

Co-Simulation eines hydraulischen Ersatzuntergrunds zur wirkungsäquivalenten Abbildung mineralischer Materialien

Co-simulation of a Hydraulic Substitute Base for the Effect-equivalent Modelling of Mineral Materials

Johannes Klotz^{1*}, Sascha Hasenöhrl², Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen², Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer¹

¹ Institute of Mobile Machines (Mobima), Karlsruhe Institute of Technology (KIT)

² Institute of Product Engineering (IPEK), Karlsruhe Institute of Technology (KIT)

* *Korrespondierender Autor:*

Johannes Klotz
Gebäude 70.04
Rintheimer Querallee 2
76131 Karlsruhe
☎ +49/721/608/48641
✉ johannes.klotz@kit.edu

Abstract

This paper presents a co-simulation consisting of an FEM (finite element method) and a hydraulic model. The co-simulation can be used to determine the setting parameters for a hydraulic substitute base in order to replicate the behaviour of different types of mineral material. The substitute base, which consists of hydraulic components, enables repeatable measurements on rotary hammers. Previous simulation models for rotary hammers based on impact laws and spring-damper models are not suitable for the development of a hydraulic substitute base, as they do not take into account the influence of the geometry of the impact bodies or cannot be transferred to other bases. With Co-Simulation, the FEM model allows the impact mechanics of a rotary hammer to be simulated, considering the impact body geometry, while the hydraulic model can be used to simulate the damping characteristics of the substitute base.

Keywords

co-simulation, impact simulation, hydraulic substitute base, FEM, rotary hammer model

1. Motivation

Abbruchhämmer sind Maschinen zum Zerkleinern von mineralischen Strukturen. Sie zeichnen sich durch ein Hammerschlagwerk aus, das wie ein von Hand geführter Hammer auf einen Meißel stößt. Durch hochfrequente Schlagimpulse zertrümmert die Meißelschneide den mineralischen Untergrund. Unerlässlich für die Entwicklung von Abbruchhämmern sind Versuche mit Prototypen, da computergestützte Simulationen auf Vereinfachungen beruhen, durch die Unsicherheiten entstehen. Langzeittests mit mineralischen Materialien sind jedoch schwierig, da das Material während des Versuchs zerstört wird. Ebenso ist die Reproduzierbarkeit solcher Versuche kritisch, da der Untergrund ein Naturprodukt oder ein naturbasierter Baustoff ist und daher eine inhomogene Struktur aufweist. Eine gute Reproduzierbarkeit ist insbesondere bei der nach EU-Richtlinie [1] vorgeschriebenen Prüfungen zur Bewertung der Vibrationsemission erforderlich. Ersatzuntergründe versuchen die Eigenschaften mineralischer Materialien wirkungsäquivalent und wiederholgenau nachzubilden. Bisherige Ersatzuntergründe erfüllen jedoch nicht alle Anforderungen der Maschinenentwickler. So ist der für Bohrhammer-Vibrationstests eingesetzte mechanische Ersatzuntergrund Dynaload [10] beispielsweise nicht als einstellbarer Untergrund zur Nachbildung verschiedener Gesteinsarten vorgesehen. Ein vielversprechender Ansatz ist es, einen Ersatzuntergrund auf Basis hydraulischer Komponenten zu entwickeln, der die Anforderungen Wirkungsäquivalenz, Wiederholgenauigkeit, Einstellbarkeit und Verschleißfestigkeit erfüllt. Es wird davon ausgegangen, dass sich mit hydraulischen Flüssigkeiten aufgrund ihrer geringen Kompressibilität hohe Stoßkräfte bei gleichzeitig geringer Meißelverschiebung dämpfen lassen. Zudem erscheint die Nutzung hydraulischer Komponenten vielversprechend, um eine gezielte Anpassung von Steifigkeit und Dämpfungseigenschaften zu ermöglichen. Die erforderlichen Eigenschaften des hydraulischen Ersatzuntergrunds sollen zunächst mithilfe eines virtuellen hydraulischen Ersatzuntergrunds ermittelt werden. Aufgrund der Wechselwirkung zwischen Schlagwerk und Ersatzuntergrund müssen sowohl das Schlagwerk als auch der Ersatzuntergrund modelliert und in einer in diesem Paper beschriebenen ganzheitlichen Simulation untersucht werden.

2. Stand der Forschung

Um den komplexen Bewegungsablauf der Stoßkörper beim Bohrhämmern besser zu verstehen und Maßnahmen zur Reduzierung der Griffbeschleunigung zu identifizieren, wurden Simulationsmodelle für Bohrhämmer entwickelt.

Golysheva et al. haben die Stoßkörper in einem Mehrkörpermodell gemäß Bild 1 als starre Massenkörper modelliert. Sobald zwei Stoßkörper in Kontakt treten, wird eine Koppelung der Körper über ein Feder-Dämpfer-Element aktiviert. Dieses reduziert die Geschwindigkeit der Körper und stößt sie anschließend voneinander ab. Die Masse m_1 repräsentiert die Bedienerhand, m_2 das Gehäuse, m_3 den Erregerkolben, m_4 den Flugkolben und m_5 den Schlagbolzen sowie das Werkzeug. Golysheva et al. haben die Federsteifigkeit k_1 und den Dämpfungsparameter c_1 über einen Versuch bestimmt und k_5 sowie c_5 einer Literaturquelle entnommen. Die restlichen Parameter haben Golysheva et al. variiert, bis die simulierte Beschleunigung am Bohrhammergriff mit einer in einem Praxisversuch ermittelten Griffbeschleunigungsmessung übereinstimmte. So können die Weg- und Kontaktkraftverläufe der Körper sowie die Stoßzahlen für die Stoßkontakte ermittelt werden. [2]

Für diesen Ansatz ist jedoch eine Beschleunigungsmessung erforderlich. Die Validierung der ermittelten Bewegungsverläufe und Stoßzahlen für andere Bohrhammerelemente als das Gehäuse ist schwierig und erfordert zusätzliche Messungen. Mithilfe dieses Ansatzes ist es nicht möglich, den Einfluss von Geometrieänderungen der Bohrhammerelemente auf die Stoßzahlen und Bewegungsverläufe simulativ zu untersuchen.

