

# HAMMERING BENEATH THE SURFACE OF MARS – MODELLBILDUNG UND OPTIMIERUNG DES HP3-MOLE

*Lichtenheldt, Roy\* \*\*, Schäfer, Bernd\**

\* Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Robotik und Mechatronik Zentrum RMC, Roy.Lichtenheldt@dlr.de

\*\* Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

## **Abstract**

Um Antworten auf die Frage nach der Entstehung erdähnlicher Planeten zu geben, werden im Rahmen der NASA-Marsmission InSight Untersuchungen des Wärmestroms im Planeteninneren durchgeführt. Damit der Wärmestrom im Inneren bestimmt werden kann, schlägt sich der HP3 Mole tiefer in dessen Boden als alle Messinstrumente jemals zuvor. Um das gewünschte Ziel von fünf Metern Tiefe zu erreichen, wird ein spezieller Mechanismus als „selbsteinschlagender Nagel“ verwendet. Mehrkörpersimulationen des Systems unter Berücksichtigung der Kontaktdynamik ermöglichen einen Einblick in das mechanisch-dynamische Verhalten und die Wechselwirkungen beim Betrieb des Moles. Diese Modelle bilden die Ausgangsbasis für die Einbindung in eine Optimierungsumgebung, und damit die Optimierung des Mechanismus selbst.

To answer the question for the evolution of earth-like planets, NASA's InSight mission addresses heat flow experiments of Mars' interior. For measuring the red planet's internal heat flow, the HP<sup>3</sup> Mole hammers deeper below Mars' surface than any instrument before. To achieve the desired penetration depth of five meters, a special hammering mechanism is used. Multi-body simulations, combined with contact dynamics are used to gain further knowledge about the dynamic behaviour and interactions of the system. Based on these models optimizations using an optimization framework are carried out.

# 1 Einleitung

Die NASA-Marsmission InSight (Interior Exploration using Seismic Investigations, Geodesy and Heat Transfer) mit geplantem Start im März 2016 verfolgt die Aufgabe, durch Messungen Einsicht in den inneren Aufbau erdähnlicher Planeten zu geben. Das DLR beteiligt sich mit der Entwicklung und Bereitstellung der wissenschaftlichen Nutzlast HP<sup>3</sup> (Heatflow and Physical Properties Package).

Der Wärmestrom im Inneren des Planeten wird dabei durch den HP<sup>3</sup>-Mole bestimmt. Hierfür arbeitet sich dieser als „selbsteinschlagender Nagel“ in das Innere des Mars. Dabei hängen die erreichte Tiefe und die benötigte Energie stark von der Eindringperformance des Schlagmechanismus ab. Für die Auslegung des Schlagmechanismus gemäß den Anforderungen der Mission, sind tiefere Kenntnisse der performance-beeinflussenden Parameter, sowie deren Auswirkungen nötig. Hierfür wurden Analysen auf Basis numerischer Mehrkörper-Simulationen durchgeführt. Mit diesen können zusätzliches Optimierungspotenzial als auch negative Einflüsse durch Reibung ermittelt werden.

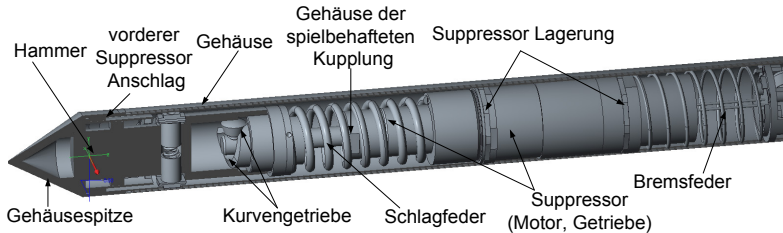
Durch die interne Kontaktdynamik des Mechanismus, sowie den Einfluss der äußeren Kräfte des Bodens, zeigt der Mechanismus ein komplexes Verhalten. Für die Nutzung der Mehrkörper-Modelle im Optimierungs-Tool MOPS [1] wird eine effiziente Modellierung dieser Kontakte, sowie der Bodeninteraktion benötigt. Zudem wird eine spezielle Vorgehensweise zur Optimierung des Mechanismus vorgestellt, welche die Konvergenz der Optimierungsalgorithmen verbessert und damit die Gesamtberechnungsdauer senkt. Durch eine Erweiterung dieses Verfahrens um Variationen in festen Parameterwerten, kann ein zusätzlicher Einblick in die Einflüsse der einzelnen Parameter gewonnen werden. Die entsprechenden Modelle und Vorgehensweisen werden in den folgenden Kapiteln näher erläutert.

# 2 Modellbildung und Simulation

Den Ausgangspunkt der Untersuchung bildet der in [2] entwickelte Mechanismus. Für dessen Auslegung wurden bereits einfache Untersuchungen mittels Energiebetrachtung durchgeführt. Um einen genaueren Einblick in das Verhalten und die Einflüsse auf den Mechanismus zu erhalten, wird der Mole als Mehrkörpersystem modelliert. In den folgenden Abschnitten werden die Funktionsweise und die Modellbildung des Moles erläutert.

## 2.1 Aufbau und Funktionsweise des Mechanismus

Das Grundprinzip des HP<sup>3</sup>-Moles basiert auf einem internen Schlagmechanismus (siehe Abb. 1), welcher periodisch von dessen Motor gespannt wird und somit als „selbsteinschlagender Nagel“ betrachtet werden kann.



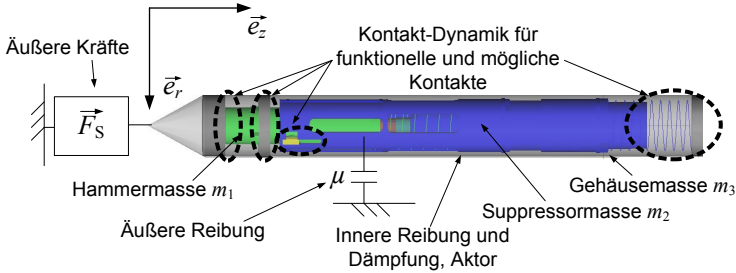
**Abb. 1:** Grundlegender Aufbau des Schlagmechanismus des HP<sup>3</sup>-Moles

