinfelden-Echterdingen, DRW-Verlag
ISBN: 3-87181-145-9
2004
- [13] Eurostat Jahrbuch 2006-07: *Europa in Zahlen*
Amt für amtliche Veröffentlichungen der Europäischen Gemeinschaften
ISBN: 92-79-02488-4
2007
- [14] Frenyo, Paul; Lange, Willhelm: *Die Auslegung von Schneidköpfen für optimale Löseleistung*
Zeitschriftenaufsatz: Glückauf, Reihe 129, Nr. 7, S. 526
1993
- [15] Gehbauer, Fritz; Markus, Michael; Hirschberger, Susanne: *Methoden der Bergung Verschütteter aus zerstörten Gebäuden*
Bonn, Selbstverlag, Zivilschutz-Forschung, Neue Folge; 46
ISSN: 0343-5164
2001
- [16] Gentes, Sascha: *Weiterentwicklung von Standardbaumaschinen zur Rettung Verschütteter*
Institut für Technologie und Management im Baubetrieb, Universität Karlsruhe (TH)
Dissertation
2003

- [17] Girmscheid, Gerhard: *Baubetrieb und Bauverfahren im Tunnelbau*
Berlin, Ernst & Sohn Verlag
ISBN: 3-433-01350-0
2000
- [18] Goebel, Christoph
Project & Sales Engineer, TEREX|Schaeff GmbH
Zahlreiche persönliche Gespräche, Korrespondenz, Versuchsstandsbesichtigung
2005-2008
- [19] Haag, R.: *Durchbrüche und Fugen in Beton. Brennen, Bohren oder Sägen ohne Lärm und Erschütterungen*
Zeitschriftenaufsatz: Maschinenmarkt, Jg. 83, Nr. 37, S. 721-723
1977
- [20] Haist, Michael
Institut für Massivbau und Baustofftechnologie – Abteilung Baustofftechnologie,
Universität Karlsruhe (TH)
Persönliches Gespräch
06. Juni 2007
- [21] Hauptverband der deutschen Bauindustrie
Internetseite, <http://www.bauindustrie.de/index.php?page=31>
Stand: 24. Mai 2007
- [22] Hoffmann, Jörg: *Taschenbuch der Messtechnik*
Fachbuchverlag Leipzig, 4. Auflage
2004
- [23] Hug, Peter
Verband deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. VDMA, Fachverband Bau- und
Baustoffmaschinen
Persönliches Gespräch
21.05.2007
- [24] Kellner, Hedwig: „*Erdbebensichere*“ *Neubauten stürzen ein wie Kartenhäuser*
Zeitschriftenaufsatz: Zivilschutzmagazin, Nr. 1, S. 8 ff
1981

- [25] Kerntechnische Hilfsdienst GmbH, Eggenstein-Leopoldshafen
Firmenbesuch und persönliche Gespräche mit
Sturz, Walter (General Manager)
Lösch, Ansgar (Maschinenbautechniker, Gruppe Technik)
17. April 2007
- [26] Kunkle, R.F.: *Medical Care of Entrapped Patients in Confined Spaces Proceedings of the Workshop on Earthquake Injury Epidemiology*
John Hopkins University, Baltimore MD
1989
- [27] Lippok, Jürgen: *Abbrucharbeiten : Grundlagen, Vorbereitung, Durchführung*
Deutscher Abbruchverband
Köln, R. Müller Verlag
ISBN: 3-481-02031-7
2004
- [28] Materialprüfungs- und Forschungsanstalt MPA
Institut für Massivbau und Baustofftechnologie, Universität Karlsruhe (TH)
Zahlreiche persönliche Gespräche mit
Böcker, Gerhard (Qualitätsmanagement)
Gerlach, Lutz (Zertifizierung)
Langner, Edgar (Technik)
2005-2007
- [29] Plum, Dietmar
Leiter Gewinnung und Aufbereitung Bergbau Service, Deutsche Montan Technologie GmbH DMT
Persönliches Gespräch
14. Juli 2005
- [30] Roik, K.: *Reibbeiwert zwischen Stahlgurten und aufgespannten Betonfertigteilen*
Zeitschriftenaufsatz: Bauingenieur, Nr. 53, S. 37-42
1978
- [31] INRIA Meta2 Project/ENPC Cergrene: *Introduction to Scilab*
PDF-Dokument
Unbekanntes Erscheinungsjahr