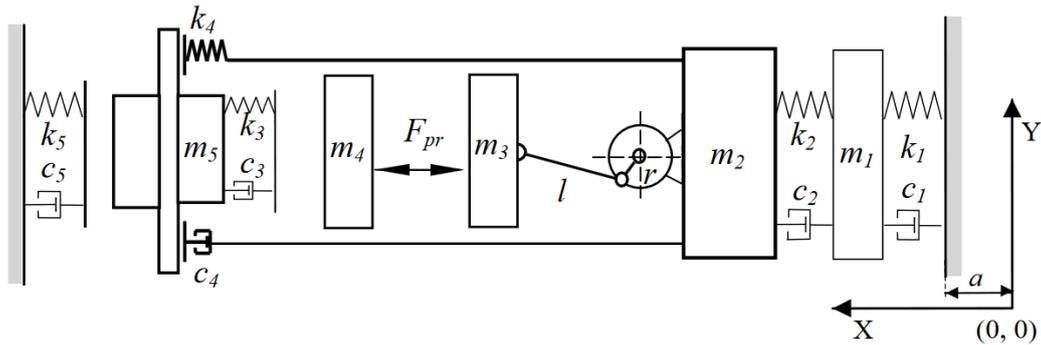


Bild 1: Simulationsansatz von Golysheva et al. für einen Bohrhämmer [2]

Riederer verwendet in seinem Bohrhämmermodell die Stoßgesetze (2.1), um die Geschwindigkeiten nach dem Stoßkontakt in Abhängigkeit der Geschwindigkeiten vor dem Stoßkontakt zu bestimmen. m_1 und m_2 sind die Massen der beiden Stoßkörper. [3]

$$\dot{v}_1 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - m_2 \cdot (v_1 - v_2) \cdot k}{m_1 + m_2}, \quad \dot{v}_2 = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 - m_1 \cdot (v_2 - v_1) \cdot k}{m_1 + m_2} \quad (2.1)$$

Die ermittelten Geschwindigkeiten \dot{v}_1 und \dot{v}_2 werden als Anfangsbedingungen zur Lösung der Bewegungsgleichungen verwendet, sodass der zeitliche Wegverlauf der Körper ermittelt werden kann. Sobald erneut die Stoßbedingungen erfüllt sind, werden die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 der Stoßkörper aus den Lösungen der Bewegungsgleichung wieder für die Stoßgesetze verwendet. Bei dieser Vorgehensweise müssen die Stoßzahlen bekannt sein. Die Stoßzahl k für Stahl-Stahl Kontakte bestimmt Riederer über den Verlust an kinetischer Energie ΔE : [3]

$$k = \sqrt{1 - \frac{\Delta E}{\frac{1}{2} \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2}} \quad (2.2)$$

Den Verlust an kinetischer Energie ermittelt Riederer wiederum über Versuche mit einem Pendelhammer, den er auf die in einer Linie angeordneten Stoßkörper Schlagbolzen, Werkzeug und Beton stoßen lässt. Dabei werden die Geschwindigkeiten der Stoßkörper gemessen und daraus ihre kinetische Energie berechnet. Für den Stahl-Beton Kontakt zwischen Werkzeug und Untergrund greift Riederer auf die von Hecker [4] ermittelten Eindringhysteresen zurück. Den Stoßkontakt zwischen dem Schlagbolzen und dem Dämpfungselement am Gehäuse bildet Riederer über eine experimentell ermittelte Federkennlinie ab. [3]

Auch für diesen Modellbildungsansatz sind Messungen erforderlich. Die Stoßgesetze vergleichen lediglich die Geschwindigkeiten der Körper vor und nach dem Stoß. Die Simulation gibt daher keine zeitlichen Kraft- und Wegverläufe während der Stoßdauer aus. Riederer stellt beim Pendelhämmerversuch zu Beginn Abstände zwischen Untergrund und Bohrerschneide sowie zwischen Bohrer und Schlagbolzen von jeweils 0,5 mm ein [3]. Schäfers Arbeit [9] deutet jedoch darauf hin, dass sich diese Körper vor jedem Stoß des Flugkolbens bei hohen Andruckkräften berühren. Für den Stoßkontakt zwischen Schlagbolzen und Werkzeug ermittelt Riederer einen Verlust von 53 % an kinetischer Energie [3]. Aus [3] geht nicht hervor, wie das Ende der Stoßkontakte definiert wurde. Der hohe Verlust an kinetischer Energie lässt jedoch darauf schließen, dass ein Teil der Energie vom Untergrund während des Stoßkontakts aufgenommen wurde und der ermittelte Wert daher untergrundabhängig ist. Riederer ermittelt den Verlust an kinetischer Energie ΔE nur für den verwendeten Beton. Die ermittelten Werte können nicht auf andere mineralische Untergrundmaterialien oder Ersatzuntergründe übertragen werden.