Das Spannen geschieht über ein Kurvengetriebe, welches die konstante Rotation der Getriebeausgangswelle in eine translatorische Bewegung zum Spannen der Schlagfeder umsetzt. Hierdurch bewegt sich zunächst die Suppressor Masse auf die Gehäusespitze zu, da die Bremsfeder entspannt wird. Sobald der Suppressor an dessen vorderen Anschlag im Gehäuse anliegt wird die Hammermasse von der Gehäusespitze weg zur Suppressormasse gezogen. Eine entsprechende Aussparung in der Bahn des Kurvengetriebes sorgt danach für das Auslösen des eigentlichen Schlages. Hierbei werden sowohl der Hammer, als auch der Suppressor beschleunigt. Die Bewegung der Suppressormasse wird dabei von der Bremsfeder abgebremst um parasitäre Aufwärtsbewegungen des Gehäuses zu minimieren. Trifft der Hammer auf die Gehäusespitze, so wird Energie auf das Gehäuse und damit in den Boden übertragen. Aufgrund der äußeren Reibung durch den Boden wird eine Penetrationsbewegung in den Boden erzeugt. Durch das Zurückprallen des Hammers und ein entsprechendes Komprimieren der Bremsfeder werden weitere, schwächere Schläge ausgeführt. Von diesen ist jedoch nur noch der zweite Schlag für die Lokomotion nutzbar. Danach beginnt der gesamte Spann- und Schlagvorgang erneut.

Um das Auslösen des Schlages zu unterstützen, ist eine spielbehaftete Kupplung zwischen Getriebeausgangswelle und Kurvengetriebe vorgesehen. Durch das Spiel wird das Abrutschen der Rolle von der Oberkante des Kurvengetriebes beschleunigt. Dies ist durch einen Vorzeichenwechsel des Momentes, beim Überschreiten des höchsten Punktes der Kurve durch die Rolle, bedingt.

## 2.2 Mehrkörper-Modellbildung

Bei der Modellbildung des Mehrkörpersystems, wird für linear bewegliche Teile von einer idealen Geradföhrung ohne statische oder dynamische Verkipfung ausgegangen. Abb. 2 zeigt den grundlegenden Aufbau des



**Abb. 2:** Grundlegendes Mehrkörpermodell des HP³-Moles (90° gedreht)

Mehrkörpermodells. Gemeinsam bewegte Massen werden zu einem übergeordneten Körper zusammengefasst. Kraftelemente wie Federn oder Dämpfer werden als masselos betrachtet. Zur Berücksichtigung der Reibung wird ein COULOMB-Reibmodell unter Beachtung von Stick-Slip Effekten genutzt. Es werden die „worst-case“ Reibwerte der jeweiligen Materialien verwendet. Zudem wird in Analyse- und Optimierungsmodell unterschieden. Das Analysemodell umfasst die gesamte Operation des Moles inklusive des Spannvorgangs, das Optimierungsmodell führt lediglich einen Schlag mit bereits gespannter Schlagfeder aus. Dies führt zu Rechenzeiteinsparungen in der Optimierung bei gleichbleibender Vergleichbarkeit der Ergebnisse. In beiden Modellen wird der eigentliche Schlag und damit die Energieübertragung abgebildet. Das Analysemodell kann zudem genutzt werden um Einflüsse von Reibung und anderen Parametern auf den Spannvorgang und das Auslösen des Schlages zu untersuchen.

## 2.3 Kontakt-Dynamik

Anders als in der klassischen Mehrkörperdynamik, können nicht alle Körper des Schlagmechanismus als ideal starr angenommen werden. Durch die Abbildung der Energieübertragung bei den Schlagvorgängen werden Kontaktmodelle benötigt. Da harte Kontakte jedoch zu einer höheren Berechnungsdauer föhren, wird eine Verformung bzw. Durchdringung der Kontaktpartner zugelassen (weiche Kontakte). Um sowohl die Durchdringung der

Kontaktpartner, als auch die Berechnungsdauer gering zu halten, werden die Kontakte im Inneren des Mechanismus in zwei Klassen gegliedert: funktionelle und mögliche Kontakte. Für beide Kontaktarten wird der HERTZ'sche Kontakt genutzt. Die Kontaktkraft definiert sich somit zu

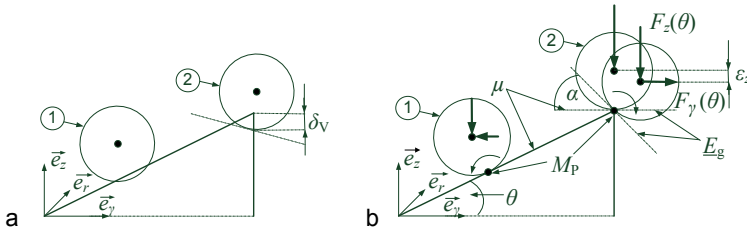
$$\vec{F}_c = \left( \frac{2E}{3(1-\nu)} \sqrt{r_c \delta^3} + k\dot{u} \right) \vec{e}_z \quad (2.1)$$

wobei  $E$  und  $\nu$  der E-Modul und die Querkontraktionszahl sind. Die Größen  $r_c$  und  $\delta$  beschreiben den Kontaktradius sowie die Durchdringung, sowie  $k$  den Dämpfungskoeffizienten und  $\dot{u}$  die Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner. Funktionelle Kontakte übertragen Schlagenergie und haben damit direkten Einfluss auf das Lokomotionsverhalten des Moles. Ein Beispiel eines funktionellen Kontaktpaares sind Hammer und Gehäuse. Mögliche Kontakte hingegen werden nicht in jeder Konfiguration zwangsläufig geschlossen. Ein Beispiel eines möglichen Kontaktes ist das Anschlagen des Suppressors am oberen Gehäuseende. Diese Unterscheidung ermöglicht eine getrennte Bestimmung der Kontaktparameter. Funktionelle Kontakte erhalten dabei die werkstoffspezifischen Kennwerte für den HERTZ'schen Kontakt. Die Steifigkeiten der möglichen Kontakte werden herunter skaliert. Das Schließen der Kontakte führt zu un stetigen Kontaktkräften. Um trotz dieser Unstetigkeiten einen hinreichend großen Zeitschritt wählen zu können, kommen implizite Integrationsverfahren mit variablem Zeitschritt zum Einsatz.

