

Modell zur Analyse der Auswirkungen der dynamischen Lastverlagerung auf das Traktionsverhalten einer Rohrverlegemaschine

David Wildner, Thomas Herlitzius, Torsten Berg

Die grabenlose Verlegung von Rohrkollektoren für die oberflächennahe Geothermie (Agrothermie) erfordert die Entwicklung des Funktionsmusters einer mobilen Verlegeeinheit. Die vorliegende Arbeit betrachtet die Grundlagen zur Analyse der Regelbarkeit der Zugkraftübertragung von Maschinen mit Gleiskettenfahrwerk. Ziel ist, ein geeignetes Modell zu entwickeln, das die Wechselwirkungen innerhalb der beispielhaft betrachteten Maschine sowie die Interaktionen mit dem Erdboden näherungsweise beschreibt. Die Modellierung basiert auf nichtlinearen Mehrkörpersystemen der Kinematik und des Fahrwerks sowie auf semiempirischen Ansätzen für das Zugkraft-Schlupf-Verhalten von Gleiskettenfahrwerken. Zusätzlich werden mathematisch-physikalische Theorien für Werkzeuge zur Tiefenlockerung genutzt. Als Ergebnis wird ein Gesamtmodell zur Untersuchung des Einflusses von Maschinen- und Werkzeugparametern auf das Traktionsverhalten vorgestellt. Perspektivisch ist dieser Ansatz zur Entwicklung eines Konzeptes für ein Zugkraftmanagementsystem mittels aktiver Werkzeugverstellung nutzbar.

Schlüsselwörter

Traktion, Simulation, Gleiskettenfahrwerk, Zugkraftregelung

Im Bereich der erneuerbaren Energien beschreibt das Verfahren der Agrothermie die Nutzung oberflächennaher Geothermie, vorzugsweise unter Agrarflächen. Für die Erschließung dieser thermischen Energie werden großflächig Kollektorleitungen in zwei Metern Tiefe verlegt. In diesen Bereichen sind im Mittel ganzjährig Temperaturen von ≈ 10 °C, bei maximalen Schwankungen von ± 6 K, zu erwarten (GROSA et al. 2018). Die Rohrkollektoren werden anschließend mittels Sammelleitungen und geregelten Pumpwerken zu einem geschlossenen System verbunden. Als Übertragungsmedium wird ein Wasser-Glykol-Gemisch verwendet. Zusätzlich werden Erzeuger und Verbraucher von Wärme an dieses System angebunden, was aufgrund des Temperaturbereichs als Kaltwärmenetz (KWN) definiert wird. Der Zusatz „kalt“ grenzt dieses Nahwärmenetz weiterhin von der konventionellen Wärmeversorgung ab, welche üblicherweise die Abwärme von Kraftwerken nutzt und Fernwärme mit hohen Temperaturen für die Verbraucher bereitstellt. Die jeweiligen Kollektorregister sind separat ab- und zuschaltbar und können als Wärmequelle, Wärmesenke oder als Speicher fungieren. Die Wärme aus diesem System könnte anderen Verbrauchern, wie z. B. Privathaushalten, zur Verfügung gestellt werden. Die aus den Kollektoren gewonnene Wärme wäre durch Wärmepumpen auf ein definiertes Niveau für Raumheizung, Klimatisierung oder Warmwasserbereitung anzuheben. Ein weiterer Vorteil ist die doppelte Nutzung der Agrarflächen, ohne dass der Pflanzenbau davon beeinträchtigt sein soll. Für den Eigentümer oder Pächter entsteht dadurch die Möglichkeit der Vermarktung der Energie oder der

Kollektorflächen. In Vorprojekten wurden bereits zwei Pilotanlagen in Neumarkt (Oberpfalz) und in Wüstenrot (Baden-Württemberg) errichtet (GROSA et al. 2018, KÖNIG 2017). In diesen Vorhaben konnten erste Erfahrungen zur Verlegung von Kollektorleitungen erlangt sowie Erkenntnisse zum praktischen Einsatz der Agrothermie gewonnen werden. In der Gemeinde Wüstenrot wurde im Rahmen des EnVisaGe-Vorhabens erstmals die Agrothermie-Technologie in die kommunale Struktur der Wärme- und Energieversorgung eingebunden. Mit dieser Anlage war bereits nach dem ersten Betriebsjahr die Machbarkeit und Funktionssicherheit nachgewiesen (KÖNIG 2017).

Mit den Ergebnissen dieser Projekte konnte die großflächig grabenlose Verlegung der PE-Rohre (40, 50 und 63 mm) mit gleiskettenbasierter Pflugtechnik als die wirtschaftlich sowie technisch optimale Lösung identifiziert werden. Bekannte Fräsverfahren sind hierbei nicht relevant, da ein vertikaler Bodenaustausch unerwünscht ist. Nach GROSA et al. (2018) ermöglichen Baumaschinen mit entsprechenden Werkzeugen bereits Arbeitstiefen bis zu zwei Meter. Für die Anwendung in der Agrothermie erfolgte hierbei in einem ersten Schritt die Entwicklung von Spezialwerkzeugen. Die Versuche mit diesen Schwertern haben die Grenzen der verfügbaren Trägermaschinenteknik aufgezeigt (GROSA et al. 2018):

- Mangelnde Kontrollierbarkeit der Zugkraft und Verfügbarkeit von Zugmaschinen
- Fehlende Rohrlogistik
- Fehlende Möglichkeiten zum Reagieren auf Störungen im Baugrund
- Fehlende Dokumentationsmöglichkeit

Aufgrund der Diskrepanz zwischen dem Stand der Werkzeug- und der Trägermaschinenteknik widmen sich aktuelle Forschungen der Entwicklung eines Funktionsmusters einer solchen Verlegeeinheit. In diesem Kontext betrachtet diese Publikation die Funktionalität und Kontrollierbarkeit dieser Zugkraftübertragung an der Gesamtmaschine. Das besondere Augenmerk liegt hierbei auf dem Einfluss der dynamischen Lastverlagerung der Vertikalkraft vom Verlegewerkzeug auf das Fahrwerk der Maschine. Dieser Einfluss wurde zwar bereits von KUHLEWIND (1932) und JANERT (1955) erwähnt, jedoch nie quantifiziert. KALBHEIM (2005) beschrieb eine resultierende Erhöhung der übertragbaren Zugkraft beim Einsatz von Grabenfräsen und grabenlos arbeitenden Pflügen. Die folgenden Untersuchungen betrachten daher zunächst die Entwicklung eines Modells zur Abbildung dieser Zusammenhänge am Beispiel einer grabenlos arbeitenden Rohrverlegemaschine. Es erfolgt hierfür eine Gliederung in die Subsysteme Kinematik und Fahrwerk sowie die Beschreibung der Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk-Boden und Werkzeug-Boden. Mit diesen Modellen sind zunächst – unter definierten Vereinfachungen – die Auswirkungen auf das Traktionsverhalten der Gesamtmaschine zu untersuchen. Perspektivisch ist mit den gewonnenen Erkenntnissen ein Konzept für ein Traktionsmanagementsystem zu entwickeln. Durch gezielte Verstellung definierter Werkzeugparameter ist hierbei auf das Zugkraftverhalten des Gleiskettenfahrwerks einzuwirken. Das bessere Verständnis dieser Zusammenhänge bietet weiterhin die Möglichkeit, das Einsatzgewicht und die Dimensionen der Maschine zu reduzieren.

Analyse des Maschinensystems

Das beispielhaft betrachtete Maschinensystem zur grabenlosen Verlegung der Kollektorleitungen ist in abstrahierter Form in Abbildung 1 visualisiert. In dieser Darstellung ist (2) die Trägermaschine, bestehend aus Ober- und Unterwagen. Der obere Teil beinhaltet hauptsächlich alle Komponenten wie Dieselmotor, Pumpenverteilergetriebe, Ventilblöcke, Ölkühler sowie Diesel- und Hydrauliktank. Der untere Teil ist im Wesentlichen das Fahrwerk, bestehend aus Gleiskettenlaufwerk und den Komponenten des Antriebsstrangs. Die Anbindung und die Bewegung der Spezialwerkzeuge (6) werden bei dem Funktionsmuster durch eine eigens für diese Anwendung entwickelte Kinematik (4) ermöglicht. Die Wirklinie (3) stellt in diesem Kontext den Effekt der dynamischen Lastverlagerung vom Werkzeug auf das Fahrwerk dar. Ein optionales Element zur Mitführung einer Trommel des Verlegemediums oder einer Zusatzballastierung stellt (1) dar. Die Rohre werden über die Rohrvorbereitungseinheit (5) dem Verlegewerkzeug zugeführt. Sie werden im Inneren des Werkzeugs bis in eine Tiefe von zwei Metern unter die Erde geführt und verlassen das Werkzeug am unteren hinteren Ende.