Hasenöhl et al. zeigen, dass mit einer FEM-Simulation die stoßbedingte Ausbreitung von Dehnungswellen eines Bohrhammers unter Berücksichtigung der Stoßkörpergeometrie untersucht werden kann. Dabei vergleichen sie die simulierten Dehnungswellen mit nach EPTA-Verfahren [7] durchgeführten Dehnmessstreifen-Messungen. [6]

3. Forschungsfrage

Das Bohrhammermodell von Golysheva et al. [2] kann keine Aussage zum Einfluss der Stoßkörpergeometrie auf den zeitlichen Kraft- und Wegverlauf des Werkzeugs treffen. Das Bohrhammermodell von Riederer [3] eignet sich nicht zur Entwicklung eines Ersatzuntergrunds, da der über aufwendige Versuche ermittelte Verlust an kinetischer Energie für andere Untergründe keine Gültigkeit hat. Hasenöhr et al. beschreiben die Finite-Element-Methode (FEM) als geeigneten Ansatz, Stoßkontakte in einem Bohrhammer richtig abzubilden. Es stellt sich die Forschungsfrage, mit welchem Simulationsansatz ein hydraulischer Ersatzuntergrund für Abbruchhämmer entwickelt und dimensioniert werden kann. In der Literatur finden sich zahlreiche Beispiele für Co-Simulationen, bei denen ein Hydraulikmodell mit einem mechanischen Mehrkörpermodell aus Starrkörpern gekoppelt wird. Beispiele für die Kopplung eines Hydraulikmodells mit einem Mehrkörpermodell aus deformierbaren Körpern, insbesondere mit dynamischen FEM-Modellen zur Stoßabbildung, sind nicht bekannt. In dieser Arbeit wird beschrieben, wie eine Co-Simulation, bestehend aus einem FEM-Modell und einem Hydraulikmodell, aufgebaut werden kann, damit darüber ein hydraulischer Ersatzuntergrund entwickelt werden kann, mit dem sich verschiedene mineralische Untergründe wirkungsäquivalent abbilden lassen. Zudem wird untersucht, ob sich die Menge der hydraulisch gedämpften Energie durch Variation hydraulischer Parameter signifikant beeinflussen lässt.

4. Co-Simulation als Hilfsmittel zur Auslegung eines hydraulischen Ersatzuntergrunds

4.1. Definition

Bei einer Co-Simulation werden mehrere voneinander getrennte Simulationsmodelle mit jeweils eigenen Integratoren (Solvem) gekoppelt, um das Verhalten eines Gesamtsystems abzubilden. Dabei kommunizieren die Modelle über definierte Schnittstellen und tauschen zu synchronisierten Zeitpunkten physikalische Größen wie Kräfte oder Wege aus. [5]

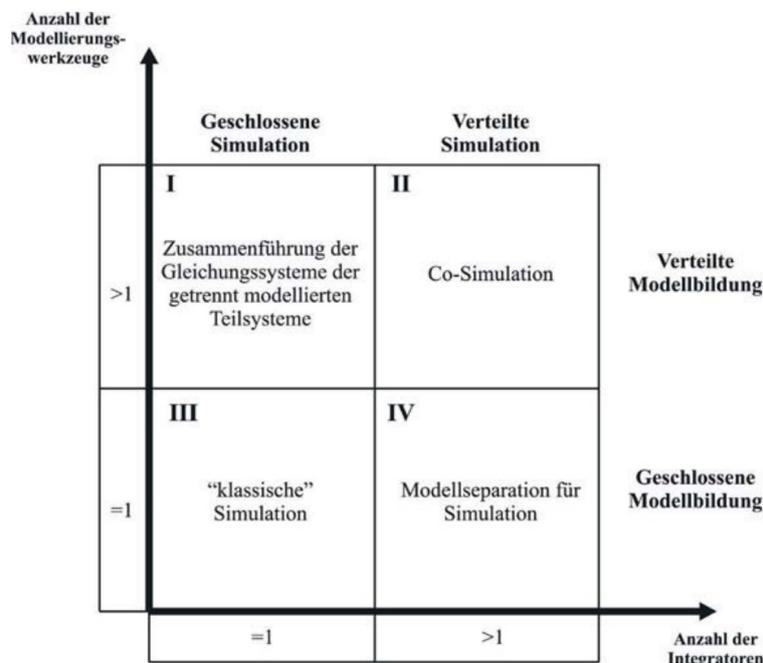


Bild 2: Einordnung der Co-Simulation in die Modellbildungsvarianten [5]

Bild 2 ordnet den Begriff Co-Simulation Simulationen mit verteilter Modellbildung bei gleichzeitig verteilter Simulation zu. Die Modellierung des Gesamtsystems wird auf spezialisierte Softwaretools verteilt. Besonders hilfreich ist die verteilte Modellbildung in Fällen, in denen

verschiedene physikalische Domänen aufeinander wirken. Die in den Modellen hinterlegten Differenzialgleichungen werden mit separaten, auf die jeweilige Domäne angepassten Solvern gelöst, weshalb von einer verteilten Simulation gesprochen wird. [5]

4.2. Schnittstelle: Functional Mock-up Interface (FMI)

Für Co-Simulationen ist eine Schnittstelle erforderlich, über die die Modelle Daten austauschen können. Das Functional Mock-up Interface (FMI) ist ein offener, herstellerunabhängiger Standard zur Modellkopplung und Co-Simulation technischer Systeme. [12] Entwickelt von der Modelica Association, erlaubt die FMI-Schnittstelle den Austausch dynamischer Modelle zwischen verschiedenen Simulationsumgebungen [8], [12]. Der FMI-Standard definiert ein einheitliches Schnittstellenformat, über das Modelle als sogenannte Functional Mock-up Units (FMUs) bereitgestellt werden. Eine FMU ist ein containerisiertes Simulationsmodell, das alle relevanten Informationen und ausführbaren Bestandteile für eine Integration in andere Tools enthält. Es werden zwei Haupttypen der FMI unterschieden: [12]

- FMI for Model Exchange (Bild 2, Fall I): Die Simulationsumgebung des Nutzers übernimmt die Integration. Die FMU liefert dafür nur seine Modellgleichungen.
- FMI for Co-Simulation (Bild 2, Fall II): Die FMU enthält einen eigenen Solver und wird eigenständig über ein standardisiertes Interface aufgerufen.