## 2.4 Modellbildung für Aktor und Kurvengetriebe

Die Getriebeausgangswelle des Motors des HP<sup>3</sup>-Moles rotiert mit einer festen Winkelgeschwindigkeit von  $2/3 \pi$  Hz. Daher wird diese als rheonomes Drehgelenk modelliert und eventuelle Drehzahlabweichungen vernachlässigt. Sowohl die spielbehaftete Kupplung als auch das Kurvengetriebe können durch 3D-Kontaktkörper abgebildet werden. Jedoch führt ein solches Vorgehen mit weichen Kontakten, wie in Abschnitt 2.3 erwähnt, zu einer Durchdringung. Wie in Abb. 3a) in Zylinderkoordinaten der Kurvenbahn dargestellt, führt diese Durchdringung im Falle des Kurvengetriebes zu einem Fehler der Federvorspannung in Abhängigkeit des Drehwinkels  $\gamma_2$  der Eingangswelle des Kurvengetriebes. Für Position (1) kann dieser durch erhöhte Steifigkeit zwar minimiert werden, jedoch nur zu Lasten der Berechnungsdauer. Da in Position (2) das Abrollen über die Kante abzubilden ist,

wird der Fehler  $\delta_V$  hier auf Grund der verringerten Kontaktfläche stets größer sein. Da die korrekte Abbildung des Abrollens jedoch essentiell für die Analyse des Auslöse- und anschließenden Schlagvorganges ist, sind 3D-Kontaktmodelle nicht anwendbar.



**Abb. 3:** Prinzip der Modellierung des Kurvengetriebes mittels a) 3D-Kontakten und b) analytischem Modell

Daher wird das Kurvengetriebe, wie in Abb. 3b) dargestellt, analytisch modelliert. Dies geschieht für Zustand (1) unter Annahme von idealem Rollen auf der Kurvenbahn. Dazu werden der Anstiegswinkel  $\theta(\gamma_2(t))$  und die Höhe  $z(\gamma_2(t))$  der Kurvenbahn als analytische Funktion oder numerischer Look-up Table in Zylinderkoordinaten hinterlegt. Die Kräfte  $\vec{F}_z$  und  $\vec{F}_\gamma$  können dann mit Hilfe der hinterlegten Daten als Kräfte am Keil berechnet werden.  $\vec{F}_z$  entspricht dabei der Federkraft der Schlagfeder in Abhängigkeit von  $z(\gamma_2(t))$ . Durch Hinzufügen eines Rollreibungswertes  $\mu_r$ , die Anwendung des Additionstheorems und  $z'(\gamma_2(t)) = \tan[\theta(\gamma_2(t))]$  ergibt sich das Moment an der Eingangswelle des Kurvengetriebes zu

$$\vec{M}_K = \left( \frac{z'(\gamma_2(t)) + \mu_r}{1 - z'(\gamma_2(t)) \cdot \mu_r} c_1 [z(\gamma_2(t)) + \lambda_{01}] \right) \cdot \vec{e}_\gamma \times r_K \cdot \vec{e}_r \quad (2.2)$$

wobei  $c_1$  die Steifigkeit und  $\lambda_{01}$  die Anfangsvorspannung der Schlagfeder sowie  $r_K$  der mittlere Radius der Kurvenbahn sind. Um das Abrollen und Abrutschen an der Kante zu modellieren, wird der Kippwinkel  $\alpha$  wie in Abb. 3b) eingeführt. Sobald der Momentanpol  $M_p$  die Kante erreicht, beschreibt  $\alpha$  den Winkel der äquivalenten Gleitebene  $\underline{E}_g$  zur Horizontalen. Mit Hilfe der Normal- und Tangentialkraft in dieser Ebene, kann die Haftreibbedingung geprüft werden. Weiterhin lässt sich die Bahn des Rollendrehpunktes über  $\gamma_2$ , unter der Annahme der während des Vorgangs konstanten Momentanposition, ermitteln.

Mit  $\vec{\varepsilon}_\gamma = r_R \gamma \cdot \vec{e}_\gamma$  ergibt sich die Bahn  $\begin{pmatrix} \varepsilon_\gamma \\ \varepsilon_z \end{pmatrix}$  zu

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_\gamma \\ \varepsilon_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_R \sin(\alpha) \cdot \vec{e}_\gamma \\ r_R \cos(\alpha) \cdot \vec{e}_z \end{pmatrix}; \quad \alpha = \arcsin\left(\frac{\gamma_2 r_K}{r_R}\right) \quad (2.3)$$

wobei  $r_R$  der mittlere Radius der Rolle ist. Solange noch Haftreibung besteht, kann  $\varepsilon_z$  als ein Verlust an nutzbarer Federvorspannung betrachtet werden. Das Höhenprofil  $z(\gamma_2(t))$ , sowie der Anstieg  $z'(\gamma_2(t))$  werden durch  $\varepsilon_z(\gamma_2(t))$  und  $\alpha(\gamma_2(t))$  ergänzt und als Look-up Table hinterlegt. Mittels der spielbehafteten Kupplung ist ein dynamisches Auslösen durch den Vorzeichenwechsel in  $\vec{M}_K$  während des Abrollens möglich. Das Spiel ermöglicht eine Beschleunigung der Eingangswelle des Kurvengetriebes in  $\vec{e}_{\gamma_2}$ , welche für die drehzahlgegelte Getriebeausgangswelle nicht möglich wäre.

Die spielbehaftete Kupplung wird durch ein nichtlineares Moment über dem Differenzwinkel  $\Delta\gamma(t) = \gamma_2(t) - \gamma_1(t)$  der Getriebeausgangswelle ( $\gamma_1$ ) und der Eingangswelle des Kurvengetriebes ( $\gamma_2$ ) abgebildet,

$$\vec{M}_C = \vec{e}_z \begin{cases} -c_\gamma \Delta\gamma; & \forall \Delta\gamma \leq -\gamma_0 \\ 0; & \forall \Delta\gamma \in (-\gamma_0, \gamma_0) \\ c_\gamma \Delta\gamma; & \forall \Delta\gamma \geq \gamma_0 \end{cases} \quad (2.4)$$

wobei  $2 \cdot \gamma_0$  dem Spielwinkel der Kupplung und  $c_\gamma$  der Kontaktsteifigkeit entspricht. Diese Kontaktsteifigkeit wird aus Gründen der numerischen Stabilität herunterskaliert.