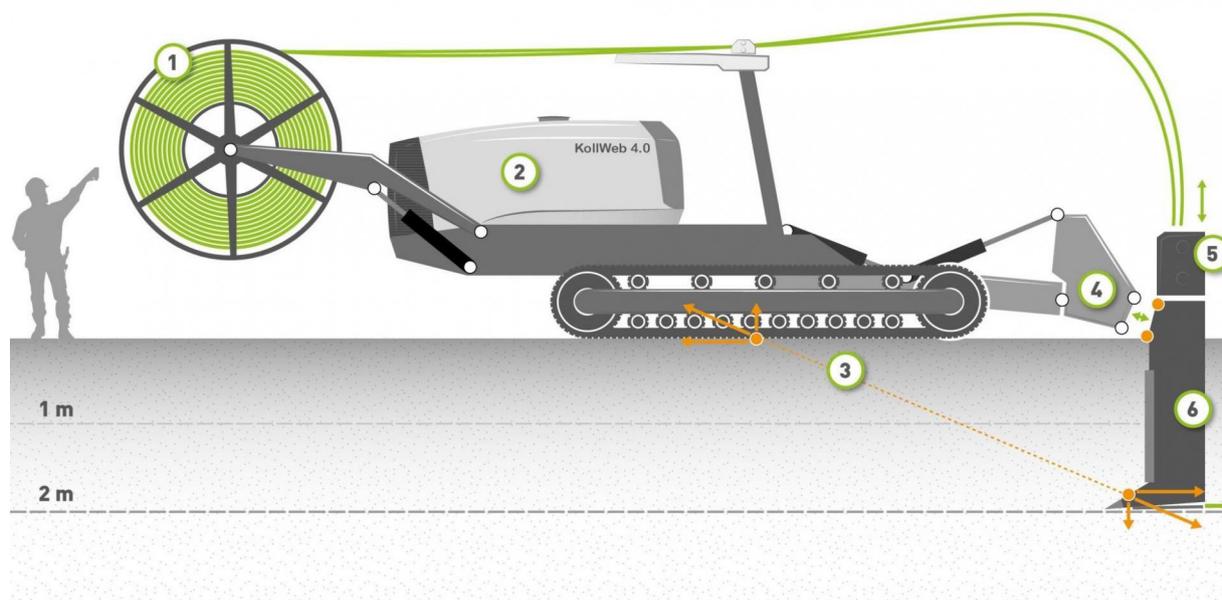


Abbildung 1: Aufbau des Funktionsmusters

Für die Modellbildung wird die Betrachtung auf die wesentlichen Subsysteme der Maschine, das Fahrwerk und die Werkzeugkinematik, beschränkt. Weiterhin sind die Systemgrenzen hinsichtlich der Wechselwirkungen zwischen Gleiskette-Boden und Werkzeug-Boden zu erweitern.

Während der Verlegung wird das Werkzeug durch die Vorwärtsbewegung der Maschine in den Boden eingezogen. In einem ersten Schritt bildet hierbei der Aushub eines Kopfgrabens die Ausgangslage. Das innerhalb des Werkzeuges verlaufende Rohr tritt während des Vortriebs am unteren Ende des Schwertes aus und wird auf der geplanten Arbeitstiefe abgelegt. Für das verwendete Werkzeug gilt, dass die Arbeitstiefe deutlich größer als die Werkzeugbreite ist. Ein relativ schmaler Schaft geht im unteren Bereich in ein breiteres Schar über, um die Verlegung von mehreren Rohren gleichzeitig zu ermöglichen. Weiterhin wird dadurch nachweislich die Einzugskraft verbessert (HERLITZIUS et al.

2015). Die Koppelkinematik ist, unter Vernachlässigung etwaiger Sonderfälle, während des gesamten Verlegevorganges in einem hydraulisch verspannten Zustand. Es sind somit nur aktiv gesteuerte Bewegungen zur Arbeitstiefenregulierung möglich. Die aus der Werkzeuggeometrie und den Bodenparametern resultierenden Kräfte werden über diese Kinematik auf die Trägermaschine übertragen. Letztere stützt sich mit zwei starren Gleiskettenlaufwerken am Untergrund ab (Abbildung 2). Die Anbindung des Oberwagens an das Fahrwerk erfolgt über Pendelbrücke und -zapfen für einen Querausgleich der Bewegungen zwischen linker und rechter Gleiskette. Die vertikalen Lasten werden über die Gleiskette mit 12 Laufrollen sowie dem Antriebs- und Leitrad in den Boden übertragen. Die horizontalen Kräfte sind durch einen hydrostatischen Fahrtrieb pro Seite, jeweils mit nachgeschaltetem Planetengetriebe, aufzubringen. Die Triebkraft wird durch zwei Gleisketten mit je 57 Bodenplatten in den Erdboden übertragen. In der Ausführung für das Funktionsmuster sind zunächst im Wechsel 1-Steg- bzw. 3-Steg-Bodenplatten montiert.



Abbildung 2: Seitenansicht des Laufwerks (© TU Dresden, Lehrstuhl Agrarsystemtechnik)

Modellbildung

Für die Modellbildung der genannten Systeme zeigt Abbildung 3 alle wirksamen Zusammenhänge, vereinfacht auf eine Ebene projiziert. Unter Vernachlässigung der Querkräfte werden die resultierenden Kräfte am Verlegewerkzeug durch die horizontalen und vertikalen Prozesskräfte repräsentiert. Die Ermittlung der Lage des Kraftangriffspunktes basiert hierfür zunächst auf der Analyse der verdrängenden Flächen in vertikaler und horizontaler Richtung. Mit der Projektion der Werkzeugfläche auf die Vertikalebene und der Berechnung des Flächenschwerpunktes ist die vertikale Lage des Kraftangriffspunktes zu bestimmen. Analog gilt dies für die Projektion der vertikal wirksamen Flächen auf die Horizontalebene zur Ermittlung der horizontalen Position. Mit dieser Annahme ist in einem ersten Schritt die Lage des resultierenden Kraftvektors mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen. Mit der Auswertung geeigneter Maschinengrößen wäre eine mögliche Abweichung und deren Auswirkung auf die Lastverteilung zu quantifizieren. Die vereinfacht dargestellte Kinematik ist über zwei Koppelpunkte gelenkig mit dem Rahmen verbunden. Die Anbindung des Laufwerkes an den Rahmen ist in erster Näherung als starr zu betrachten. Die Schnittstelle zwischen den Rollen des Fahrwerkes und der Gleiskette wird durch die Rollenlasten abgebildet.

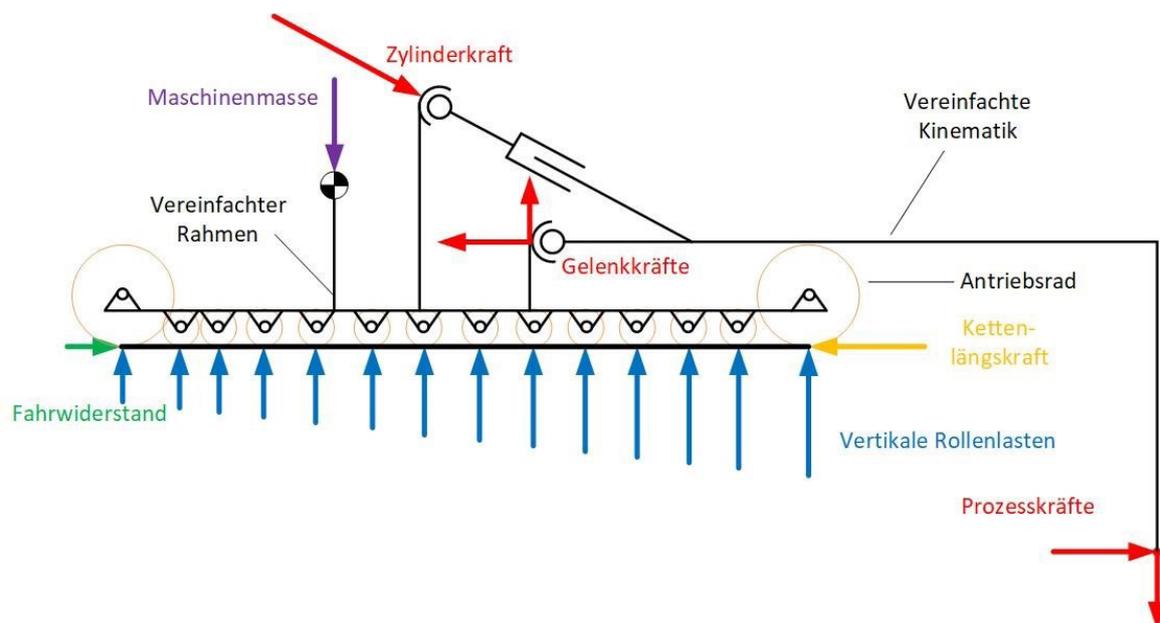


Abbildung 3: Übersicht des Gesamtmodells

Modell: Werkzeug–Boden

Problematisch ist eine realistische Bestimmung des Betrags der bodenabhängigen Vertikal- und Horizontalkraft am Verlegewerkzeug. Während der gesamten historischen Entwicklung stellte die grabenlose Verlegung von Rohrleitungen, welche aus der Maulwurf- und Maulwurfrohrdränung hervorging, sehr hohe Anforderungen an die erforderliche Leistung der Zugmaschinen. Diese waren somit stets der limitierende Faktor. Eine Untersuchung zu den notwendigen Zugkräften bei grabenlos arbeitenden Werkzeugen wurde erstmals von VOSS und ZIMMERMANN (1974) durchgeführt. Zu diesem Zweck analysierten die Autoren die einzelnen Typen jeweils bis zu einer Verlegetiefe von maximal 1,30 m. Die Ergebnisse zeigten zunächst ein lineares Ansteigen der Zugkräfte bis 1,30 m Tiefe. Zusammenfassend ermöglichte diese Arbeit lediglich einen Vergleich des Zugkraftbedarfs unterschiedlicher Werkzeugtypen ohne konkrete Rückführung auf Konstruktionsparameter.

