

# Eine praxisoptimierte Methodik zur Messung des Rollwiderstands von Traktorreifen

Julian Schwehn, Valentin Ernst, Stefan Böttinger

Mit Blick auf die erhöhten Anforderungen an den effizienten Energieeinsatz in der Landtechnik stellt die Optimierung der Reifen-Boden-Interaktion von Traktoren eine Möglichkeit zur Steigerung der Effizienz dar. Rollwiderstandsmessungen an Traktorreifen werden überwiegend für das Einzelrad an einem entsprechenden Prüfstand (Einzelradmesseinrichtung, Flachbandprüfstand, Rollenprüfstand) durchgeführt. Gegenwärtig sind nur wenige Kennwerte für moderne Traktorreifen vorhanden. Gegenstand dieser Untersuchung ist die Ermittlung des Rollwiderstands am Gesamtfahrzeug. Dabei wird die Messmethodik der Ausrollversuche aus dem PKW-Bereich auf einen Traktor übertragen. Neben der theoretischen Herleitung, dem Aufbau und der Durchführung der Versuche werden die Ergebnisse im Kontext bisher erfolgter Untersuchungen diskutiert. Die Ergebnisse zeigen, dass der Ausrollversuch eine geeignete Methodik darstellt, um den Rollwiderstand moderner Traktorreifen zeiteffizient und dennoch präzise zu ermitteln.

## Schlüsselwörter:

Effizienz, Reifen, Rollwiderstand, Traktor, Transport, Ausrollversuche

Neben der Reduktion der Treibhausgasemissionen um mindestens 40 % gegenüber dem Referenzjahr 1990 sieht der Rahmen der europäischen Energie- und Klimapolitik bis 2030 eine Steigerung der Energieeffizienz um mindestens 32,5 % vor (EUROPÄISCHE KOMMISSION 2018). Die deutsche Bundesregierung definiert in ihren Energie- und Klimazielen darüber hinaus eine Reduzierung der Gesamtemissionen bis 2030 um 55 % gegenüber 1990. Im Sektor Landwirtschaft sollen die Emissionen bis 2030 um 34 % gegenüber dem Referenzjahr gesenkt werden (BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND NUKLEARE SICHERHEIT 2019). Die Reduktion klimarelevanter Gase in der Landtechnik wurde in der Vergangenheit analog zum Automobilbereich vor allem durch die sukzessive Verschärfung der Emissionsgesetzgebung für mobile Maschinen durchgesetzt (VDMA e. V. 2017). Weitere große Fortschritte werden in diesem Bereich nicht erwartet, da resultierende Optimierungspotenziale bereits genutzt werden. Deshalb werden Möglichkeiten zur Optimierung innerhalb landwirtschaftlicher Prozesse alternativ zu legislativen Vorgaben gesucht. Dazu wurden im Verbundprojekt EKOtech (Effiziente Kraftstoffnutzung der AgrarTechnik) Optionen zur Reduktion entlang der gesamten Verfahrenskette mittels eines Verfahrens- und Einzelmaschinenmodells simuliert und bezüglich des Kraftstoffbedarfs analysiert (DECKER und FRERICHS 2016). Ein Teilbereich ist dabei der landwirtschaftliche Transport, dessen Anteil sich in den vergangenen Jahren kontinuierlich erhöht hat. Daraus ergeben sich neue Schwerpunkte in der Entwicklung von Traktorreifen im Hinblick auf die Interaktion zwischen Reifen und Untergrund (RECKLEBEN et al. 2013) mit konkurrierenden An-