## 2.5 Modellbildung der äußeren Kräfte

Da das Verhalten des Mechanismus durch die äußeren Kräfte des Bodens beeinflusst wird, müssen deren Effekte sowohl hinreichend genau als auch effizient abgebildet werden. In der Terra- und Bodenmechanik werden oftmals Modelle auf Basis der Finiten (z.B. [3]) oder zunehmend auch Diskreten Elemente Methode (DEM) genutzt (siehe [4]). Diese Methoden bilden die Interaktion mit den Böden zwar detailliert ab, sind jedoch nicht ausreichend zeiteffizient für die Optimierung des Mechanismus. Aus diesem Grund wurde für diese Interaktion ein empirisches Modell erstellt. Dafür werden die äußeren Kräfte gemäß Abb. 2 mit zwei Modellen abgebildet.

Die Reibung des Bodens zum Gehäuse wird als COULOMB'sche Stick-Slip Reibung modelliert. Die entsprechende Normalkraft dieser Reibung berechnet sich aus der Kraft durch den passiven Erdrudruck im speziellen RAN-KINE-Fall (gemäß [5]) und unter Annahme glatter Wände nach [5] zu

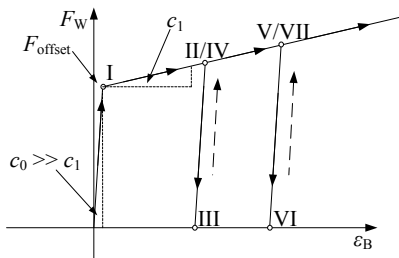
$$\vec{F}_{PH} = \rho_B \vec{g} \cdot \frac{z_p^2}{2} [1 - \sin(\phi_B)] \quad (2.5)$$

dabei ist  $z_p$  die aktuelle Penetrationstiefe, gemessen an der Molespitze.  $\rho_B$  und  $\phi_B$  sind dabei die Dichte und der Reibwinkel des Bodens. Für die Berechnung wurde weiterhin die Annahme kohäsionsloser Böden ohne Auflasten getroffen (freies Gelände). Die Reibkraft ergibt sich somit zu

$$\vec{F}_R = \left| \rho_B \vec{g} \frac{z_p^2}{2} [1 - \sin(\phi_B)] \right| (\vec{v}_3)_0 \cdot \begin{cases} \tan(\phi_H) ; \forall |v_3| = 0 \\ \tan(\phi_G) ; \forall |v_3| \neq 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

wobei  $\vec{v}_3$  die Geschwindigkeit des Gehäuses und  $\phi_{G,H}$  die Reibwinkel zwischen Boden und Gehäuse für Gleiten und Haften sind. Die Reibwinkel wurden experimentell mit dem Bevameter (siehe [6]) des RMC in Schertests ohne Grouser zu  $17^\circ$  und  $18^\circ$  ermittelt.

Um auch die Kräfte durch die Verdrängung des Bodens zu modellieren wurde ein elasto-plastisches Modell mit Hystereseverhalten genutzt. In Abb. 4 ist die Reaktionskraft des Modells über der Bodenverformung  $\varepsilon_B$  dargestellt. Zu Beginn der Verformung wird zunächst die Steifigkeit  $c_0$  aufgebracht. Bei



**Abb. 4:** Kraftverlauf des elasto-plastischen Elementes als eindimensionales Modell der Bodenwiderstandskräfte

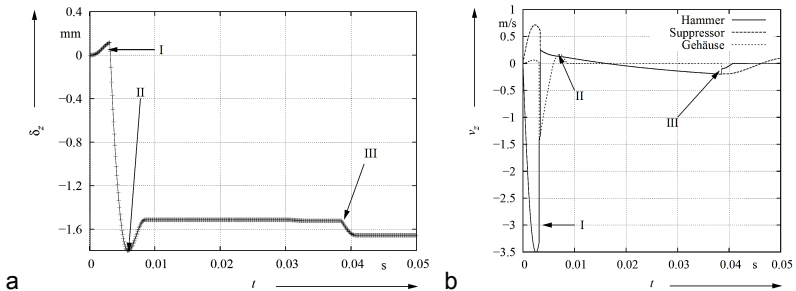
Erreichen einer Offsetkraft  $F_{offset}$  in Punkt (I) Abb. 4 wird die geringere Steifigkeit  $c_1$  aufgebracht. Nach dem Schlag des Moles tritt in (II) eine Entlastung auf. Die in  $c_1$  eingebrachte Verformung wird dabei als plastisch betrachtet. Durch die bleibende Verformung tritt in (III) der Gleichgewichtszustand ein.



Wird von (III) eine erneute Belastung aufgebracht, so muss zunächst wieder eine Offsetkraft überwunden werden. Die Kraft berechnet sich damit zu

$$\vec{F}_W = \vec{e}_z \begin{cases} F_E = c_0(\varepsilon_B - \varepsilon_p); & \forall F_E \leq F_p \cap \vec{v}_3 \leq 0 \\ F_p = c_1 \varepsilon_B + F_{\text{offset}} & \forall F_E \geq F_p \cap \vec{v}_3 \leq 0; \varepsilon_p = \varepsilon_B - \frac{F_p}{c_0} \\ 0; & \forall \vec{v}_3 > 0; \varepsilon_p = \varepsilon_B \end{cases} \quad (2.7)$$

wobei  $\varepsilon_p$  die bleibende plastische Verformung nach Entspannung und  $F_{E,P}$  der elastische bzw. plastische Anteil der Widerstandskraft ist. Mittels  $c_0$  wird die initiale Bodenfestigkeit bis zum Versagen abgebildet. Durch den Übergang auf  $c_1$  kann die steigende Verdichtung des Bodens in tieferen Schichten modelliert werden. Ein Vergleich der Eindringtiefe der Simulation (Abb. 5) mit den Messungen eines Moles in [7] zeigt eine gute Übereinstimmung der finalen Eindringtiefe, sowie qualitativer Effekte. So tritt nach dem ersten Auftreffen des Hammers (I) auf das Gehäuse ein Rückstellen (II) durch den elastischen Anteil der Bodenverformung ein, welcher (siehe Abb. 5a)) durch das zweite Auftreffen (III) zum Teil wieder ausgeglichen wird. Für geänderte



**Abb. 5:** a) Eindringtiefe eines Schlagvorgangs und b) Geschwindigkeitsverläufe der Einzelmassen

Parameter ist auch ein geändertes Verhältnis der Penetrationstiefe  $\delta_z$  von ersten zum zweiten Auftreffen, wie in [7] möglich. Es wird jedoch eine größere Effektivität des ersten Schlages erwartet. In Abb. 5b) sind die Geschwindigkeitsverläufe der drei Hauptmassen dargestellt. Die auftretenden Unstetigkeiten in diesen Verläufen werden durch das Öffnen und Schließen der Kontakte hervorgerufen. Durch das vorgestellte Modell können sowohl Effekte während des Spann- und Auslösvorgangs, als auch die in realen Böden auftretenden Effekte qualitativ abgebildet und für den Vergleich der einzelnen Varianten in der Optimierung genutzt werden.