4.3. Co-Simulation zwischen FEM- und Hydraulikmodell am Beispiel eines hydraulischen Ersatzuntergrunds

4.3.1. Software

Ein zentrales Auswahlkriterium für die eingesetzte FEM-Software war die Fähigkeit, hydraulische Systeme entweder direkt abzubilden oder über eine geeignete Schnittstelle eine spezialisierte Hydrauliksimulationssoftware ankoppeln zu können. In diesem Zusammenhang erfüllt Abaqus die gestellten Anforderungen und wurde daher ausgewählt. Die Software bietet keine eigene integrierte Hydrauliksimulation. Jedoch lässt sich Abaqus mit FMI-kompatiblen Softwarelösungen kombinieren [8]. Das erlaubt eine bidirektionale Datenübertragung zwischen dem mechanischen Stoßmodell und dem hydraulischen Systemteil.

Ein wesentliches Kriterium bei der Auswahl der Modellierungssoftware für den hydraulischen Systemteil war die Unterstützung des FMI-Standards. Abaqus ist nicht in der Lage, selbst FMUs zu exportieren, sondern kann nur FMUs importieren [8]. Dabei ist Abaqus explizit darauf angewiesen, dass die eingebundene FMU über einen eigenen Solver verfügt [8]. Vor diesem Hintergrund wurde Dymola als Simulationsumgebung für das Hydraulikmodell ausgewählt, da sie einen Export von FMUs mit eingebetteten Solvern ermöglicht [8]. Zudem ist Dymola vollständig kompatibel mit der Modellierungssprache Modelica, was die Nutzung einer am Institutsteil Mobima entwickelten Hydraulikbibliothek [11] erlaubt. Diese Bibliothek kann flexibel mit Komponenten aus der *Modelica Standard Library* kombiniert werden, was die Modularität und Erweiterbarkeit des Hydraulikmodells erheblich erhöht. An dieser Stelle sei erwähnt, dass für den Export von FMUs mit eingebetteten Solvern eine Dymolalizenz mit dem Feature *Binary Model Export* erforderlich ist.

4.3.2. Bestandteile der erstellten Co-Simulation

Bild 3 zeigt die Simulationskomponenten und verdeutlicht ihre Interaktion. Die Co-Simulation-Engine (CSE) ist dabei das Bindeglied zwischen dem Stoßkörpermodell, welches im Abaqus-Input-File beschrieben ist und dem Hydraulikmodell, welches in der FMU beschrieben ist. Die CSE sowie das FEM- und Hydraulikmodell werden nachfolgend genauer erläutert.

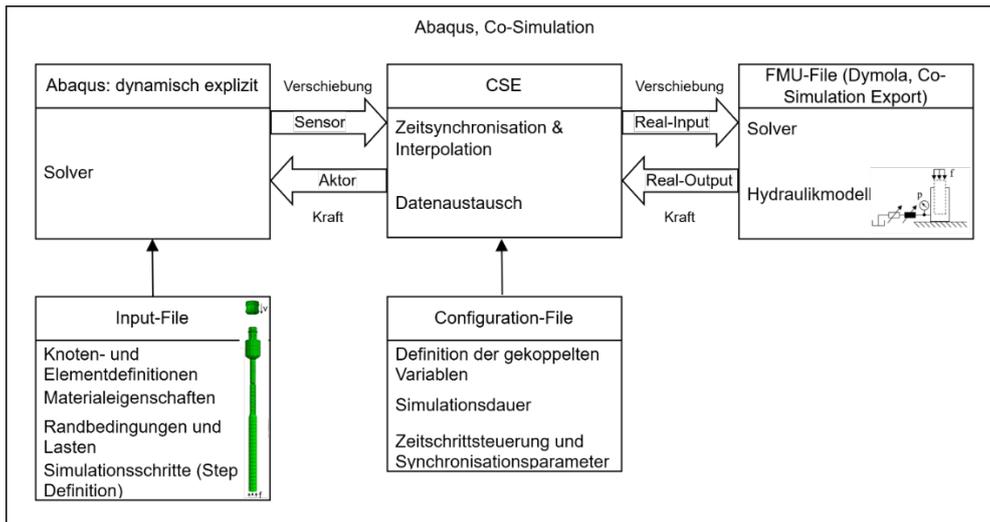


Bild 3: Kopplung von Abaqus mit Hydraulik-FMU mittels CSE

4.3.2.1. Co-Simulation-Engine (CSE)

Die Co-Simulation-Engine (CSE) ist eine zentrale Komponente innerhalb der Simulationsumgebung von Abaqus, die den Austausch von Daten zwischen verschiedenen physikalischen Teilsystemen während einer gekoppelten Simulation ermöglicht. Damit können strukturmechanische Modelle, die mit Abaqus erstellt wurden, mit in anderen Simulationsumgebungen erstellten Modellen verbunden werden. Die CSE übernimmt die Synchronisation der Zeitintegration zwischen den beteiligten Solver-Instanzen sowie den Austausch von Größen, wie Kräfte oder Verschiebungen, an definierten Schnittstellen. Die CSE unterstützt FMUs gemäß FMI-Standard, bei denen die zeitliche Integration auf Seiten der eingebundenen FMU erfolgt. In diesem Zusammenhang fungiert Abaqus als Host-Simulation, während die eingebundene FMU durch ihren eigenen Solver unabhängig integriert wird. Die ausgetauschten Daten, deren Übertragungsfrequenz sowie das Interpolationsverfahren und weitere Parameter werden in der Konfigurationsdatei definiert. Im Fall des virtuellen hydraulischen Ersatzuntergrunds wird die Verschiebung des Werkzeugs vom FEM-Modell über die CSE an das Hydraulikmodell übergeben und in umgekehrte Richtung die Kontaktkraft.