- [32] Schneider, Klaus-Jürgen: *Bautabellen für Ingenieure*
Werner Verlag
13. Auflage
ISBN: 3-8041-3477-7
1998
- [33] Schulze, Maik
Konstruktionsgruppenleiter Tunnel- und Sondermaschinen, TEREX|Schaeff GmbH
Persönliches Gespräch
23. Mai 2007
- [34] Stoffel, Alexander: *Kurzeinführung in Scilab*
PDF-Dokument
Köln, 15. Dezember 2004
- [35] TEREX|Schaeff GmbH: *Hydraulik-Anbaufräse Typ WS30*
Datenblatt
Stand: 13.5.2004
- [36] TEREX|Schaeff GmbH: *Hydraulik – Anbaufräsen*
Firmenprospekt
Stand: 1. Januar 2006
- [37] TEREX|Schaeff GmbH
Internetseite, http://www.schaeff-cmt.de/Fraesen/produkte_fraesen.html
Stand: 31. Oktober 2007
- [38] Walz, Kurt: *Festigkeitsentwicklung von Beton bis zum Alter von 30 und 50 Jahren*
Zeitschriftenaufsatz: Beton, Nr. 4/75, S. 135-138
1975
- [39] Wesche, Karlhans: *Baustoffe für tragende Bauteile – Teil 1: Grundlagen*
Wiesbaden und Berlin, Bauverlag
3. Auflage
ISBN: 3-7625-3283-4
1996

Weitere Literatur

- [40] anonym: *Baumaschinen in Einsatz. Fräsen statt Sprengen*
Zeitschriftenaufsatz: Bauwirtschaft, Jg. 51, Nr. 7, S. 46
1997
- [41] anonym: *Gefräst – nicht gesprengt. Abbruchtechnik*
Zeitschriftenaufsatz: ProSanierung, Jg. 3, Nr. 9, S. 24-25
1997
- [42] anonym: *Neue Frästechnik. Die Betonfresser*
Zeitschriftenaufsatz: Sicher bauen, Nr. 2, S. 48-49
1997
- [43] anonym: *Zwei schwere Bagger und Betonfräse im Einsatz gegen ein Bunkerbauwerk.*
Zeitschriftenaufsatz: Baukurier 2, Jg. 8, Nr. 7/8, S. 58-59
1997
- [44] anonym: *Hydraulikfräsen am Baggerausleger. Anbauwerkzeuge*
Zeitschriftenaufsatz: Baumaschinendienst, DE, Jg. 34, Nr. 6, S. 20
1998
- [45] Ahr, Torsten: *Rationelles Arbeiten mit hydraulischen Abbruchgeräten*
Zeitschriftenaufsatz: VDBUM-Information, Jg. 30, Nr. 3, S. 5-16
2002
- [46] Bartels, Robert-J.: *Neuere Erkenntnisse bei der Entwicklung von Hydraulikhämmern
und hydraulischen Abbruchzangen*
Zeitschriftenaufsatz: Forum – Technische Mitteilungen, Jg. 50, Nr. 1, S. 35-44
1992
- [47] Bronstein, Ilija; Semendjajew, Konsantin; Musiol, Gerhard: *Taschenbuch der
Mathematik*
Harri Verlag
ISBN: 3817120060
2005

- [48] Campbell, Stephen; Chancelier, Jean-Philippe; Nikoukhah, Ramine: *Modelling and Simulation in Scilab/Scicos*
Springer Verlag
ISBN: 0-387-27802-8
2006
- [49] Cohrs, Heinz-Herbert: *Abbruch. Baumaschinen und Zusatzeinrichtungen*
Zeitschriftenaufsatz: Hoch & Tiefbau, Jg. 43, Nr. 1/2, S. 24-26
1990
- [50] Cohrs, Heinz-Herbert: *Mit dem richtigen Werkzeug klappt's. Abbrucharbeiten*
Zeitschriftenaufsatz: Bauwirtschaft. Jg. 45, Nr. 11, S. 22-24, 26-27
1991
- [51] Cohrs, Heinz-Herbert: *Die Abbruchmaschine. Spezialausrüstungen für Hydraulikbagger*
Zeitschriftenaufsatz: Hoch & Tiefbau, Jg. 46, Nr. 11, S. 25-28
1993
- [52] Cohrs, Heinz-Herbert: *Bruch mit Baggern. Spezielle Ausrüstungen machen Hydraulikbagger zur idealen Abbruchmaschine*
Zeitschriftenaufsatz: Baumaschinendienst, Jg. 38, Nr. 6, S. 10-20
2002
- [53] DIN 1048 *Prüfverfahren für Beton*
Deutsche Norm
Juni 1991
- [54] DIN13050 *Rettungswesen Begriffe*
Deutsche Norm
September 2002
- [55] DIN EN 206-1 *Beton*
Deutsche Norm
Juli2001
- [56] DIN EN 206-1/A1 *Änderung von DIN EN 206-1*
Deutsche Norm
Oktober 2004