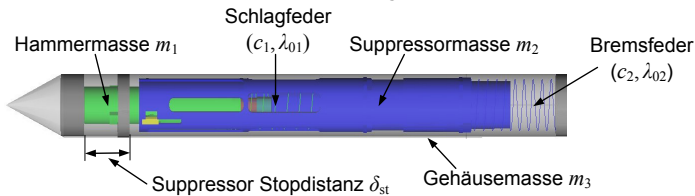
### 3 Optimierung

In den vorangegangenen Abschnitten wurde die Modellierung des Mechanismus für die Nutzung in Optimierungen vorgestellt. Die für die Optimierung angewandten Verfahren und Vorgehensweisen, sowie die Wahl der Parameter und Kriterien werden im Folgenden erläutert.

#### 3.1 Optimierungsparameter und Kriterien

Für das Finden optimaler Lösungen für den Mechanismus, werden sowohl Parameter mit maßgeblichem Einfluss auf die Performance als auch geeignete Bewertungskriterien zum Vergleichen dieser Lösungen benötigt.

Zur Identifikation der Optimierungsparameter wurden Simulationen zum Bestimmen der Sensitivität der Modellparameter genutzt. Dabei wurden, wie in Abb. 6 zu sehen, die Massen  $m_1$  bis  $m_3$  identifiziert. Für diese Massen



**Abb. 6:** Parameter für Optimierung und Variation

existieren abhängig von den anderen Parametern optimale Massenverhältnisse. Diese beeinflussen die Energieübertragung maßgeblich. Weiterhin ist die Schlagfeder mit ihrer Steifigkeit  $c_1$  und der Vorspannweg  $\lambda_{01}$  vor dem Spannvorgang, ausschlaggebend für die auf den Hammer übertragene Energie. Da der Federweg  $\lambda_1$  nach dem Spannen quadratisch in die Änderung der gespeicherten Federenergie eingeht, wird  $\lambda_1$  entsprechend der Federkonstante und dem maximal verfügbaren Antriebsmoment angepasst. Die Steifigkeit  $c_2$  und der Vorspannweg  $\lambda_{02}$  im gespannten Zustand beeinflussen die vom Suppressor auf das Gehäuse übertragenen Kräfte und deren Relativgeschwindigkeit während der Penetration. Die Stop-Distanz  $\delta_{st}$  beeinflusst sowohl die Dauer der Beschleunigung und damit die Einschlaggeschwindigkeit des Hammers, als auch dessen Kontaktdauer mit dem Gehäuse. Diese Größen haben wiederum signifikanten Einfluss auf die Energieübertragung vom Hammer auf das Gehäuse. Somit wird die durch eine optimierte Schlagfeder eingebrachte Energie erst durch eine optimale

Stop-Distanz gewinnbringend umgesetzt. Für diese Parameter werden Randbedingungen gemäß der konstruktiv möglichen Variationsbereiche gewählt.

Als Bewertungskriterien werden die Eindringtiefe nach dem ersten und zweiten Auftreffen des Hammers genutzt. Dabei wird die Gewichtung des ersten Schlages höher gewählt, da erwartet wird, dass mit diesem eine höhere Eindringtiefe erreicht wird. Die Gesamtmasse des Systems wird als zusätzliche Zielfunktion minimiert. Zudem führt ein Schließen des Kontaktes zwischen Suppressor und dem oberen Ende des Gehäuses zum Verwerfen der Lösung.

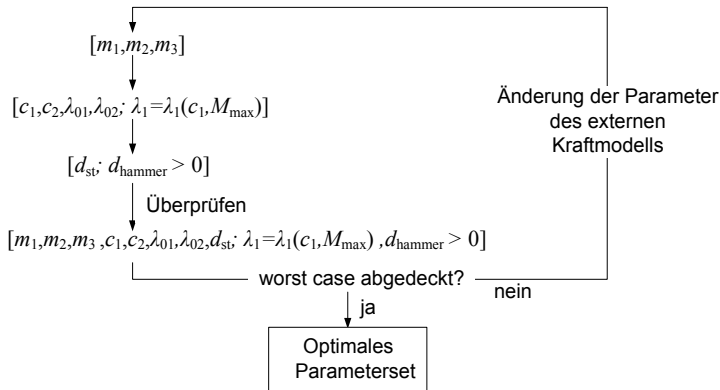
### **3.2 Verfahren und Ablauf der Optimierung**

Multikriterielle Optimierungen allein liefern lediglich einen einzigen Weg zu einem Optimum im Parameterraum. Um ein tieferes Verständnis in die Einflüsse der Parameter zu erhalten, sowie um die Ergebnisse der Optimierung prüfen zu können, wird die multikriterielle Optimierung um Variationen in festen Parametergittern ergänzt.

Dabei werden die Minima der Gütekriterien während der multikriteriellen Optimierung direkt nach Ende des Simulationsdurchlaufes ermittelt und der weitere Weg der Optimierung im Parameterraum anhand dieser Kriterien ermittelt. Je nach verwendetem Algorithmus können sowohl lokale als auch globale Optima gefunden werden. In der Umsetzung der Optimierung mit MOPS [1] wird eine Kombination aus genetischem Algorithmus und Pattern Search Verfahren genutzt. Ersteres basiert auf evolutionären Algorithmen zum Finden globaler Minima im Parameterraum. Wird das Abbruchkriterium des genetischen Algorithmus unterschritten, so wird zusätzlich eine Pattern Search (zur Suche lokaler Minima) am gefundenen Minimum gestartet um sicherzustellen, dass es sich um ein globales Minimum handelt. Liegt die Lösung des genetischen Algorithmus neben dem globalen Minimum, so konvergiert die anschließende Pattern Search im globalen Minimum. Allerdings erhöht sich mit steigender Parameterzahl die Dauer bis zum Erreichen der Konvergenz. Für die Variation werden die Minima der Kriterien erst nach Ablauf aller Simulationsläufe ermittelt und aufgetragen. Zusätzlich kann danach eine optimale Lösung aus den Ergebnissen der Variation durch Minimierung des Gütekriteriums ermittelt werden. Hiermit können jedoch nur lokale Minima bestimmt werden. Zudem ergibt sich bei feinerer Auflösung

der Gitter im Parameterraum und steigender Parameterzahl eine deutlich größere Berechnungsdauer.