4.3.2.2. Strukturmechanisches FEM-Modell der Stoßkörper

Bild 4 zeigt ein FEM-Modell nach Hasenöhl et al. [6]. Es beinhaltet zwei Stoßkörper des Hammerschlagwerks eines Bosch GBH 4-32. Das Werkzeug wurde durch Entfernung der Schneide modifiziert, sodass es sich als Hydraulikzylinderkolben eignet. Die Anfangsgeschwindigkeit v_{FK} des Flugkolbens mit der Masse m_{FK} wird aus der Einschlagenergie E abgeschätzt: $v_{FK} = \sqrt{\frac{E}{0,5 \cdot m_{FK}}} = \sqrt{\frac{4,2 \text{ J}}{0,5 \cdot 0,086 \text{ kg}}} = 9,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Schäfer zeigt an einem Makita DHR243RTJ, dass sich bei einer Andruckkraft von 180 N der bedienerseitige Schlagbolzenanschlag und der Schlagbolzen bei jedem Flugkolbenstoß berühren und in Ruhe sind [9]. Demnach wird angenommen, dass sich beim modellierten Bohrhämmer Schlagbolzen und Werkzeug berühren und in Ruhe sind. Die durch den Stoß verursachte Verschiebung des Werkzeugs wird an das Hydraulikmodell übergeben. Dies erfolgt über einen Abaqus-Sensor. Die Verschiebung des Werkzeugs wird im Hydraulikmodell als Zylinderhub aufgeprägt. Die durch den Druckaufbau bewirkte Gegenkraft F wird wiederum an das FEM-Modell übertragen und über einen Abaqus-Aktor dem Werkzeug aufgeprägt, welches sich dadurch in Richtung seiner Ausgangslage bewegt. Aus dem über die Abaqus/CAE erstellten Modell wird für die Co-Simulation ein Abaqus-Input-File generiert.

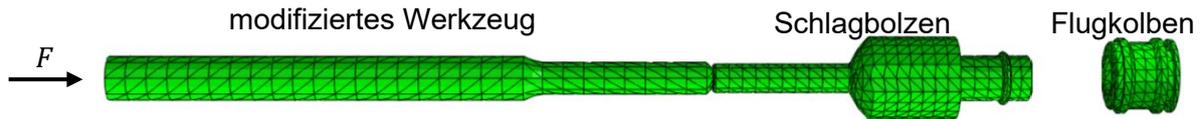


Bild 4: Stoßkörper des FEM-Modells aus einem Bohrhammerschlagwerk

4.3.2.3. Hydraulikmodell des Ersatzuntergrunds

Bild 5 zeigt die wesentlichen Bestandteile des in dieser Arbeit entwickelten Hydraulikmodells. Über den Input (1) gelangt die im FEM-Modell ermittelte Verschiebung des Kolbens als *Real-Input* in das Dymola-Netzwerk. An (3) wird der Zylinderhub des hydraulischen Ersatzuntergrunds ausgegeben, der dem Anfangshub in (2) abzüglich der Verschiebung aus (1) entspricht. (4) verbindet den Signalteil mit dem mechanischen Systemteil und prägt den Zylinderhub dem über (6) einseitig fest eingespanntem Hydraulikzylinder (5) auf. Über die im hydraulischen Knoten (7) hinterlegte Druckaufbaugleichung wird der Druckverlauf ausgehend vom Anfangsdruck und den zu- und abfließenden Volumenströme berechnet: $\dot{p} = \frac{A_K \cdot v_K - Q_B - Q_L}{C_H}$. Über den hydraulischen Widerstand (8) kann die hydraulische Dämpfung eingestellt werden. Es handelt sich hierbei um einen blendenförmigen Widerstand mit dem Zusammenhang $Q_B = \alpha_D \cdot A_B \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$. Blenden, auch scharfkantige Widerstände genannt, bieten gegenüber drosselförmigen Widerständen den Vorteil, dass ihr Verhalten temperaturunabhängig ist. Das Rückschlagventil (9) ermöglicht ein Nachsaugen während der Ausdringphase des Werkzeugs, sodass in der Simulation keine ziehenden Kräfte am Zylinder entstehen. Mit einem weiteren Widerstand (10) wird die Leckage über den Dichtspalt zwischen Werkzeug und Zylinder modelliert. Dabei handelt es sich um einen drosselförmigen Widerstand mit dem Zusammenhang $Q_L = G \cdot \Delta p$. Der hydraulische Leitwert G ist von der Passgenauigkeit und Exzentrizität von Werkzeug und Zylinder sowie der Viskosität des hydraulischen Mediums abhängig. Das Signal des Drucksensors (11) wird über (12) und (13) in die Kontaktkraft umgerechnet, die über den *Real-Output* (14) an das FEM-Modell übertragen wird. Die Komponenten (15) bis (18) ermöglichen zusammen mit einem in (5) hinterlegten oberen Zylinderanschlag eine Vorspannung des hydraulischen Drucks in (7) und (19). Lediglich bei positiven Verschiebungen, bei denen das Werkzeug vom Anschlag gelöst ist, wird die berechnete Kraft an das FEM-Modell übertragen. Das Hydraulikmodell wird für die Co-Simulation als FMU mit Dymola-Solvern exportiert.