Bezüglich der Erfassung der Zug- und Vertikalkräfte am Pflugkörper lagen zu dieser Zeit bereits eine Vielzahl von Publikationen vor. Der Pflug arbeitet in diesem Kontext jedoch relativ nah an der Oberfläche und hat hauptsächlich das Auflockern und Wenden des Bodens zur Aufgabe. Messungen an Pflugkörpern wurden dazu häufig in Tiefen von maximal 35 cm durchgeführt (GETZLAFF 1951). Beides führt dazu, dass während des Pflügens der Boden durchmischt und auch an der Oberfläche aufgeworfen wird. Die Mechanismen während der grabenlosen Verlegung in deutlich größeren Arbeitstiefen sind jedoch andere – mehr Verdichtung, weniger Verdrängung. Die Ergebnisse solcher Untersuchungen sind somit nicht einfach übertragbar. Ein grabenloses Verlegewerkzeug ist im Gegensatz zum Pflug dadurch gekennzeichnet, dass die Verlegetiefe im Verhältnis zur Werkzeugbreite deutlich größer ist. In der Konsequenz wird mit größer werdender Arbeitstiefe immer weniger Boden an der Oberfläche aufgeworfen und das durch die Scharspitze des Werkzeugs verdrängte Bodenmaterial erfährt eine zunehmende Komprimierung. Dies führt zu einem stärkeren Anstieg der erforderlichen Zugkraft.

Für die theoretische Beschreibung der Zugkräfte von Dränwerkzeugen untersuchte DEMIAN (1974) zunächst einfache Winkel- und Flachmeißel in einer Arbeitstiefe bis maximal 30 cm. Anschließend

entwickelte er einen Ansatz, wie die gewonnenen Ergebnisse sich mit der Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik auf Werkzeuge in Realgröße und einer Arbeitstiefe bis maximal 200 cm extrapolieren lassen. Bei der Anwendung dieser Theorie wird jedoch die zunehmende Verdichtung und die Verringerung des Bodenaufwurfs vernachlässigt.

GODWIN und SPOOR (1977) beschrieben mit ihrem Ansatz die Kräfteverhältnisse an einer schmalen geneigten Platte. Diese Theorie erfordert zur Beschreibung des Bruchverhaltens die Bestimmung der dimensionslosen N-Faktoren, welche jeweils vom Reibungswinkel Stahl-Boden ρ , dem Winkel der inneren Reibung φ und der Kohäsion c abhängen. Sie stützen sich dabei zusätzlich auf Beobachtungen, dass sich ab einer „kritischen Tiefe“ das Bruchverhalten im Boden vor dem Werkzeug ändert. Oberhalb dieses kritischen Wertes („crescent failure“) wird der Boden nach vorn, nach oben und in seitliche Richtung verdrängt. Ist die Arbeitstiefe allerdings größer („lateral failure“), sind keine Erdbewegungen mehr in vertikaler Richtung zu verzeichnen. Basierend auf diesen Ansätzen entwickeln GODWIN und SPOOR eine Theorie zur Abschätzung der kritischen Tiefe sowie der Vertikal- und Horizontalkräfte. Die Berechnungsergebnisse wurden bis zu einer Arbeitstiefe von 230 mm validiert. Viele weitere mathematische Beschreibungen der Bodenbearbeitungswiderstände stützen sich auf diesen Ansatz. Eine Anwendung dieser Theorien auf Werkzeuge mit einer deutlich größeren Arbeitstiefe ist aus vorab genannten Gründen jedoch nicht möglich. Weitere Untersuchungen im Kontext der Tiefenlockerungstechnik verfolgten daher speziellere Ansätze.

In diesem Zusammenhang entwickelte BALATON (1990) für Tiefenlockerer mit größeren Arbeitstiefen einen physikalisch-mathematischen Ansatz zur Beschreibung der Kräfte am Werkzeug. In diesem stützt er sich ebenso auf den vorab beschriebenen Zusammenhang zur kritischen Schnitttiefe. Innerhalb dieser Theorie gelten zunächst folgende Voraussetzungen:

- Arbeitstiefe deutlich größer als die Werkzeugbreite
- Boden wird komprimiert und versagt unter Maximalspannung
- Rissfläche des Bodens ist als Kegel zu modellieren

BALATON unterteilt hierbei zwischen den Widerstandskräften am Fuß und am Schaft des Werkzeuges. Weiterhin wird gemäß dem erwarteten Verhalten angenommen, dass der Boden durch den Schnittwinkel an der Scharspitze auf die Höhe h angehoben und dabei komprimiert wird. Dem entgegen wirken die Gewichtskraft des Bodens, die Kohäsionskräfte, die Trägheitskraft des Bodenmaterials, der Widerstand an der Schnittkante des Schares und die Reaktionskraft innerhalb des Bodens. Die Trägheitskraft stellte sich nach Untersuchungen von BALATON als nicht signifikant heraus und wurde vernachlässigt. Da der Bruchwinkel ψ lediglich eine minimale Abhängigkeit von der Kohäsion des Bodens aufweist, stützt sich BALATON auf vorangegangene Experimente und legt diesen mit $\psi = 45^\circ$ fest.

Für den horizontalen Anteil der Widerstandskraft am Werkzeugfuß R_x ergibt sich somit unter Berücksichtigung der Geometrie, des Raumgewichtes des Bodens γ , des Winkels der inneren Reibung φ , der Kohäsion c und des Reibungswinkels zwischen Stahl und Boden ρ (Gleichung 1):

$$R_x = \frac{\gamma * g * \left\{ (b + H * \cot(\psi)) * \left[\frac{H^2}{2} * \cot(\psi) + \left(H - \frac{h}{2} \right) * h * \cot(\beta) \right] \right\}}{\cot(\beta + \rho) + \cot(\psi + \varphi)} + \frac{c * H * \{ b * [1 + \cot(\psi) * \cot(\psi + \varphi)] + H * [\tan^2(\psi) + \cot(\psi) * \cot(\psi + \varphi)] \}}{\cot(\beta + \rho) + \cot(\psi + \varphi)} \quad (\text{Gl. 1})$$

R_x : horizontaler Anteil der Widerstandskraft
 γ : Raumgewichtes des Bodens
 φ : Winkel der inneren Reibung
 c : Kohäsion
 ρ : Reibungswinkel Stahl-Boden
 ψ : Bruchwinkel
 H : Arbeitstiefe

Analog dazu gilt für den vertikalen Anteil R_z der Widerstandskraft am Fuß (Gleichung 2):

$$R_z = \frac{\gamma * g * \left\{ (b + H * \cot(\psi)) * \left[\frac{H^2}{2} * \cot(\psi) + \left(H - \frac{h}{2} \right) * h * \cot(\beta) \right] \right\}}{1 + \tan(\beta + \rho) + \cot(\psi + \varphi)} + \frac{c * H * \{ b * [1 + \cot(\psi) * \cot(\psi + \varphi)] + H * [\tan^2(\psi) + \cot(\psi) * \cot(\psi + \varphi)] \}}{1 + \tan(\beta + \rho) + \cot(\psi + \varphi)} \quad (Gl. 2)$$

R_z : vertikaler Anteil der Widerstandskraft
 b : Breite des Werkzeugfußes

Die ausführlichen Herleitungen dazu sind BALATON (1990) zu entnehmen. Den Widerstandsanteil des Schaftes R_{ks} ermittelt BALATON als Summe aus der Schnittkraft an der Schneide und der Reibkraft, welche infolge des Bodendruckes an den Seiten wirkt. BALATON betrachtet dabei zunächst nur Schaftformen in gerader und nicht in gebogener Ausführung. Er führt dies auf die zu große Anzahl der aus der Literatur bekannten Abhängigkeiten zurück. Lediglich die Neigung des geraden Schaftes wäre mit dem entsprechenden Winkel zu berücksichtigen. Bei der Berechnung der einzelnen Anteile am Werkzeugschaft berücksichtigt Balaton spezifische Kräfte (Gleichung 3). In diesem Kontext ist k_1 als spezifischer Widerstand durch Bodenverformung definiert. Der Faktor k_2 entspricht dem spezifischen Bodendruck auf den Seitenflächen. Die größte Problematik liegt hierbei sicherlich in der bekannten Abhängigkeit solcher Faktoren sowohl von der Geometrie des Werkzeuges als auch von den Bodenparametern.

$$R_{ks} = (H - h) * \left\{ k_1 * b_{ks} * \left[1 + \tan(\rho) * \cot\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] + 2 * k_2 * s * \tan(\rho) \right\} \quad (Gl. 3)$$

R_{ks} : Widerstandsanteil Schaft
 b_{ks} : Breite Werkzeugschaft
 s : Länge Werkzeugschaft

Mit der Annahme definierter Boden- und Werkzeugparameter ermöglichen diese Zusammenhänge nach BALATON (1990) eine erste analytische Beschreibung der komplexen Wirkzusammenhänge am Werkzeug bei grabenloser Verlegung. Für die zukünftig angestrebten Untersuchungen ist diese Herangehensweise ausreichend. In einem ersten Schritt werden keine exakten Kraftverläufe bei definierten Böden ermittelt, sondern das Werkzeugverhalten sowie die Auswirkungen auf das Traktionsverhalten bei Änderung unterschiedlicher Parameter (z. B. Breite des Werkzeugfußes oder Anstellwinkel) beschrieben. Der Einfluss der Arbeitsgeschwindigkeit auf die Werkzeugkräfte kann zunächst unter der Annahme der real sehr geringen Fahrgeschwindigkeit des Maschinensystems von 0,2 bis 0,8 m s⁻¹ vernachlässigt werden.