Durch eine Kombination beider Verfahren kann die Gesamtberechnungsdauer verringert werden und sowohl das globale Minimum gefunden, als auch Einblick in die Parametereinflüsse erlangt werden. Um die Berechnungsdauer weiter zu senken, bzw. das Konvergenzverhalten der Optimierungsalgorithmen zu verbessern, wird zudem gemäß Abb. 7 eine schrittweise Optimierung vorgenommen. Für dieses Vorgehen wird davon ausgegangen, dass die globalen Optima für einige Parameter von denen anderer Parameter abhängig sind. Diese Annahme wurde durch den Vergleich globaler Optimierung aller Parameter und der schrittweisen Optimierungen



**Abb. 7:** Ablauf der Optimierung

geprüft. Es kann gezeigt werden, dass die Parameter der beiden Optimierungsläufe lediglich vernachlässigbare Abweichungen in ihren Optima aufweisen. Die Optimierungsläufe werden anschließend für geänderte Parameter des Modells der äußeren Kräfte wiederholt, um eine Bandbreite an möglichen Böden abzudecken.

## 4 Ergebnisse und Diskussion

Um tiefere Einblicke in das Verhalten des Mechanismus zu erhalten, wurden zunächst verschiedene Parameter auf ihren Einfluss untersucht. Die einflussreichsten Parameter sind anschließend mittels Optimierung eingestellt worden. In den folgenden Abschnitten werden sowohl die Ergebnisse der Analyse als auch der Optimierung erläutert.

## 4.1 Analyse des Mechanismus

Um Parameter für die Optimierung zu finden, als auch um den Einfluss von unsicheren Parametern und deren Schwankungsbreite zu untersuchen, wurde deren Sensitivität analysiert. Die Reibung gehört zu den Parametern, welche durch Herstellungsprozesse und Toleranzen einer gewissen Schwankungsbreite unterliegt. Dabei zeigte sich, dass die Reibung der Linearführungen innerhalb ihrer Toleranzen kaum Einfluss auf die Performance haben. Um diesen Einfluss auf die Optimierung zu erfassen, wurde diese sowohl für die nominalen, als auch die „worst-case“ Werte der Reibung durchgeführt. Für die Reibung in rotatorischen Lagerstellen wurde ein Einfluss auf die spielbehaftete Kupplung ermittelt. Beim Auslösen des Schlages schnappt die Kupplung durch die Richtungsumkehr des Momentes durch das Kurvengetriebe durch. Dies bewirkt ein dynamisches Abrutschen der Rolle von der Kurvenbahn. Bei erhöhter Reibung innerhalb des Toleranzbereiches bleibt dieser Effekt jedoch bereits aus. Da kein dynamisches Abrutschen erfolgt, sinkt die Vorspannung der Schlagfeder und damit die effektive Schlagenergie. Für die entsprechenden Reibstellen wird eine zusätzliche Schmierung vorgesehen.

## 4.2 Optimierungsergebnisse

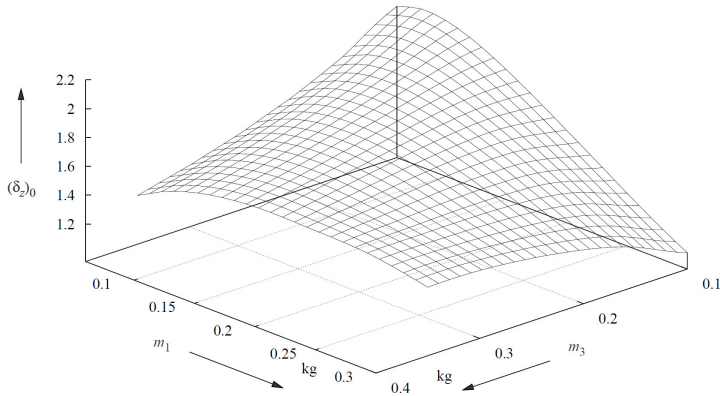
Die Ergebnisse der Optimierung geben sowohl einen Einblick in die optimale Wahl der Parameter, als auch deren Einfluss bei der Variation. Zunächst sollen diese Einflüsse näher erläutert werden. Die Penetrationstiefe der folgenden Diagramme (Abb. 8-Abb. 11) ist dabei auf die Penetrationstiefe der initialen Konfiguration normiert. Die entsprechenden Definitionsbereiche der Optimierungsparameter zeigt Tab.1.

**Tab. 1:** Definitionsbereiche der Optimierungsparameter

Parameter	Minimum	Initial	Maximum
$(m_1 m_2 m_3)$ [g]	(60 100 100)	(109 213 167)	(400 850 600)
$(c_1 c_2)$ [N/mm]	(8 0,15)	(11,6 0,315)	(20 0,8)
$(\lambda_{01} \lambda_{02})$ [mm]	(0 0)	(0 10)	(30 10)
$d_{st}$ [mm]	-7	0	3

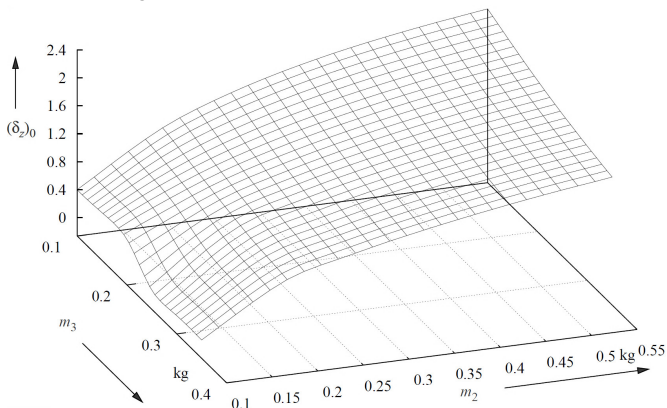
Bei der Untersuchung des Massenverhältnisses von Hammer und Gehäuse mittels Variation zeigt sich ein von der Gesamtmasse abhängiges optimales Verhältnis. Die Existenz eines solchen optimalen Verhältnisses wurde auf

Grund des Einflusses auf die Energieübertragung erwartet. Dabei steigt die Penetrationstiefe gemäß Abb. 8 zunächst für leichtere Schlagmassen an, da diese eine höhere Einschlaggeschwindigkeit und damit Energie erreichen.