- [57] DIN EN 206-1/A2 *Änderung von DIN EN 206-1 (Entwurf)*
Deutsche Norm
Januar 2005
- [58] DIN V 14011 *Begriffe aus dem Feuerwehrwesen – Vornorm*
Deutsche Norm
Juni 2005
- [59] DIN 488 *Betonstahl*
Deutsche Norm
September 1984
- [60] Deutsche Nationalbibliothek
Internetseite, <http://dispatch.opac.d-nb.de/>
Stand: 3. Mai 2007
- [61] Driesch, Stefan; Kleinert, Heinz-Werner; Haaf, Joachim: *Neue Werkstoffe als Schneideinsatz in Meißeln für Teilschnitt-Vortriebsmaschinen*
Zeitschriftenaufsatz: Glückauf-Forschungsheft 51, Nr. 3, S. 89-94
1991
- [62] ERKAT Spezialmaschinen und Service GmbH: *Spitzentechnologie eröffnet neue Horizonte*
Firmenprospekt
Stand: Januar 2007
- [63] Evans, I.: *Basic Mechanics of the Point-Attack Pick*
Zeitschriftenaufsatz: Colliers Guardian 232, Nr. 5, S. 189-193
1984
- [64] Glaaser, Karel-Ludwig: *Abbruch mit "Gefühl"*
Zeitschriftenaufsatz: Baugewerbe, Nr. 20, S. 28-39
1992
- [65] Gomez, Claude: *Engineering and scientific computing with Scilab*
Birkhäuser Verlag
ISBN: 0-8176-4009-6
1999

- [66] Grübl, P.; Weigler, H.; Karl, S.: *Beton – Arten, Herstellung und Eigenschaften*
Berlin, Ernst & Sohn Verlag
2. Auflage
ISBN: 3-433-01340-3
2001
- [67] Güner, Ertugrul: *Betriebsfeste Bemessung von Baumaschinen: Ermittlung von Betriebslasten*
Düsseldorf, VDI-Verlag
ISBN: 3-18-325301-1
1995
- [68] Hentschel, Heinrich: *Abbrucharbeiten*
Zeitschriftenaufsatz: Baugewerbe, Jg. 60, Nr. 6, S. 38-40
1980
- [69] Indunorm Hydraulik GmbH: *Schlauchkatalog 04.07*
Internetseite: http://indunorm.de/download/schlauch_47_2.pdf
Stand: 15. März 2007
- [70] Kim, Dong Woo: *Bauwerke mit unterschiedlichen Gründungsebenen unter Erdbeben-
einwirkungen*
Berlin, Technische Universität.
Dissertation
1999
- [71] Koehldorfer, Werner: *Finite-Elemente-Methoden mit CATIA V5*
München, Carl Hanser Verlag
ISBN: 3-446-22872-1
2004
- [72] Kotte, Gernot: *Anbauwerkzeuge zum mechanisierten Abbruch von Betonbauten*
Zeitschriftenaufsatz: Tiefbau, Ingenieurbau, Straßenbau, Jg. 33, Nr. 5, S. 322-331
1991
- [73] Kummer, W.: *Lärm bei Abbrucharbeiten*
Zeitschriftenaufsatz: Tiefbau, Nr. 3, S. 172-177
1998

- [74] Mansel, Martin: *Eigenschaften von Material und Maschinen beachten. Anbaugeräte*
Zeitschriftenaufsatz: Baugewerbe, Jg. 85, Nr. 11, S. 18-23
2004
- [75] Pinçon, Bruno: *Eine Einführung in Scilab*
PDF-Dokument
Unbekanntes Erscheinungsjahr
- [76] Rembold, Rudolf W.: *Einstieg in CATIA V5*
München, Carl Hanser Verlag
3. Auflage
ISBN: 3-446-40025-7
2005
- [77] Schimazek, Jürgen; Knatz, Horst: *Der Einfluss des Gesteinaufbaus auf die Schnittgeschwindigkeit und den Meißelverschleiß von Streckenvortriebsmaschinen*
Zeitschriftenaufsatz: Glückauf 106, Nr. 6, S. 274-278
1970
- [78] Schimm, Bernhard: *Mechanische Gewinnungsverfahren – Förderleistungen und Verschleissindikatoren*
Zeitschriftenaufsatz: Geotechnik, Jg. 27, Nr. 2, S. 161-163
2004
- [79] Thuro, K.; Plinninger, R.J.: *Geologisch-felsmechanische Aspekte der Gebirgslösung im Tunnelbau: Bohren, Sprengen, Fräsen*
Tagungsbeitrag: Kolloquium „Bauen in Boden und Fels“, S. 1-17
Unbekanntes Erscheinungsjahr
- [80] Hauptverwaltung Zivilschutz: *Handbuch Rettung und Bergung Brandenburgisches*
Verlagshaus-Berlin
1989