Modell: Kinematik

Die Koppelkinematik wurde zunächst durch ein nichtlineares Mehrkörpersystem modelliert (Abbildung 4). Dies ermöglicht perspektivisch auch die Analyse abweichender Verlegetiefen. Innerhalb

der Umgebung von SimulationX[®] (ESI ITI GmbH) bildeten die CAD-Daten der realen Bauteile die Grundlage. Die jeweiligen Elemente wurden mit den entsprechenden Trägheiten und ihrer auf den Schwerpunkt reduzierten Massen abgebildet. Die Einbindung der Zylinder basierte auf parametrierbaren Elementen aus der Mehrkörperbibliothek von SimulationX[®]. Analog zu den CAD-Geometrien wurden somit auch die Massen und Trägheiten dieser Linearaktuatoren inklusive der Fluidmassen berücksichtigt. Für die Modellierung der mechanischen Wirkungsgrade der Hydraulikzylinder sind Herstellerwerte für die druckabhängige Haft- und Gleitreibung implementiert. Geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskräfte werden ebenso berücksichtigt.

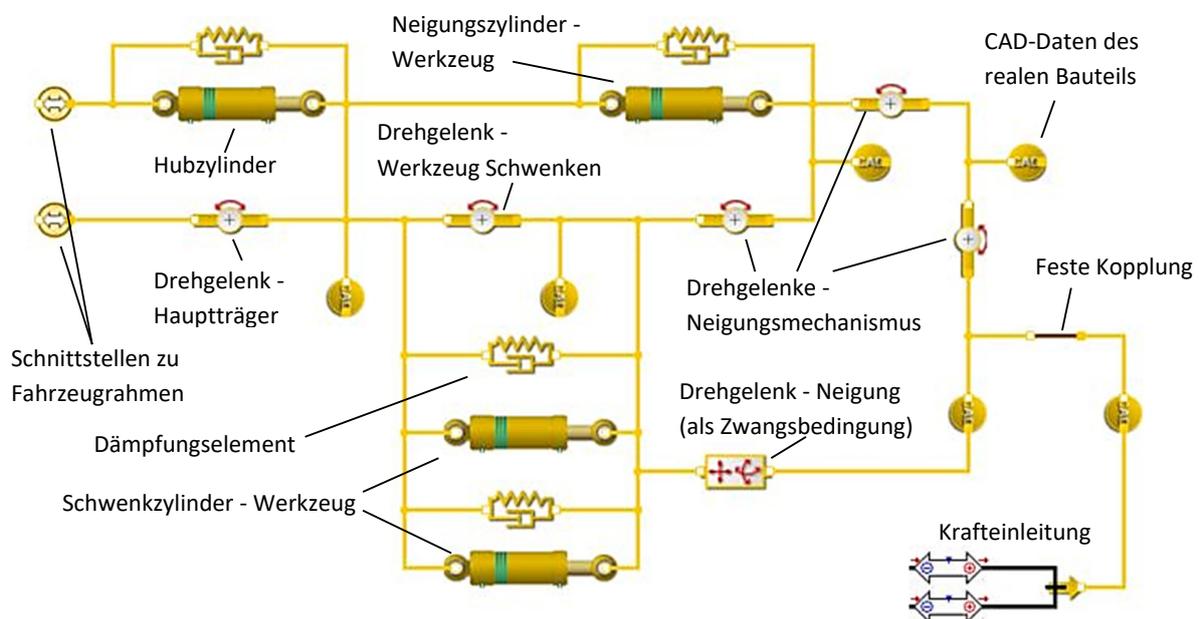


Abbildung 4: Modell der Kinematik ohne Darstellung der hydraulischen Verbindungen

Modell: Fahrwerk/Lastverteilung

Bei der Entwicklung eines mechanischen Ersatzmodells ergibt sich infolge der 14 Lagerkräfte der einzelnen Rollen ein mehrfach unterbestimmtes System. Die Berechnung erfolgte daher mit einem nicht-linearen 2D-Mechanik-Modell in der Umgebung von SimulationX[®]. Die einzelnen Laufrollen wurden hierfür entsprechend der geometrischen Verhältnisse als Kontaktelemente (Kreis-Gerade) modelliert (Abbildung 5). Diese ermöglichen eine minimale Bewegung während des elastischen Kontaktvorganges. Eine nach unten gerichtete Belastung führt dementsprechend zu einer Reaktionskraft. Der zurückgelegte Weg während dieses elastischen Kontaktvorganges berechnet sich aus der Modellvorstellung einer idealen Feder und ist somit proportional zur Kraft. In dem Modell wurde die zugehörige Steifigkeit mit einem Wert von 100 kN mm^{-1} angenommen. Ein zu großer Wert würde dazu führen, dass dieses System sich dem oben genannten Problem mit 14 Festlagern annähert und somit für den Solver nicht zu lösen wäre. Ein zu geringer Wert hätte wiederum unrealistische Bewegungen zur Folge. Die einzelnen Rollen können sich weiterhin reibungsfrei auf der Geraden bewegen und unter Einwirkung einer definierten Vertikalkraft ebenso von dieser abheben.

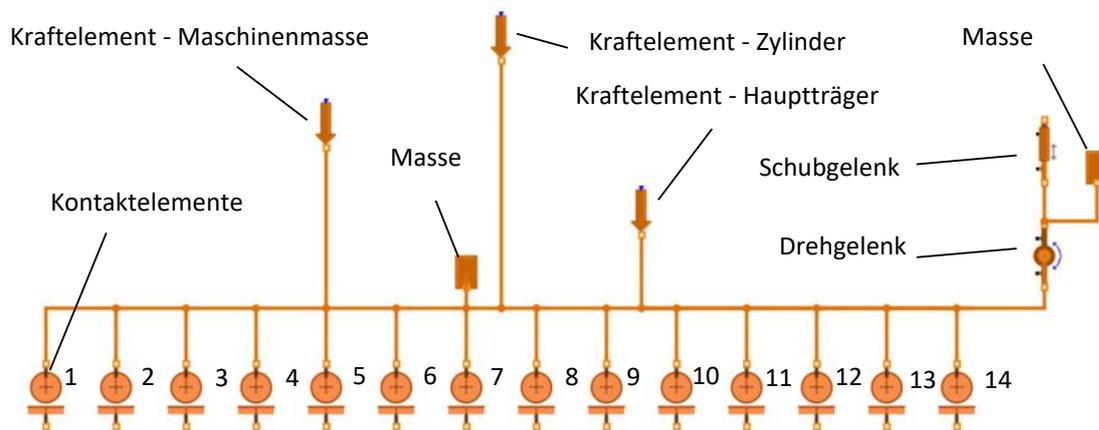


Abbildung 5: Modell des Fahrwerks

Um die zur Berechnung notwendigen Bewegungen zu ermöglichen, sind die entsprechenden Freiheitsgrade in das Modell zu implementieren. Aus Abbildung 1 und Abbildung 3 wird dazu der Aufstandspunkt unter dem Antriebsrad als Kippkante identifiziert. Dies ist der Punkt, um welchen das Fahrzeug sich unter zusätzlicher Belastung durch das Werkzeug „aufbäumt“. Im Modell wird dies mit der seriellen Anordnung eines Dreh- und eines Schubgelenks abgebildet. Letzteres ermöglicht es, dass das ganze Fahrzeug zunächst eine translatorische Bewegung in vertikaler Richtung ausführen kann. Diesem Element ist das Drehgelenk nachgeordnet, welches die Rotation um den verschiebbaren Aufstandspunkt ermöglicht. Dies ist erforderlich, da die Kippkante direkt unter der Rolle 14 liegt und sonst die vertikale Bewegung dieser Rolle stets konstant und somit belastungsunabhängig wäre.

Die Krafteinleitung über die Schnittstellen zur Kinematik und zum Massenschwerpunkt sind über 2D-Kraftelemente realisiert. Unter Vernachlässigung des Werkzeug-Boden-Modells und mit vereinfachter Annahme konstanter horizontaler $F_{L,h}$ und vertikaler $F_{L,v}$ Werkzeugkräfte sind exemplarische Lastverteilungen für unterschiedliche Fälle zu ermitteln (Abbildung 6). Die dargestellten Kräfte entsprechen jeweils der Summe aus linkem und rechtem Laufwerk. Diese lineare Funktion der Rollenlasten ist die Grundlage für die betriebspunktabhängigen Berechnungen zum Traktionsverhalten des Gleiskettenfahrwerks.

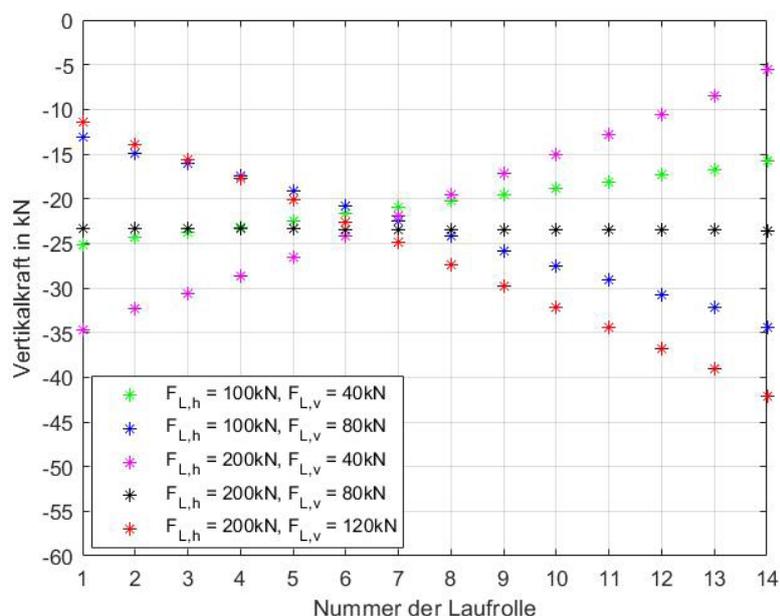


Abbildung 6: Lastverteilung

Modell: Traktion

Im Hinblick auf die Berechnungen zum Triebkraft-Schlupf-Verhalten des Laufwerks wird vereinfacht von einer linearen Spannungsverteilung unter der Gleiskette ausgegangen. Die Spannungsspitzen unter den Rollenelementen werden hierbei vernachlässigt.