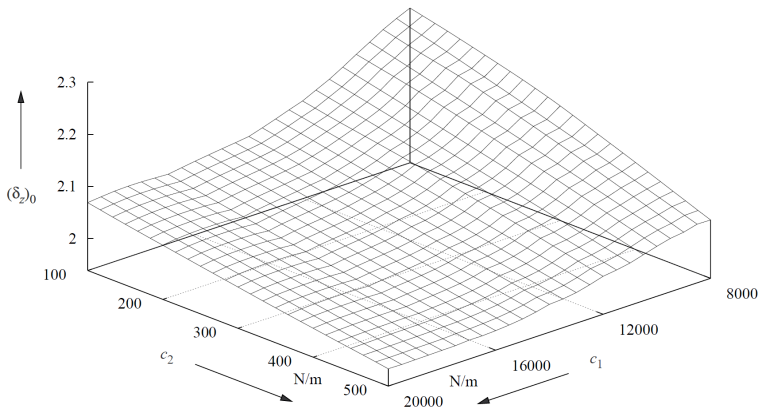
**Abb. 8:** Einfluss des Massenverhältnisses von Hammer- und Gehäusemasse bei konstanter Masse des Suppressors

Diese sinkt jedoch unter 85g wieder ab. Die zugehörige optimale Gehäusemasse liegt dabei stets über der Masse des Hammers. Bei der Optimierung mit MOPS wurde ein Optimum von  $m_1 = 86$ g und  $m_3 = 100$ g ermittelt. Analog hierzu wurde das Verhältnis der Suppressor- und Gehäusemasse untersucht ( $m_1 = 86$ g). Hierbei sinkt die Penetrationstiefe mit steigender Gehäusemasse und steigt für höhere Suppressormassen. Das Optimum stellt



**Abb. 9:** Einfluss des Massenverhältnisses von Suppressor- und Gehäusemasse bei konstanter Masse des Hammers

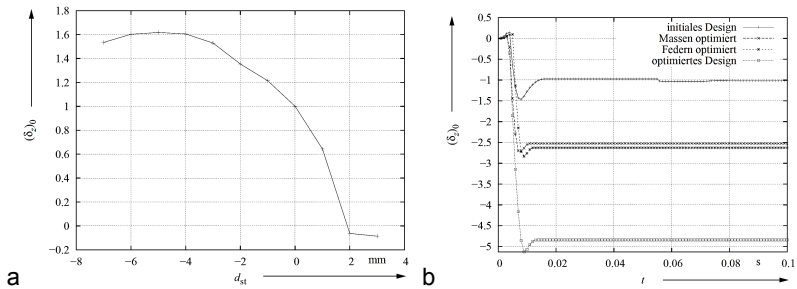
sich bei  $m_2 = 450\text{g}$  ein. Hierbei ist zu erwähnen, dass die Suppressormasse durch die Nutzung der Gesamtmasse als Zielfunktion zusätzlich begrenzt wurde. Ohne diese läuft die Suppressormasse während der Optimierung auf ihr Maximum zu. Zur Untersuchung der Federkonstante wird die Vorspannung der Schlagfeder nach dem Spannen so gewählt, dass das maximale Antriebsmoment während des Spannvorgang ausgenutzt, jedoch nicht überschritten wird. Dies kann mittels Anpassung der Kurvenbahn umgesetzt werden. Für die Variation wird zudem der initiale Beschleunigungsweg des Hammers beibehalten. In Abb. 10 ist die Variation der Federkonstanten dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Penetrationstiefe für geringere Schlagfedersteifigkeiten mit entsprechend höherer Vorspannung ansteigt. Dies liegt in der größeren in der Feder gespeicherten Energie begründet. Ebenso verbessert sich die Eindringperformance für geringere Bremsfederkonstanten. Hierdurch werden bei höheren Relativgeschwindigkeiten zwischen Gehäuse und Suppressor während des Eindringvorganges kleinere



**Abb. 10:** Einfluss der Steifigkeiten der Schlag- und Bremsfeder bei Nutzung des maximalen Antriebsmomentes zum Spannen

Kräfte auf das Gehäuse übertragen. Dies resultiert in einer höheren Gehäusegeschwindigkeit sowie –energie und damit in größeren Eindringtiefen. Jedoch ist zu beachten, dass in keinem Fall ein Anschlagen des Suppressors am oberen Gehäuseende auftritt. Die optimalen Werte der Federsteifigkeiten ergaben sich zu  $c_1 = 8\text{ N/mm}$  und  $c_2 = 0,15\text{ N/mm}$ . Da die Relativgeschwindigkeit  $\vec{v}_{23}$  unter anderem auch von der Bodenbeschaffenheit abhängt, wurde die Optimierung für verschiedene Parameter des Modells der äußeren Kräfte wiederholt.

In Abb. 11a) ist die Änderung  $d_{st}$  der Stopdistanz  $\delta_{st}$  zu ihrem Ausgangswert dargestellt. Dabei wurden für die Massen und Federsteifigkeiten die bereits zuvor optimierten Parameter gewählt. Wird der Suppressor Stop näher an die Gehäusespitze verlegt, so steigt die Penetrationstiefe erheblich. Dieser Performancegewinn ist dabei nicht durch die Stopdistanz selbst bedingt. Sie ermöglicht lediglich das optimale Umsetzen der durch die optimierte Schlagfeder zusätzlich verfügbaren Energie. Ohne die Optimierung der Schlagfeder fällt der Zuwachs an Eindringtiefe durch die Stopdistanz geringer aus.