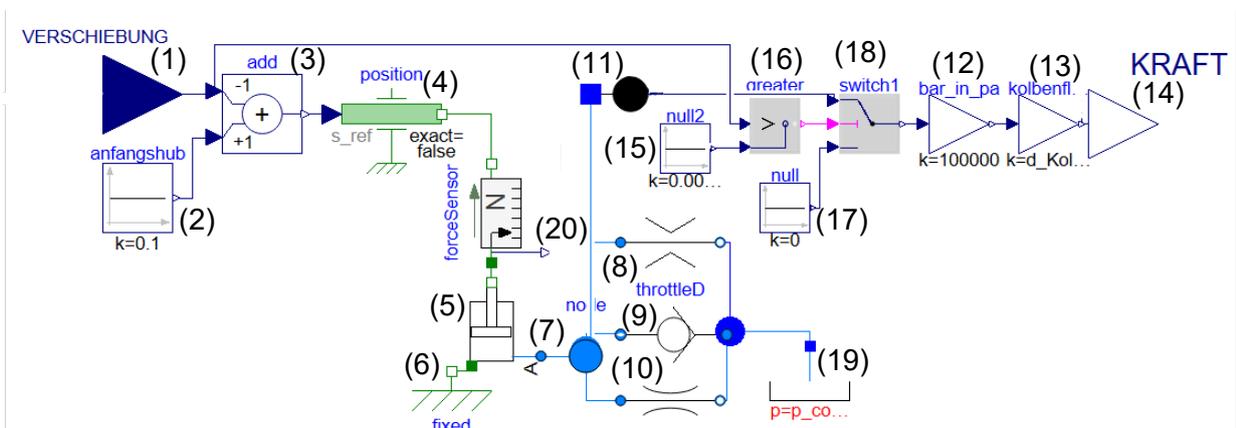


Bild 5: Hauptbestandteile des Hydraulikmodells

Die an das FEM-Modell übertragene Kraft wird über die Multiplikation des Hydraulikdrucks mit der Querschnittsfläche des Werkzeugs berechnet. Dadurch kann das bereits im Hydraulikzylinder hinterlegte Reibmodell nicht genutzt werden. Bei Verwendung des Kraftsensors (20) würde der Einfluss der Zylinderreibung berücksichtigt werden und die Komponenten (11) bis

(18) würden entfallen. Da der aus der CSE übertragene Verschiebungsverlauf jedoch nicht zweifach stetig differenzierbar ist, wird die Geschwindigkeit und Beschleunigung an jeder Stützstelle auf null gesetzt. Aus diesem Grund gibt der Kraftsensor ein dreiecksförmigen Kraftverlauf mit sehr hohen Kräften aus und kann nicht verwendet werden.

5. Simulativer Nachweis der Einstellbarkeit der hydraulischen Dämpfungsenergie

Bild 6 zeigt die gemittelten Geschwindigkeiten der Stoßkörper. Die Flugkolbengeschwindigkeit fällt durch den Stoßkontakt mit dem Schlagbolzen innerhalb von 0,1 ms auf $-4,0$ m/s. Dabei ändert der Flugkolben seine Flugrichtung. Aufgrund der nicht gekrümmten Kontaktflächen von Schlagbolzen und Werkzeug wird der Großteil der vom Flugkolben auf den Schlagbolzen übertragenen Energie an das Werkzeug übertragen, welches auf $6,0$ m/s beschleunigt wird. Die Werkzeuggeschwindigkeit wird durch die Gegenkraft des Hydraulikzylinders auf $-2,1$ m/s reduziert, bis es zu einem erneuten Stoßkontakt bei $t = 2,0$ ms mit dem Schlagbolzen kommt, bei dem der Großteil der verbleibenden kinetischen Energie an den Schlagbolzen übertragen wird. Bild 7 zeigt die Werkzeugverschiebung und den hydraulischen Druck im Zylinder. Aufgrund der hydraulischen Dämpfung fällt der Druck bereits zum Zeitpunkt $t = 1,1$ ms auf den Anfangsdruck, bei dem die Verschiebungen noch größer 0 m ist. Die hydraulische Dämpfung kann über den Druckverlauf berechnet werden und ist ebenfalls in Bild 7 dargestellt:

$$E_{\text{hyd,Dämpfung}} = \int_0^{t_{\text{Ende}}} \Delta p_B(t) \cdot Q_B(t) dt = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \alpha_D \cdot A_B \int_0^{t_{\text{Ende}}} (p(t) - p_T)^{\frac{3}{2}} dt \quad (5.1)$$

ρ ist die Dichte des hydraulischen Mediums, α_D ist der Durchflusskoeffizient und A_B die Querschnittsfläche der Blende. Es ist erkennbar, dass die hydraulische Dämpfung, nach dem zweiten Stoßkontakt zwischen Werkzeug und Schlagbolzen bei $t = 2,1$ ms vernachlässigbar ist. Daher kann die Simulation zu diesem Zeitpunkt abgebrochen werden. Der nachfolgende Abschnitt des $1/60$ Hz = $16,7$ ms langen Stoßzyklus muss nicht simuliert werden, wodurch Rechenzeit gespart wird. Die hydraulisch gedämpfte Energie beträgt $3,0$ J bzw. 71 % der anfänglichen kinetischen Energie des Flugkolbens.