Basierend auf dieser Simplifikation, ist für die Ermittlung des resultierenden Spannungsverlaufs $\sigma_N(x)$ entlang der Fahrzeuginnenachse folgendes Vorgehen anzuwenden: Die resultierenden Rollenkräfte (Abbildung 6) sind zunächst in einem Vektor $\vec{F}_{R,v}$ zusammenzufassen. Im zweiten Schritt wird angenommen, dass sich die Normalspannung unter der Gleiskette proportional zur Vertikalkraft verhält. Dafür sind die entsprechenden Mittelwerte von Rollenkraft $F_{R,v,MW}$ und Spannung $\sigma_{N,MW}$ zu bestimmen. Für die Berechnung der gemittelten Spannung ist die gesamte Vertikalkraft auf die Fläche beider Laufwerke ($A_{Kette} = 2 * b_{Kette} * l_{Kette}$) zu beziehen:

$$F_{R,v,MW} = \frac{\sum_{i=1}^{14} (\vec{F}_{R,v}(i))}{14} \tag{Gl. 4}$$

$$\sigma_{N,MW} = \frac{\sum_{i=1}^{14} (\vec{F}_{R,v}(i))}{2 * b_{Kette} * l_{Kette}} \tag{Gl. 5}$$

- $F_{R,v,MW}$: Mittelwerte der Rollenkraft
- $\sigma_{N,MW}$: Mittelwerte der Spannung
- b_{Kette} : Breite der Kette
- l_{Kette} : Länge der Kette

Um die lineare Funktion der Normalspannung zu ermitteln, sind die erforderlichen Parameter über entsprechende Verhältnissgleichungen zu bestimmen. Der Spannungswert an der Rolle 1, welcher gleichzeitig dem Offset der Spannungsgleichung $\sigma_N(x)$ entspricht, definiert sich somit nach Gleichung 6:

$$\sigma_N(1) = n_\sigma = \sigma_{N,MW} * \frac{\vec{F}_{R,v}(1)}{F_{R,v,MW}} \quad (\text{Gl. 6})$$

Der Anstieg der Funktion $\sigma_N(x)$ ist aus der Differenz der Normalspannung unter der ersten und der letzten Rolle, bezogen auf die Laufwerkslänge, nach Gleichung 7 zu ermitteln:

$$m_\sigma = \left(\vec{F}_{R,v}(1) - \vec{F}_{R,v}(14) \right) * \frac{\sigma_{N,MW}}{F_{R,v,MW}} * \frac{1}{l_{Kette}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Für die Funktion der Normalspannung $\sigma_N(x)$ mit der Laufkoordinate $0 < x < l_{Kette}$ gilt nach Gleichung 8:

$$\sigma_N(x) = m_\sigma * x + n_\sigma \quad (\text{Gl. 8})$$

Für die Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Normalspannungsverteilung und dem Zugkraft-Schlupf-Verhalten an Raupenfahrwerken bezieht sich die vorliegende Untersuchung auf die grundlegenden Arbeiten nach BEKKER (1956, 1960, 1969) und WONG (2010). Diese semiempirischen Ansätze basieren auf der Theorie des passiven Erddruckes nach TERZAGHI (1943). Die betriebspunktabhängige maximal zu übertragende Zugkraft $F_{Z,max}$ des Fahrwerkes ergibt sich hierbei aus dem maximalen Scherwiderstand τ_{max} des Bodens, welcher der horizontalen Krafteinwirkung durch die Stege der Gleiskette entgegenwirkt und in Abhängigkeit der Kettenaufstandsfläche A_{Kette} (Gleichung 9). Der maximale Scherwiderstand ist gemäß dem Mohr'schen Spannungskreis durch die Kohäsion c , die wirksame Normalspannung σ_N sowie den Winkel der inneren Reibung des Bodens φ auszudrücken.

$$F_{Z,max} = A_{Kette} * \tau_{max} = A_{Kette} * (c + \sigma_N * \tan(\varphi)) \quad (\text{Gl. 9})$$

$F_{Z,max}$: maximal zu übertragende Zugkraft

τ_{max} : maximaler Scherwiderstand

A_{Kette} : Kettenaufstandsfläche

c : Kohäsion

σ_N : Normalspannung

φ : Winkel der inneren Reibung

Dieser genannte Zusammenhang ist ausschließlich bei stehendem Fahrzeug anwendbar. Während der Fahrt eines Raupenfahrzeugs wäre zur Bestimmung der maximal übertragbaren Zugkraft der Kettenschlupf zu berücksichtigen. Nach BEKKER (1969) wird hierfür davon ausgegangen, dass sich alle Stege in einer Ebene bewegen und somit den Boden in einer gleichen Tiefe abscheren. Infolge des konstanten Antriebsschlupfes entlang des Laufwerkes ergibt sich schlupfabhängig eine lineare Zunahme des Deformationsweges j , beschrieben durch die Laufkoordinate x (Gleichung 10). Letzteres ist als Abstand zum Fahrzeugbug definiert. In diesem Zusammenhang entspricht i dem Schlupf zwischen v_{Kette} der Ketten- und v_{Fzg} der realen Fahrzeuggeschwindigkeit.

$$j = 1 - \frac{v_{Fzg}}{v_{Kette}} * x = i * x \quad (\text{Gl. 10})$$

j : Deformationsweg
 v_{Kette} : Kettengeschwindigkeit
 v_{Fzg} : Fahrzeuggeschwindigkeit

Die Abhängigkeit der Scherspannung τ von den Verformungen wird in der theoretischen Bodenmechanik durch entsprechende Scherspannung-Scherweg-Zusammenhänge beschrieben. Mit dem Überschreiten eines Maximums wird bei dichten, nichtbindigen und bei steifen, bindigen Böden die Festigkeit auf einen reduzierten Wert, die sogenannte Restscherfestigkeit, abfallen (ENGEL und LAUER 2017, LANG et al. 2017, KUNZE et al. 2009). Versuche zu Untergründen, die ein solches Verhalten mit einem ausgeprägten Spannungsmaximum zeigen, wurden von WONG (1983) und WONG und PRESTON-THOMAS (1983) durchgeführt. Diese Scherspannung-Scherweg-Kennlinien konnten in dem Kontext für Schneedecken und verschiedene Typen von Lehm nachgewiesen werden. Basierend auf den ersten mathematischen Beschreibungen dieser Verläufe von BEKKER (1956) und weiteren Fortführungen der Betrachtungen durch KACIGIN und GUSKOV (1968), entwickelte OIDA (1979) die Gleichung 11:

$$\frac{\tau}{\tau_{Max}} = K_R * \left(1 - \frac{\sqrt{1 - K_R} * \left(1 + \frac{\sqrt{1 - K_R} - 1}{K_R} \right)^{\frac{j}{K_W}}}{\sqrt{1 - K_R} * \left(1 - \frac{2}{K_R} \right) + \frac{2}{K_R} - 2} \right) * \left(1 - \left(1 + \frac{\sqrt{1 - K_R} - 1}{K_R} \right)^{\frac{j}{K_W}} \right) \quad (\text{Gl. 11})$$

K_R : Verhältnis Restscherfestigkeit zu Maximum
 K_W : Scherweg bei maximaler Scherspannung
 j : Scherweg

In dieser Formel definiert j den Scherweg, K_R das Verhältnis der Restscherfestigkeit zum Maximum und K_W den am Scherspannungsmaximum vorliegenden Deformationsweg. Mit diesem Zusammenhang ist der Verlauf der Scherspannung, bezogen auf den Maximalwert, in Abhängigkeit empirisch ermittelter Konstanten mathematisch zu beschreiben. Ausgenommen von der unabhängigen Variable j , sind die weiteren Parameter aus entsprechenden Versuchen zu ermitteln. Nach WONG (2010) kann K_W meist aus den gemessenen Kurven abgelesen werden. Das Erfassen der relativen Restscherfestigkeit hingegen ist aufgrund der real nicht glatten Kurven meist fehlerbehaftet. WONG (2010) beschreibt, dass iterative Verfahren zur Minimierung des Fehlers entwickelt wurden.