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

Die Bände sind unter 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 12	Kawus SCHAYEGAN <i>Einfluß von Bodenkonsistenz und Reifeninnendruck auf die fahrdynamischen Grundwerte von EM-Reifen</i>	1975
Heft 13	Curt HEUMANN <i>Dynamische Einflüsse bei der Schnittkraftbestimmung in standfesten Böden</i>	1975
Heft 14	Hans-Josef KRÄMER <i>Untersuchung der bearbeitungstechnischen Bodenkennwerte mit schwerem Ramm-Druck-Sondiergerät zur Beurteilung des Maschineneinsatzes im Erdbau</i>	1976
Heft 15	Friedrich ULBRICHT <i>Baggerkraft bei Eimerkettenschwimmbaggern – Untersuchungen zur Einsatzdimensionierung</i>	1977
Heft 16	Bertold KETTERER <i>Einfluß der Geschwindigkeit auf den Schneidvorgang in rolligen Böden</i> - vergriffen -	1977
Heft 17	Joachim HORNUNG / Thomas TRÜMPER <i>Entwicklungstendenzen lärmarmen Tiefbauverfahren für den innerstädtischen Einsatz</i>	1977
Heft 18	Joachim HORNUNG <i>Geometrisch bedingte Einflüsse auf den Vorgang des maschinellen Reißens von Fels – untersucht an Modellen</i>	1978
Heft 19	Thomas TRÜMPER <i>Einsatzoptimierung von Tunnelvortriebsmaschinen</i>	1978
Heft 20	Günther GUTH <i>Optimierung von Bauverfahren – dargestellt an Beispielen aus dem Seehafenbau</i>	1978

Heft 21	Klaus LAUFER <i>Gesetzmäßigkeiten in der Mechanik des drehenden Bohrens im Grenzbereich zwischen Locker- und Festgestein</i> - vergriffen -	1978
Heft 22	Urs BRUNNER <i>Submarines Bauen – Entwicklung eines Bausystems für den Einsatz auf dem Meeresboden</i> - vergriffen -	1979
Heft 23	Volker SCHULER <i>Drehendes Bohren in Lockergestein – Gesetzmäßigkeiten und Nutzanwendung</i> - vergriffen -	1979
Heft 24	Christian BENOIT <i>Die Systemtechnik der Unterwasserbaustelle im Offshore-Bereich</i>	1980
Heft 25	Bernhard WÜST <i>Verbesserung der Umweltfreundlichkeit von Maschinen, insbe- sondere von Baumaschinen-Antrieben</i>	1980
Heft 26	Hans-Josef KRÄMER <i>Geräteseitige Einflussparameter bei Ramm- und Drucksondierungen und ihre Auswirkungen auf den Eindringwiderstand</i>	1981
Heft 27	Bertold KETTERER <i>Modelluntersuchungen zur Prognose von Schneid- und Planier- kräften im Erdbau</i>	1981
Heft 28	Harald BEITZEL <i>Gesetzmäßigkeiten zur Optimierung von Betonmischern</i>	1981
Heft 29	Bernhard WÜST <i>Einfluß der Baustellenarbeit auf die Lebensdauer von Turm- drehkränen</i>	1982
Heft 30	Hans PINNOW <i>Einsatz großer Baumaschinen und bisher nicht erfasster Sonder- bauformen in lärmempfindlichen Gebieten</i>	1982