**Abb. 11:** a) Einfluss der Änderung der Stopdistanz und b) Vergleich der einzelnen Optimierungsschritte normiert auf die initiale Penetrationstiefe

Weiterhin ist in Abb. 11a) zu erkennen, dass sich ein Maximum der Penetrationstiefe bei  $d_{st} = -5$ mm abzeichnet. Zudem sinkt die Eindringtiefe bei größerem Abstand des Stops zur Spitze rapide. Bereits bei einem Wert von  $d_{st} = 2$ mm erfolgt kein erster Schlag, da Hammer und Gehäuse nicht in Kontakt treten. Dies erzeugt eine Aufwärtsbewegung, die durch den schwächeren zweiten Schlag nicht ausgeglichen werden kann. Die optimale Stopdistanz liegt bei  $d_{st} = -5,2$ mm. In Abb. 11b) ist der Vergleich der einzelnen Optimierungsstufen dargestellt. Somit kann die Effektivität der verschiedenen Änderungen abgeschätzt werden. Dabei ist zu beachten, dass für die Federoptimierung die bereits optimierten Massen genutzt wurden. Für die Optimierung der Stopdistanz sind bereits alle anderen Parameter optimiert. Zudem ist der geringe Zugewinn durch die Optimierung der Federn auf die nicht optimale (initiale) Stopdistanz dieser Konfiguration zurückzuführen. Dies begründet weiterhin die signifikante Änderung durch die optimierte Stopdistanz, da diese das Potential der Federn erst nutzbar macht. Eine alleinige Optimierung der Stopdistanz zeigt eine deutlich geringere Wirkung. Die durch MOPS optimierten Parameter sind in Tab. 2 zusammengefasst. Diese liegen in den Regionen der Variation, in welchen ein Optimum zu



erwarten ist. Somit kann durch die zusätzliche Variation der Parameter in festen Gittern die Anwendbarkeit der Optimierungsalgorithmen und Kriterien nachgewiesen werden. Zum Überprüfen des Vorgehens zur schrittweisen Optimierung von einander abhängiger Parameter aus Abschnitt 3.2, wurde die Optimierung erneut unter gleichzeitiger Nutzung aller Parameter wiederholt. Der einzige erkennbare Unterschied trat dabei für  $m_1 = 84,5\text{g}$  ein. Konvergenzverhalten und –dauer der Algorithmen konnten durch die Anwendung der schrittweisen Optimierung verbessert werden. Mit dieser vernachlässigbaren Abweichung kann das Vorgehen als anwendbar betrachtet werden.

**Tab. 2:** Vergleich der initialen und optimierten Parameter

Variante	$(m_1 m_2 m_3)$ [g]	$(c_1 c_2)$ [N/mm]	$(\lambda_{01} \lambda_{02})$ [mm]	$d_{st}$ [mm]
Initial	(109 213 167)	(11,6 0,315)	(0 10)	0
Optimiert	(86 450 100)	(8 0,15)	(0 0)	-5.2

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Um tiefer unter die Oberfläche des Mars zu gelangen als je ein anderes Instrument zuvor, wurde der Schlagmechanismus des HP<sup>3</sup>-Mole analysiert und optimiert. Hierfür wurde ein Mehrkörpermodell unter Beachtung der internen Kontaktdynamik als auch der externen Kräfte des Bodens erstellt. Die Analysen zeigten dabei erhebliches Optimierungspotential einiger Parameter. Durch ein spezielles Vorgehen während der Optimierung, bei welchem sowohl multikriterielle Optimierung auf Basis evolutionärer Algorithmen, als auch Variationen in festen Parametergittern genutzt werden, konnte zudem ein tieferes Verständnis der Parametereinflüsse gewonnen werden. Diese Erkenntnisse können für die Grobauslegung späterer Mole-Generationen genutzt werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass eine schrittweise Optimierung unter Beachtung der Abhängigkeiten der Parameter globale Optima bei verbessertem Konvergenzverhalten erreichen kann.

Um weitere Parameter wie die äußere Kontaktgeometrie zum Boden zu untersuchen und zu optimieren, ist das vorgestellte eindimensionale Bodenmodell jedoch nicht anwendbar. Durch diese empirische Modellierung können Einflüsse der äußeren Geometrie nicht direkt erfasst werden. Hierfür wurden bereits erste Untersuchungen mit DEM-Modellen (siehe [4]) zur Abbildung des Bodens durchgeführt. In einem weiteren Schritt werden diese in aktuellen Untersuchungen mittels einer Co-Simulation mit dem Mehrkör-

permodell des Mechanismus gekoppelt. Mit diesem Modell lässt sich dann sowohl das Verhalten des Mechanismus als auch die Bodeninteraktion und deren gegenseitiger Einfluss detailliert abbilden. Die Co-Simulationen werden anschließend für weitere Untersuchungen und Optimierungen des Moles genutzt.

## Dank

Besonderer Dank gilt Leigh Glasgow, Olaf Krömer, Tim van Zoest, Mark Fittock und Torben Wippermann vom Institut für Raumfahrtssysteme des DLR in Bremen, für das Zurverfügungstellen der benötigten Daten des HP<sup>3</sup>-Moles und die Möglichkeit der Validierung der Simulation durch Testergebnisse.

## Literatur

- [1] Joos, H.-D.; Bals, J.; Looye, G.; Schnepfer, K.; Varga, A: A multi-objective optimisation-based software environment for control systems design, *IEEE International Conference on Control Applications and International Symposium on Computer Aided Control Systems Design*, Glasgow, Scotland, UK, S. 7-14, 2002
- [2] Grzesik, A.: *Konstruktion eines Schlagmechanismus für einen instrumentierten Penetrator zur Bodenerkundung bei Planetenmissionen (Mercury Surface Element)*, Diplomarbeit, Fachhochschule Aachen, 2004
- [3] Orr, M.K.: *Development of a Finite Element Model to Predict the Behavior of a Prototype Wheel on Lunar Soil*, Dissertation, Clemson University, 2010
- [4] Lichtenheldt, R.; Schäfer, B.: Planetary Rover Locomotion on Soft Granular Soils – Efficient Adaption of the Rolling Behaviour of Non-spherical Grains for Discrete Element Simulations, *III International Conference on Particle-based Methods*, Stuttgart, 2013
- [5] Türke, H.: *Statik im Erdbau*, 3. Auflage, Ernst & Sohn, Berlin, 1999
- [6] Apfelbeck, M.; Kuß, S.; Rebele, B.; Schäfer, B.: A systematic approach to reliably characterize soils based on Bevameter testing. *Journal of Terramechanics*, 48 (5), Seiten 360-371. Elsevier, 2011
- [7] Pinna, S. et.al.: Investigation of the dynamical behaviour of the penetrometer "Mole" by accelerometry: A procedure for the correct integration of shock acceleration data, *Prof. Intern. Workshop on Penetrometry in the Solar System*, Graz, Verlag der Österreichischen Akademie der Wissenschaften, 1999