Für Böden, welche kein ausgeprägtes Scherspannungsmaximum über dem Scherweg aufweisen, entwickelten JANOSI und HANAMOTO (1961) ebenso auf der Basis von Bekker die Gleichung 12. In den Untersuchungen zum Scherspannungsverhalten von Böden, zeigten WONG und PRESTON-THOMAS (1983), dass dieses Verhalten auf verschiedene Arten von Sand, gesättigten Ton, Neuschnee sowie Torf zutrifft und dass Gleichung 12 die real gemessenen Kurven sehr gut approximiert. Der Faktor K wird als Scherdeformationsparameter bezeichnet und definiert den Scherweg bei maximaler Scherspannung.

$$\frac{\tau}{\tau_{Max}} = 1 - e^{-\frac{j}{K}} \quad (\text{Gl. 12})$$

Neben den bereits beschriebenen Verläufen treten weiterhin Böden auf, welche nach dem Überschreiten des Maximums und anschließender weiterer Erhöhung der Verformung eine Reduzierung der Scherspannung bis auf $\tau = 0$ zeigen. Diese Charakteristik ist typisch für Moore und nach WONG und PRESTON-THOMAS (1983) sehr gut durch Gleichung 13 abzubilden. In dieser Formel beschreibt K_W den Scherweg bei maximaler Scherspannung.

$$\frac{\tau}{\tau_{Max}} = \frac{j}{K_W} * e^{1-\frac{j}{K_W}} \quad (\text{Gl. 13})$$

Für die Ermittlung der maximalen Zugkraft wäre nach WONG (2010) Gleichung 9 somit um die genannten bodenabhängigen Scherspannung-Schwerweg-Verläufe $\frac{\tau}{\tau_{Max}}$ zu erweitern. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass die aufgezeigten Zusammenhänge nach WONG eine konstante Spannungsverteilung voraussetzen. Demzufolge ist die hergeleitete Funktion der Spannungsverteilung ebenso in die Betrachtung einzubeziehen. Berücksichtigt wird weiterhin, dass zwei Laufwerke mit der Breite b_{Kette} vorliegen:

$$F_{Trak,max} = 2 * b_{Kette} * \int_0^s (\sigma_N(x) * \tan \varphi + c) * \frac{\tau}{\tau_{Max}}(x) * dx \quad (\text{Gl. 14})$$

Im Rahmen dieser Arbeit werden definierte Referenzböden auf Basis der gezeigten Zusammenhänge und nach Gleichung 14 betrachtet. Die Beschreibung dieser exemplarisch zu befahrenden Untergründe basiert auf den Untersuchungen von WONG (2010), der eine Vielzahl von Böden analysierte und die empirisch ermittelten Konstanten dokumentierte. Diese Datenbasis ermöglicht eine erste Abschätzung des tendenziellen Zugkraft-Schlupf-Verhaltens auf unterschiedlichen Untergründen und bei verschiedenen Prozess- und Maschinenparametern.

Neben dem Zugkraft-Schlupf-Verhalten sind innerhalb des Modells zusätzlich die bodenabhängigen äußeren Fahrwiderstände zu berücksichtigen. Diese sind von der Einsinkung des Fahrwerkes in den Untergrund abhängig. Der mathematische Zusammenhang zwischen der lokalen vertikalen Verschiebung und der Normalspannung ist nach WONG (2010) durch Gleichung 15 zu beschreiben. Die Bestimmung der erforderlichen Bodenkonstanten basiert auf einem automatisierten Ermittlungsverfahren (WONG 1980, WONG et al. 1981). Vorausgegangen waren entsprechende Arbeiten von BEKKER (1960) und REECE (1965). Ein hoher Schlupf hätte weiterhin ein Eingraben des Fahrzeuges zur Folge. Diese sogenannte Schlupfeinsinkung wird im Weiteren vernachlässigt, da für den Verlegebetrieb zunächst geringe Werte für den Antriebsschlupf anzustreben sind.

$$\sigma_N = (k''_c + b * k''_\varphi) * \left(\frac{z}{b}\right)^n \quad (\text{Gl. 15})$$

Im Rahmen dieser Arbeit ist hingegen die Einsinkung z aus der resultierenden Normalspannung zu ermitteln. Weiterhin liegt keine konstante Spannungsverteilung vor. Unter Berücksichtigung von Gleichung 8 folgt aus Gleichung 15 demnach Gleichung 16:

$$z(x) = b_{Kette} * \left(\frac{m_{\sigma} * x + n_{\sigma}}{k''_c + b_{Kette} * k''_{\varphi}} \right)^{1/n} \tag{Gl. 16}$$

Die Bodenwiderstände lassen sich nach BEKKER (1956) zusätzlich in Verdichtungs- und Bulldozing-Widerstand einteilen. Der Verdichtungswiderstand an einem Gleiskettenfahrwerk resultiert aus der notwendigen Verdichtung des Erdstoffes bei der Fahrt. Nach BEKKER kann dies in Analogie zur Arbeit W_V ermittelt werden, die geleistet werden müsste, damit ein Fahrzeug mit seiner Aufstandsfläche in die Tiefe z_{Kette} einsinkt (Gleichung 17).

$$W_V = b_{Kette} * l_{Kette} * \int_0^{z_{Kette}} \sigma_N(z) * dz \tag{Gl. 17}$$

Da sich die Verdichtungsarbeit W_V ebenso als Produkt der Länge der Aufstandsfläche l_{Kette} und der erforderlichen Kraft F_V darstellen lässt, ist Letzteres nach Gleichung 18 zu berechnen:

$$F_V = \frac{W_V}{l_{Kette}} = b_{Kette} * \int_0^{z_{Kette}} \sigma_N(z) * dz \tag{Gl. 18}$$

Diese Beziehung gilt für den Fall, dass die Spannung mit einem funktionalen Zusammenhang aus der Einsinkung ermittelt werden muss ($\sigma_N = f(z)$). Weiterhin wird in dieser Formel von einer konstanten Spannungsverteilung unter dem Laufwerk ausgegangen. Die zugehörige Einsinkung ist in diesem Kontext durch die Tiefe z_{Kette} definiert. Im Rahmen dieser Arbeit ergibt sich der Verlauf der Normalspannung aus der Lastverteilung und als Funktion der Laufkoordinate x . Die Abhängigkeit zwischen Einsinkung und Spannung wird durch Gleichung 16 beschrieben. Die Berechnung erfolgt somit in umgekehrter Reihenfolge. Der Spannungswert $\sigma_{N,k}$ an der Stelle $x = k$ ist der Einsinkung z_k zuzuordnen. Infolgedessen würde sich das Integral aus Gleichung 18 vereinfachen.

Weiterhin wird, basierend auf der Äquivalenzbetrachtung nach BEKKER (1956), die Rinne in viele infinitesimal kleine Teile zerlegt. Die Arbeit, infolge der zu verdichtenden Volumina, ergibt sich somit aus der Summe der einzelnen Anteile. Dieses Verfahren ist besonders dann erforderlich, wenn keine gleichmäßige Spannungsverteilung vorliegt. In diesem Fall werden die Produkte $\sigma_{N,i} * z_i$ der einzelnen infinitesimalen Bereiche mit der Länge dx und der Breite b_{Kette} zur Arbeit W_V aufsummiert (Gleichung 19). Berücksichtigt wird weiterhin, dass zwei Laufwerke mit der Breite b_{Kette} vorliegen:

$$W_V = 2 * b_{Kette} * \sum_{i=1}^N \sigma_{N,i} * z_i * dx \tag{Gl. 19}$$

Nach den Gleichungen 17 und 19 gilt somit für die Verdichtungskraft (Gleichung 20):

$$F_V = \frac{W_V}{l_{Kette}} = \frac{2 * b_{Kette}}{l_{Kette}} * \sum_{i=1}^N \sigma_{N,i} * z_i * dx \tag{Gl. 20}$$

Dieser Zusammenhang gilt für das Vorgehen im Rahmen dieser Arbeit und bei der Ermittlung der Normalspannungsverteilung in Abhängigkeit von der Lastverteilung am Fahrwerk. Die Anzahl der Werte N ergeben sich aus der Gesamtlänge des Laufwerkes l_{Kette} und der gewählten Schrittweite dx zur Ermittlung der Paare $\sigma_{N,i}$ und z_i .

Auf sehr weichem Untergrund identifizierte BEKKER (1960) zusätzlich den sogenannten Bulldozing-Widerstand. Dieser Effekt basiert auf einer sehr hohen Einsinkung am Fahrzeugbug. In der Konsequenz muss die Kette die Erdschichten verdrängen, bevor diese überrollt werden können. Die Ansätze zur Beschreibung dieses Widerstandes basieren nach WONG (2010) auf der Theorie des passiven Erddrucks. Auf eine Herleitung der Gleichungen kann an dieser Stelle verzichtet werden, da der mittlere Bodendruck und somit die Einsinkungen bei der in dieser Arbeit betrachteten Maschine zu gering sind. Der Bulldozing-Widerstand ist somit zu vernachlässigen.

Als zusätzliche Anteile des äußeren Fahrwiderstandes wären die aus der Fahrdynamik bekannten Kräfte aus Luft- und Beschleunigungswiderstand aufzuführen. Die Anteile aus dem Luftwiderstand sind aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeiten des betrachteten Maschinentyps jedoch nicht zu berücksichtigen. Im Kontext der quasistatischen Betrachtung sind die Beschleunigungsanteile im Rahmen dieser Arbeit ebenso zu vernachlässigen. Ein Steigungswiderstand wäre entsprechend zu berücksichtigen.

Abschließend seien im Kontext der Modellbildung der Zugkraftübertragung noch die mit dem gewählten Ansatz einhergehenden Vereinfachungen zusammengefasst:

1. Alle Stege bewegen sich in einer Ebene

In diesem Kontext wird angenommen, dass die Stege sich in der gleichen Tiefe im Erdboden bewegen und somit in gleicher Höhe den Bodenbalken abscheren. Auf dieser Annahme basieren die vorab genannten Theorien der einzelnen Autoren und führen zu der beschriebenen linearen Zunahme des Scherweges entlang der Laufwerkslängsachse. Diskrepanzen zwischen theoretischen Berechnungen und Feldversuchen, welche sich auf diesen Sachverhalt zurückführen lassen, zeigten sich nach DÖRFLER (1995) speziell bei sehr weichen Böden und großer Schlupfeinsinkung. Aufgrund der großen Laufwerksflächen und des daraus resultierenden geringen Bodendrucks kann diese Annahme für das betrachtete Maschinensystem und im Rahmen der tendenziellen Zugkraftbetrachtung mit hinreichender Genauigkeit akzeptiert werden.