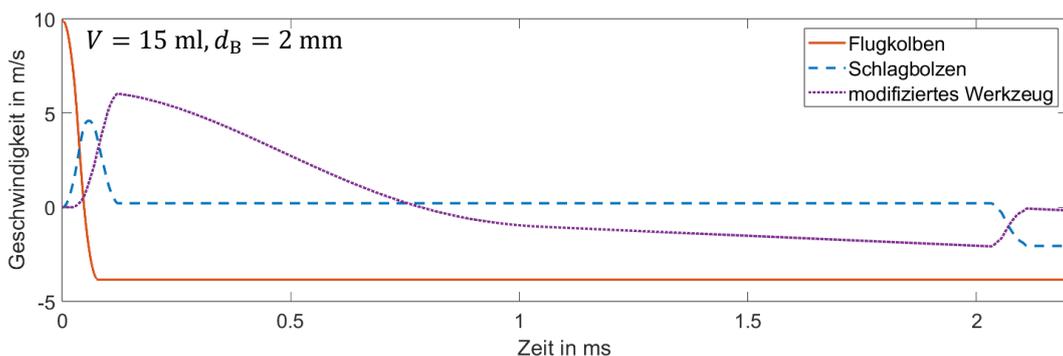


Bild 6: gemittelte Geschwindigkeiten der Stoßkörper aus Simulation

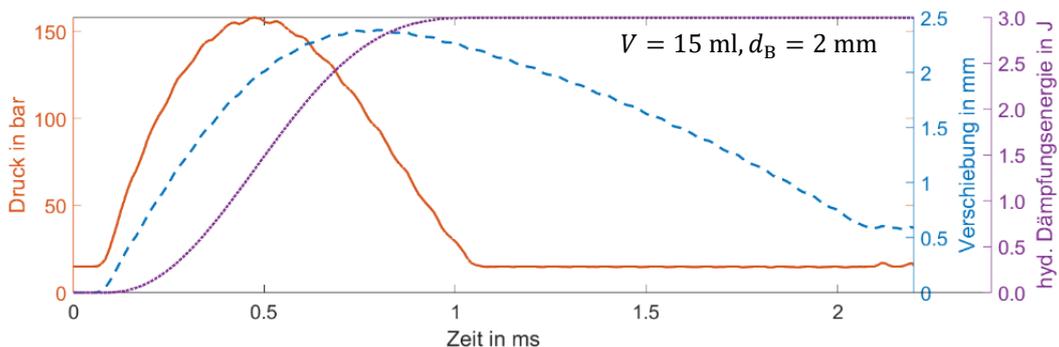


Bild 7: Hydraulikzylinderdruck, -verschiebung und hydraulische Dämpfungsenergie aus Simulation

Durch Variation hydraulischer Parameter kann die Dämpfungsenergie sowie der Weg- und Kontaktkraftverlauf beeinflusst werden. Bild 8 zeigt den Einfluss des hydraulischen Volumens. Je kleiner das hydraulische Volumen und damit die hydraulische Kapazität, desto steifer ist der Untergrund. Je kleiner die hydraulische Kapazität, desto kleiner ist die Eindringtiefe. Da mit steigender hydraulischer Kapazität der Druck abnimmt, sinkt damit auch die hydraulisch gedämpfte Energie. Bild 9 zeigt den Einfluss des Blendenquerschnitts auf die hydraulisch gedämpfte Energie. Mit zunehmendem Blendenquerschnitt nimmt die Dämpfungsenergie zu. Die maximal erreichbare hydraulisch gedämpfte Energie beträgt 84 % der anfänglichen kinetischen Energie des Flugkolbens. Die restlichen 16 % liegen in Form kinetischer Energie des Flugkolbens vor und können nur durch Änderung der Stoßkörper beeinflusst werden, da der Schlagbolzenanschlag im Bohrhämmer einen weiteren Zusammenstoß zwischen Schlagbolzen und Flugkolben verhindert: $\frac{0,5 \cdot m_{FK} \cdot (-4,0 \text{ m/s})^2}{0,5 \cdot m_{FK} \cdot (9,9 \text{ m/s})^2} = \frac{0,69 \text{ J}}{4,23 \text{ J}} = 16 \%$. Mit zunehmendem Blendenquerschnitt nimmt der Druck ab. Daher wird die Eindringtiefe höher und die Ein- und Ausdringphase dauert länger.