Heft 31	Walter BAUMGÄRTNER <i>Traktionsoptimierung von EM-Reifen in Abhängigkeit von Profilierung und Innendruck</i>	1982
Heft 32	Karlheinz HILLENBRAND <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> - vergriffen -	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 Parametervorstellung 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	Jarosław JURASZ <i>Geometric Modelling for Computer Integrated Road Construction</i>	2003
Heft 55	Sascha GENTES <i>Optimierung von Standardbaumaschinen zur Rettung Verschlütteter</i>	2003
Heft 56	Gerhard W. SCHMIDT <i>Informationsmanagement und Transformationsaufwand im Gebäudemanagement</i>	2003
Heft 57	Karl Ludwig KLEY <i>Positionierungslösung für Straßenwalzen – Grundlage für eine kontinuierliche Qualitätskontrolle und Dokumentation der Verdichtungsarbeit im Asphaltbau</i>	2004
Heft 58	Jochen WENDEBAUM <i>Nutzung der Kerntemperaturvorhersage zur Verdichtung von Asphaltmischgut im Straßenbau</i>	2004
Heft 59	Frank FIEDRICH <i>Ein High-Level-Architecture-basiertes Multiagentensystem zur Ressourcenoptimierung nach Starkbeben</i>	2004
Heft 60	Joachim DEDEKE <i>Rechnergestützte Simulation von Bauproduktionsprozessen zur Optimierung, Bewertung und Steuerung von Bauplanung und Bauausführung</i>	2005
Heft 61	Michael OTT <i>Fertigungssystem Baustelle – Ein Kennzahlensystem zur Analyse und Beurteilung der Produktivität von Prozessen</i>	2007

Heft 62 Jochen ABEL 2007
Ein produktorientiertes Verrechnungssystem für Leistungen des Facility Management im Krankenhaus

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

Heft 63 Jürgen KIRSCH 2009
Organisation der Bauproduktion nach dem Vorbild industrieller Produktionssysteme – Entwicklung eines Gestaltungsmodells eines ganzheitlichen Produktionssystems für den Bauunternehmer

Heft 64 Marco ZEIHNER 2009
Ein Entscheidungsunterstützungsmodell für den Rückbau massiver Betonstrukturen in kerntechnischen Anlagen

Heft 65 Markus SCHÖNIT 2009
Online-Abschätzung der Rammguttragfähigkeit beim langsamen Vibrationsrammen in nichtbindigen Böden

Heft 66 Johannes Karl WESTERMANN 2009
Betonbearbeitung mit hydraulischen Anbaufräsen

Die im Universitätsverlag verlegten Hefte (ab Heft 63) sind unter www.uvka.de als PDF frei verfügbar oder als Druckausgabe bestellbar.

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 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>Untersuchungen 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 Systemtechnik, und was nützt 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

Reihe G wird künftig in Reihe F fortgesetzt.

Reihe L – Lehre und Allgemeines

Institutsintern verlegt

Heft 1	Günter KÜHN <i>Baubetrieb in Karlsruhe</i> - vergriffen -	1972
Heft 2	Dieter KARLE <i>Afrika-Exkursion Gabun – Kamerun</i> - vergriffen -	1971
Heft 3	Gabrielle 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> - vergriffen -	1976
Heft 5	Festschrift 1967 – 1977 zum 10jährigen Bestehen des Instituts für Maschinenwesen im Baubetrieb	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 1978/79</i>	1980
Heft 9	Hans-Josef KRÄMER <i>Baubetrieb – Studium und Berufserfahrung – Referate bei Seminaren für Bauingenieursstudenten</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> - vergriffen -	1984
Heft 14	Günter KÜHN <i>Was ist 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

Reihe L wird künftig in Reihe V fortgesetzt.

Reihe U – Untersuchungen

Institutsintern verlegt

Heft 1	Günter KÜHN <i>Monoblock- oder Verstellausleger</i> - vergriffen -	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

Reihe U wird künftig in Reihe F fortgesetzt.

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> - vergriffen -	1974
Heft 3	Thomas TRÜMPER <i>Elektrotechnik</i> - vergriffen -	1975
Heft 4	Albrecht GÖHRING <i>Zusammenfassung des Seminars Anorganische Chemie</i>	1975
Heft 5	Joachim HORNUNG <i>Netzplantechnik</i> - vergriffen -	1975
Heft 6	Günter KÜHN <i>Baubetriebstechnik I</i> <i>Teil A: Baubetrieb</i> <i>Teil B: Hochbautechnik</i> - vergriffen -	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> - vergriffen -	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	Mitgliederverzeichnis – Gesellschaft der Freunde des Instituts	1996
Heft 14	<i>Das Institut</i>	1996
Heft 15	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 1990 Deutschland – Dänemark – Norwegen – Belgien</i>	1990
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>Naßbagertechnik – Ein Sondergebiet des Baubetriebs</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> - vergriffen -	1995
Heft 24	Die Studenten <i>Studenten-Exkursion 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: Erdbau</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> - vergriffen -	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

Die Schriften des Instituts sind in 2 Reihen gegliedert:

Reihe F (orange Kennzeichnung): Forschung

Reihe V (grüne Kennzeichnung): Vorlesungen und Mitteilungen

REIHE F / Heft 66, Karlsruhe 2009

ISSN: 1868-5951

ISBN: 978-3-86644-429-4

www.uvka.de