2. Kettenteilung/Stegabstand entsprechen optimalem Wert

Gemäß der zugrundegelegten Theorie basiert diese Herangehensweise auf dem Ansatz des passiven Erddrucks. Aufgrund dieser theoretischen Hintergründe ist es für die Ausnutzung der optimalen Scherfestigkeit erforderlich, dass sich die Gleitlinien in den passiven Rankineschen Gleitzonen überlagern. Demzufolge müsste die Kettenteilung auf diesen bodenabhängigen Wert abgestimmt sein (DÖRFLER 1995, MERHOF und HACKBARTH 2015, WONG 2010). Unter der Voraussetzung einer Kette mit Gliedern ausschließlich einer Art (z. B. nur 1-Steg-Glieder), müssten diese einen Abstand nach Gleichung 21 aufweisen. Bei dem betrachteten Maschinensystem würde eine Kette, welche nur aus 1-Steg-Elementen besteht, dieser Forderung nahe kommen. Wie dieser Sachverhalt bei einer Kette mit im Wechsel angeordneten 1-Steg- und 3-Steg-Elementen hingegen zu bewerten ist, ist noch unklar. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur qualitativen Zugkraftänderung in verschiedenen Betriebszuständen wird diese Bedingung als näherungsweise erfüllt betrachtet.

$$l_{steg} = \frac{h_{steg}}{\tan(45^\circ - \varphi/2)} \quad (\text{Gl. 21})$$

3. Einfluss der Reibkräfte auf die Traktion ist nicht separat zu berechnen

Im Rahmen der angewandten Theorie wird angenommen, dass die Traktionskraft an der Gleiskette nahezu ausschließlich durch die Scherspannung erzeugt wird. Die Scherfestigkeiten im Erdboden werden mit den lokal resultierenden Normalspannungen und somit in Abhängigkeit von der vorliegenden Vertikalkraftverteilung am Laufwerk berechnet. Ein möglicher Einfluss der Reibkräfte zwischen Kette und Boden ist nicht gesondert zu ermitteln. Obwohl die Autoren mit diesem Ansatz gute Ergebnisse erreichen, widerspricht die nicht explizite Berücksichtigung des Reibanteiles den Erfahrungswerten.

Die Anwendung des Modells auf Basis konkreter Messwerte, welche eine iterative Anpassung der empirischen Parameter erfordert, ist daher um einen zusätzlichen Reibanteil zu erweitern. Diese Vorgehensweise ermöglicht einen weiteren Freiheitsgrad zur Berechnung des hinreichend genauen Traktionsverhaltens. Weiterhin wäre der vorgestellte Modellansatz mit der Durchführung umfangreicher Feldstudien zum Einfluss des Reibanteiles zu optimieren.

4. Geschwindigkeitsunabhängige Betrachtung

Die angewendeten theoretischen Zusammenhänge berücksichtigen keine Einflüsse der Schergeschwindigkeit auf die Verläufe der Scherspannung. Im Rahmen dieser Arbeit wird dies zunächst in guter Näherung ebenso vernachlässigt, da das betrachtete Maschinensystem im Verlegebetrieb nur sehr geringe Fahrgeschwindigkeiten im Bereich zwischen 0,2 und 0,8 ms⁻¹ aufweist.

5. Lineare Spannungsverteilung

Zur Ermittlung tendenzieller Zugkraftänderungen bei dem betrachteten Maschinensystem wurde die Kontaktspannung unter dem Laufwerk in Korrelation zu den Rollenlasten vereinfacht als linear verteilt angenommen. Im Kontext der qualitativen Zugkraftbetrachtungen ist diese Herangehensweise in guter Näherung zu akzeptieren. Für Analysen zu realen Druckspannungsverteilungen oder Schadverdichtungen im Erdboden wäre die real vorliegende ungleichmäßige Verteilung mit den Lastspitzen unter den Laufrollen zu ermitteln.

Ergebnisse

Bisher wurde gezeigt, wie das Traktionsverhalten einer Rohrverlegeeinheit in Abhängigkeit von allen Prozess- und Maschinenparametern modellhaft zu beschreiben ist. Die Modellbildung erforderte eine Gliederung in die Subsysteme Werkzeug-Boden, Kinematik, Lastverteilung und Traktion. Es erfolgte eine Abbildung der Lastverteilung und der Kinematik durch nichtlineare Mehrkörpermodelle. Die Modellierung der Interaktion zwischen Werkzeug-Boden und Gleiskette-Boden basierte hingegen auf aus der Literatur bekannten mathematisch-physikalischen und semiempirischen Ansätzen. Diese Beschreibungen beruhen auf einer Vielzahl definierter Simplifikationen bezüglich des realen Verhaltens. Hinsichtlich der weiteren Nutzung dieser Modelle können diese Vereinfachungen akzeptiert werden. Wie zu Beginn beschrieben, sind mit diesen Modellen entsprechende Voruntersuchungen zum grundlegenden statischen Regelverhalten, zu den Grenzen sowie den Auswirkungen eines Zugkraftmanagementsystems durchzuführen. In diesem Kontext sind keine möglichst exakten Berechnungen auf definierten Böden erforderlich. Vielmehr sind Aussagen zum qualitativen Verhalten der

Regelstrecken notwendig. Basierend auf den Ergebnissen ausführlicher Feldversuche wären die Modelle zu optimieren und zu erweitern.

Dass die Belastungen am Werkzeug bzw. die möglichen Bodenparameter zunächst nicht in Zusammenhang mit den vorliegenden Bodeneigenschaften am Fahrwerk stehen, ist für diese und die weiteren Betrachtungen sinnvoll. Zurückzuführen ist dies auf die Annahme, dass die Bodeneigenschaften am Werkzeug nicht in jedem Fall mit denen am Fahrwerk korrelieren. Beispielsweise können ungünstige Bodenverhältnisse an der Oberfläche, z.B. infolge von Witterung, dazu führen, dass schweren Zugkraftanforderungen schlechte Bedingungen zur Kraftübertragung an der Gleiskette gegenüberstehen. Aus diesem Grund werden diese zwei Anteile voneinander entkoppelt betrachtet. Perspektivisch ermöglicht dies die Untersuchung unterschiedlicher Konstellationen von Zugkraftbedarf und Traktionseigenschaften.

Abbildung 7 zeigt in diesem Zusammenhang exemplarische Zugkraft-Schlupf-Verläufe für einen definierten Referenzboden. Die Parametrierung des zu befahrenden Untergrundes erfolgte gemäß Gleichung 11. Dies entspricht einem Boden mit ausgeprägtem Scherspannungsmaximum und anschließender Reduktion auf die Restscherfestigkeit. Die Maschinenmasse entspricht $m = 25,3$ t und der Schwerpunkt ist 2.839 mm vom Antriebsrad entfernt. Bezüglich der Werkzeug-Boden-Interaktion wurden zunächst vereinfacht konstante Werte für die horizontale Werkzeugkraft $F_{L,h}$ und vertikale Werkzeugkraft $F_{L,v}$ angenommen.

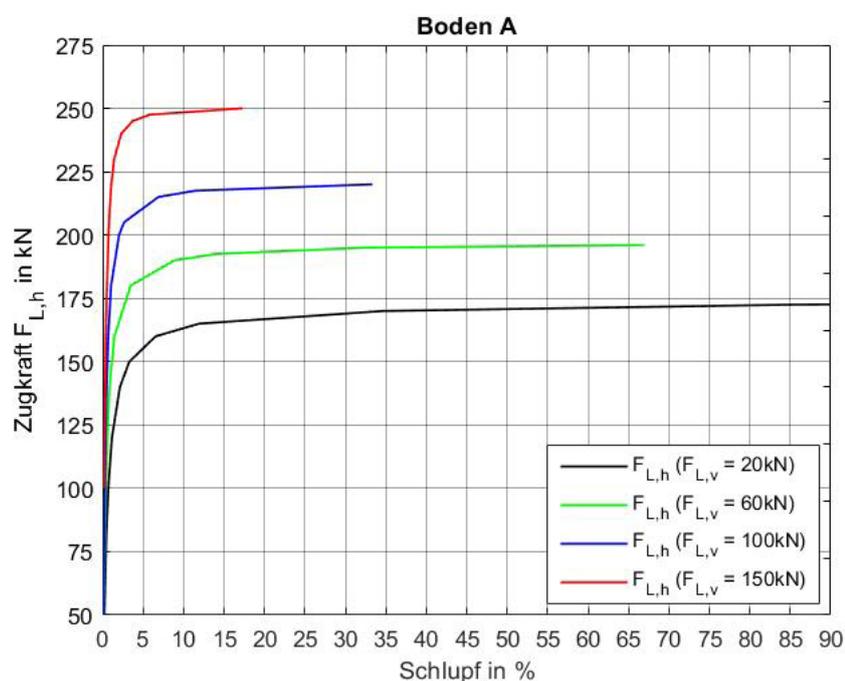


Abbildung 7: Referenzboden A: Zugkraft – Schlupf

Der Darstellung ist zu entnehmen, welche maximale horizontale Werkzeugkraft bei unterschiedlichen Vertikalkräften durch das Laufwerk zu übertragen ist. Darauf aufbauend wären weitere Untersuchungen hinsichtlich der Konzeptentwicklung eines Zugkraftmanagementsystems sowie der

Identifikation einer geeigneten Verstellaktuatorik am Werkzeug möglich. Zu betrachten ist dies stets im Kontext unterschiedlicher Referenzböden und Prozessanforderungen.