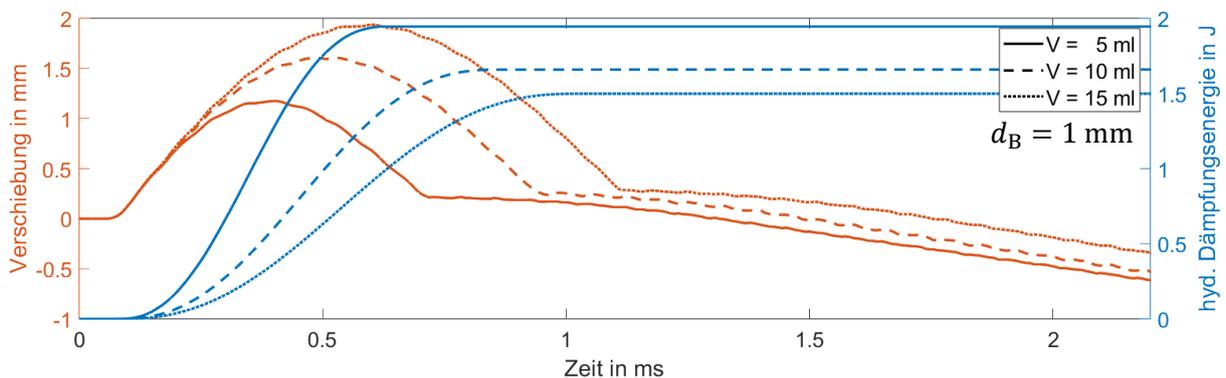


Bild 8: Variation des hydraulischen Volumens bei konstantem Blendenquerschnitt

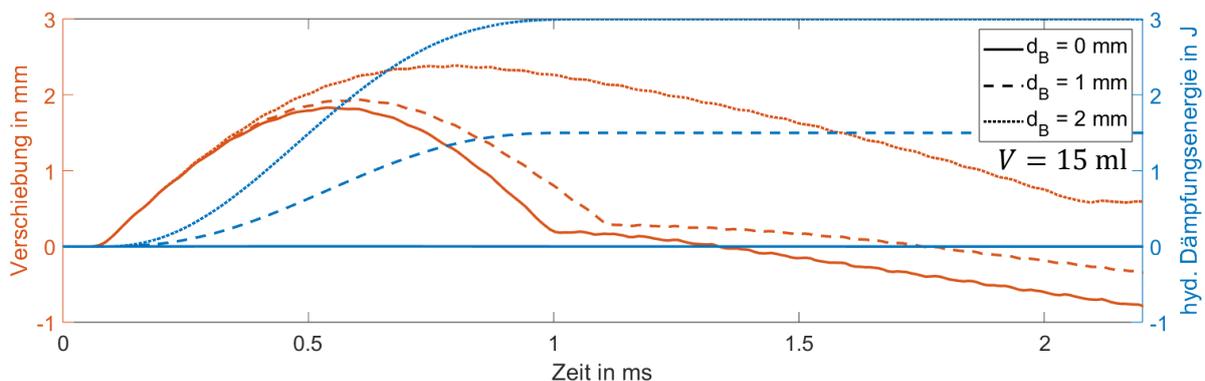


Bild 9: Variation des Blendenquerschnitts bei konstantem hydraulischem Volumen

6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Arbeit stellt den Aufbau einer Co-Simulation, bestehend aus einem FEM-Modell und einem Hydraulikmodell vor, mit dem ein hydraulischer Ersatzuntergrund für Bohrhämmer entwickelt werden kann. Durch Variation hydraulischer Parameter kann die Dämpfungsenergie zwischen 0 % und 84 % der Schlagenergie gezielt eingestellt werden.

Derzeit wird die Verschiebung des Werkzeugs am Mittelpunkt der druckbeaufschlagten Fläche, ausgewertet. Besser wäre die Verwendung der mittleren Verschiebung der gesamten druckbeaufschlagten Fläche. Über den Abaqus-Sensor ist es jedoch nicht möglich, diesen Mit-

telwert an die CSE zu übertragen. Vorstellbar wäre beispielsweise die Berechnung der mittleren Verschiebung über selbst programmierte Outputs sogenannte *State Dependent Variables*. Diese können anschließend als Abaqus-Sensor in die Co-Simulation eingebunden werden. Diese Umsetzung wird angestrebt und sodann dem Werkzeug eine Flächenlast anstelle einer Kraft aufgeprägt werden.

Geplant ist eine Validierung der Co-Simulation, indem der hydraulische Ersatzuntergrund aufgebaut wird und der gemessene Druck- und Wegverlauf mit den simulierten Verläufen abgeglichen wird. Außerdem ist geplant, die Dämpfungs- und Eindringcharakteristik verschiedener mineralischer Untergründe zu analysieren und mit der Co-Simulation materialabhängige Parametersätze für eine wirkungsäquivalente Nachbildung zu bestimmen. Denkbar ist es, die Dehnung am Werkzeug mithilfe von Dehnmessstreifen zu ermitteln und mit der simulierten Werkzeugdehnung abzugleichen.

7. Danksagung

Das dieser Publikation zugrunde liegende Projekt wurde von der Deutschen Forschungsgesellschaft (DFG) unter der Projekt-ID 517363628 gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Publikation liegt bei den Autoren. Die Autoren bedanken sich herzlich für die Unterstützung.

Literaturverzeichnis

- [1] Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung) (Text von Bedeutung für den EWR), Bd. 157. 2006. Zugegriffen: 16. Mai 2025. [Online]. Verfügbar unter: <http://data.europa.eu/eli/dir/2006/42/oj/deu>
- [2] E. V. Golycheva, V. I. Babitsky, und A. M. Veprik, „DYNAMIC CORRECTION OF EXCITATION IN HAND-HELD ELECTRO-PNEUMATIC PERCUSSION MACHINES“, *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 259, Nr. 4, S. 829–843, Jan. 2003, doi: [10.1006/jsvi.2002.5124](https://doi.org/10.1006/jsvi.2002.5124).
- [3] H. Riederer, „Untersuchungen zur Dynamik elektropneumatischer Bohrhämmer“, Dissertation, Universität Dortmund, 1985.
- [4] R. Hecker, „Stoß- und Schallprobleme beim schlagenden Bohren“, Fortschrittberichte der VDI Zeitschriften. in Schwingungstechnik Lärmbekämpfung, no. 11. VDI Verlag GmbH, Dortmund, 1983.
- [5] M. Geimer, T. Krüger, und P. Linsel, „Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung? Ein Versuch der Begriffsvereinheitlichung“, *O+P Ölhydraulik und Pneumatik*, Bd. 50, Nr. 11–12, S. 572, 2006.
- [6] S. Hasenöhl, J. Klotz, S. Matthiesen and M. Geimer, „Simulation of Strain Waves in Impact Driven Tools: Towards Virtual Testing of an Adjustable Substitute Workpiece“, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, 2025. [Online]. Verfügbar unter: https://www.nafems.org/publications/resource_center/nwc25-0007167-paper/?srsltid=AfmBOorrZFj66XBld-MB5_pgRSfTrcltWKkF9cP6PZ6xG2zyzQ-Vp9Z5
- [7] M. Nalbach, Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers. EPTA Procedure 05/2009. The European Power Tool Association, 2009.
- [8] „Functional Mock-up Interface“. Zugegriffen: 14. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://fmi-standard.org/>
- [9] T. Schäfer, „Ein gesamtsystemischer Ansatz zur simulationsgestützten Analyse und Optimierung eines Bohrhammerschlagwerkes. Dissertation. Zugegriffen: 14. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000085321>
- [10] „DYNALOAD - design, construction, use and maintenance - power tools“, PNEUROP Tools Committee. Zugegriffen: 10. Juli 2025. [Online]. Verfügbar unter: <https://doczz.net/doc/4598702/dynaload---design--construction--use-and-maintenance>
- [11] M. Geimer und J. Klotz, *Hydraulic Modelica Library*. Modelica. Institute of Mobile Machines (Mobima, KIT), 76131 Karlsruhe, Germany. doi: [10.35097/AWDMJT0N2KCV8CTV](https://doi.org/10.35097/AWDMJT0N2KCV8CTV)
- [12] T. Blochwitz *u. a.*, „The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models“, in *Linköping Electronic Conference Proceedings*, Linköping University Electronic Press, Juni 2011. doi: [10.3384/ecp11063105](https://doi.org/10.3384/ecp11063105).