Schlussfolgerungen

Die Wirkzusammenhänge von grabenlos arbeitenden Maschinensystemen mit Gleiskettenfahrwerken und die Wechselwirkungen mit dem Erdboden sind durch entsprechende Modelle hinreichend genau beschreibbar.

Die Mechanik des Fahrwerks und der Kinematik ist hierbei sehr gut durch Mehrkörpermodelle abzubilden. Die Recherchen hinsichtlich der Wechselwirkungen von grabenlos arbeitenden Werkzeugen mit dem Erdboden zeigten, dass die meisten Modelle für diese spezielle Anwendung nicht geeignet sind. Die Anwendung der Theorie für Tiefenlockerer nach BALATON (1990) ermöglichte jedoch eine näherungsweise Beschreibung der Werkzeuge. Es besteht zunächst die Möglichkeit, alle relevanten Werkzeugparameter wie Arbeitstiefe, Anstell- und Schnittwinkel sowie Werkzeugbreite bei unterschiedlichen Bodenparametern zu variieren und die Auswirkungen auf das Gesamtsystem zu untersuchen. Weitere Feldstudien mit den Werkzeugen werden eine Optimierung dieses Modells ermöglichen.

Bei der Betrachtung des Traktionsverhaltens des Gleiskettenlaufwerkes zeigten die Recherchen, dass die durchgeführten analytischen Beschreibungen dieser Zusammenhänge unterschiedlicher Autoren sich meist auf den bekannten Ansatz nach BEKKER beziehen. Diese grundlegende Theorie, welche im Laufe der Zeit durch verschiedene Arbeiten weiterentwickelt wurde, ermöglicht einen Zugang zu diesen Wirkzusammenhängen. Mit den von WONG dokumentierten empirischen Parametern ist zunächst sehr gut das Verhalten von unterschiedlichen Laufwerken auf verschiedenen Böden zu analysieren. Hierfür waren diese Ansätze entsprechend der vorliegenden Anwendung sowie der ungleichförmigen Spannungsverteilung zu adaptieren und zu erweitern. Im Gegensatz zu vorliegenden Erfahrungen vernachlässigt diese Theorie jedoch eine separate Berechnung des wirksamen Reibanteiles. Für die Anwendung dieses Modells auf realen Böden wird daher angestrebt, diese Anteile im Rahmen der iterativen Ermittlung der empirischen Parameter als einen zusätzlichen Freiheitsgrad zu berücksichtigen und somit eine bessere Übereinstimmung mit der Realität zu erreichen.

Unabhängig von dieser möglichst exakten Abbildung des Verhaltens auf konkreten Böden, ermöglicht dieses Modell dennoch die Konzeptanalyse eines Zugkraftmanagementsystems für solche Maschinensysteme. Mit den beschriebenen Zusammenhängen ist es möglich, die Auswirkungen von Änderungen der Werkzeugparameter auf das Gesamtsystem und das Traktionsverhalten zu analysieren. In der Folge wären Regelungsstrategien zur aktiven Optimierung des Zugkraft-Schlupf-Verhaltens durch Werkzeugverstellung zu untersuchen. Weiterhin wären in diesem Zusammenhang sinnvolle Stellparameter zu identifizieren und die Grenzen eines solchen Systems aufzuzeigen.

Literatur

- Balaton, J. (1990): Dimensioning And Draft Force Requirement For Subsoilers. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 34(3-4), pp. 161–170
- Bekker, M. G. (1956): *Theory of Land Locomotion – The mechanics of vehicle mobility*. Ann Arbor, The University of Michigan Press, Michigan
- Bekker, M. G. (1960): *Off-the-Road Locomotion*. Ann Arbor, The University of Michigan Press, Michigan
- Bekker, M. G. (1969): *Introduction to Terrain-Vehicle Systems*. Ann Arbor, The University of Michigan Press, Michigan
- Demian, T. F. (1974): Untersuchungen an einfachen Bodenschneidwerkzeugen insbesondere für grabenlos arbeitende Dränmaschinen ausgeführt an einfachen Modellen. Dissertation, Georg-August-Universität, Göttingen
- Dörfler, G. (1995): Untersuchungen der Fahrwerk – Boden – Interaktion zur Gestaltung von Raupenfahrzeugen für die Befahrung weicher Tiefseeböden. Dissertation, Universität Fridericiana, Karlsruhe
- Engel, J.; Lauer, C. (2017): *Einführung in die Boden und Felsmechanik – Grundlagen und Berechnungen*. Carl Hanser Verlag, München
- Getzlaff, G. (1951): Messung der Kraftkomponenten am Pflugkörper. *Grundlagen der Landtechnik*, H. 1(1951), S. 16–24
- Godwin, R. J.; Spoor, G. (1977): Soil Failure with Narrow Tines. *Journal of Agricultural Engineering Research* 22(3), pp. 213–228
- Grosa, A.; Henke, M.; Kluge, J.; Herlitzius, T. (2018): Agrothermie – Minimal Invasive Einrichtung von Geothermie-Netzen unter landwirtschaftlich genutzten Flächen. In: 76. Internationale Tagung – LAND.TECHNIK 2018, VDI-MEG, 20.–21.11.2018, Leinfelden-Echterdingen
- Herlitzius, T.; Schubert, J.; Mohn, T.; Busch, D. (2015): Entwicklung flexibler Verlegetechnologien sowie Konstruktion und Bau modularer Verlegetechnik zur agrothermischen Flächenerschließung – AgroFlexWeb. Abschlussbericht, TU Dresden
- Janert, H. (1955): Der Greifswalder Rohrflug und seine Arbeitsweise. *Wasserwirtschaft-Wassertechnik* 5(4), S. 123–130
- Janosi, Z.; Hanamoto, B. (1961): The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils. *Proceedings of the 1st International Conference on the Mechanics of Soil – Vehicle Systems*, Torino, Italy, Edizioni Minerva Tecnica
- Kacigin, V. V.; Guskov, V. V. (1968): The basis of tractor performance theory. *Journal of Terramechanics* 5(3), pp. 43–66
- Kalbheim, G. (2005): Spezialisten verlassen die Nische. Grabenfräsen, Pflüge und Drainagemaschinen. *Straßen- und Tiefbau* 59(5), S. 12–15
- Kuhlewind, C. (1932): Die neuzeitliche Entwicklung des Maulwurfpluges und seine Einwirkung auf den Dränbau. Dissertation, Landwirtschaftliche Hochschule Poppelsdorf, Bonn
- Kunze, G.; Göhring, H.; Jacob, K. (2009): *Baumaschinen / Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Vieweg + Teubner, Wiesbaden
- König, K. (2017): Agrothermie – Wärme aus dem Acker. *IVV immobilien vermieten & verwalten* 5, S. 40–43
- Lang, H.-J.; Huder, J.; Amann, P.; Puzrin, A. M. (2007): *Bodenmechanik und Grundbau – Das Verhalten von Böden und Fels und die wichtigsten grundbaulichen Konzepte*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York
- Merhof, W.; Hackbarth, E.-M. (Hrsg.) (2015): *Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge*. Universität der Bundeswehr München, Neubiberg
- Oida, A. (1979): Study on equation of shear stress – displacement curves. Report No. 5, Japan, Farm Power and Machinery Laboratory, Kyoto University
- Reece, A. R. (1965): Principles of soil – vehicle mechanics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.180, Part 2A 2, pp. 45–67
- Terzaghi, K. (1943): *Theoretical Soil Mechanics*. John Wiley & Sons, Inc., New York

- Voss, B.; Zimmermann, F. (1974): Zugkraftbedarf und Verlegegeschwindigkeit grabenlos arbeitender Dränmaschinen. Wasser und Boden 26(4), S. 98–102
- Wong, J. Y. (2010): Terramechanics and off-road vehicle engineering : terrain behaviour, off-road vehicle performance and design. Butterworth-Heinemann, Oxford
- Wong, J. Y. (1983): Evaluation of soil strength measurements. NRCC Report No. 22881, National Research Council of Canada
- Wong, J. Y. (1980): Data processing methodology in the characterization of the mechanical properties of terrain. Journal of Terramechanics 17(1), pp. 13–41
- Wong, J. Y.; Harris, P. S.; Preston-Thomas, J. (1981): Development of a portable automatic data processing system for terrain evaluation. Proceedings of the 7th International Conference of the International Society for Terrain – Vehicle Systems III, pp. 1067–1091
- Wong, J. Y., Preston-Thomas, J. (1983): On the characterization of the shear stress – displacement relationship of terrain. Journal of Terramechanics 19(4) pp. 107–127

Autoren

Dipl.-Ing. (FH) David Wildner ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Zentrum für angewandte Forschung und Technologie e.V., Friedrich-List-Platz 1, 01069 Dresden, E-Mail: david.wildner@htw-dresden.de

Prof. Dr.-Ing. habil. Thomas Herlitzius ist Direktor des Instituts für Naturstofftechnik und Professor an der Technischen Universität Dresden, Bergstraße 120, 01069 Dresden

Prof. Dr.-Ing. Torsten Berg ist Projektleiter am Zentrum für angewandte Forschung und Technologie e.V. und Professor an der Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, Friedrich-List-Platz 1, 01069 Dresden

Hinweis

Dieses Vorhaben wird mitfinanziert durch Steuermittel auf Grundlage des von den Abgeordneten des Sächsischen Landtags beschlossenen Haushaltes und des Europäischen Sozialfonds.