forderungen an das Reifenprofil im Feld und auf der Straße. Beim Feldeinsatz sollen große Zugkräfte mit maximaler Effizienz bei gleichzeitiger Bodenschonung übertragen werden. Die dabei verwendeten niedrigen Reifenluftdrücke führen zu einer Vergrößerung der Kontaktfläche zwischen Reifen und Untergrund. Auf der Straße hingegen wird eine Verringerung des Rollwiderstands durch die Erhöhung des Reifenluftdrucks angestrebt. Dies hat wiederum Auswirkungen auf die dynamischen Eigenschaften des Reifens, die für die Optimierung von Fahrdynamik und Fahrkomfort wichtig sind. Die Möglichkeiten der Optimierung bestehen deshalb vor allem in der Anpassung des Reifenluftdrucks. Niedrige Reifenluftdrücke führen zu einer stärkeren Deformation von Reifenschulter und Reifenseitenwand. Die dadurch zunehmenden Walkverluste resultieren in einem erhöhten Rollwiderstand, der durch einen Kraftstoff-Mehraufwand kompensiert werden muss. Die im Folgenden beschriebenen Versuche zeigen die generelle Übertragbarkeit der Methodik aus dem PKW-Bereich in die Landtechnik. Dabei können sowohl Einzelfahrzeuge als auch Gespanne untersucht werden. Die Methodik ermöglicht einen sehr schnellen relativen Vergleich zwischen verschiedenen, in der Praxis verwendeten Landwirtschaftsreifen. Darüber hinaus erlaubt die hohe Zeiteffizienz der Methodik, eine Vielzahl von Konfigurationen wie beispielsweise die Variation des Reifenluftdrucks oder der Ballastierung zu untersuchen. Auf diese Weise lassen sich detaillierte Kenntnisse über die Einflüsse auf den Rollwiderstand erlangen. Dies unterstützt außerdem dabei, eine breite Datengrundlage für moderne Landwirtschaftsreifen zu erstellen, die in Wissenschaft sowie Forschung und Entwicklung verwendet werden kann.

Der Rollwiderstand ist grundsätzlich von der Reifenbauart, der Reifendimension, der Radlast, dem Reifenluftdruck, der Fahrgeschwindigkeit und der Temperatur abhängig. Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Rollwiderstand führte in der Vergangenheit bei Messungen am Einzelrad immer wieder zu kontroversen Aussagen. So stellt BARRELMAYER (1996) in seiner Dissertation bei Versuchen auf Asphalt mit der Hohenheimer Einzelradmesseinrichtung (Reifendimension 520/70 R 34) einen Einfluss der Radlast auf den Rollwiderstand, jedoch keinen Einfluss der Fahrgeschwindigkeit fest. Nur bei sehr großen Radlasten und auf nachgiebigem Untergrund nimmt der Rollwiderstand mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit zu (BARRELMAYER 1994). SCHULZE ZUMKLEY (2017) greift in seiner Dissertation die Erkenntnisse von BARRELMAYER (1996) und MITSCHKE und WALLENTOWITZ (2014) auf und geht davon aus, dass die Fahrgeschwindigkeit keinen Einfluss auf den Rollwiderstand hat. PLESSER (1997) hingegen kommt in seiner Dissertation nach Versuchen an einem Reifen der Dimension 480/70 R 34 mit dem Hohenheimer Flachbandprüfstand zum Schluss, dass der Rollwiderstand mit der Fahrgeschwindigkeit ansteigt. Er erklärt dies mit der erhöhten Verformungsgeschwindigkeit des viskoelastischen Reifenmaterials. Die Wiederholung mit einem zweiten Reifen der Dimension 16.9 R 34 zeigt dieselbe Tendenz. Aktuelle Messungen mit einem Reifen der Dimension 600/65 R 28 unter Verwendung der Hohenheimer Einzelradmesseinrichtung zeigen lediglich bei hohen Radlasten über 25 kN einen eindeutigen Zusammenhang zwischen zunehmender Fahrgeschwindigkeit und steigendem Rollwiderstand. Messungen bei niedrigen Radlasten bis 20 kN sind von einer starken Streuung der Einzelmessungen geprägt (FERY 2019). Rollwiderstandsmessungen am Gesamtfahrzeug sind lediglich aus dem PKW- und Nutzfahrzeugbereich bekannt, wobei BODE und BODE (2013) im Nutzfahrzeugbereich ebenso auf konträre Tendenzen hinweist. Im Agrartechnikbereich sind keine Messungen am Gesamtfahrzeug veröffentlicht.

## Versuchsmethodik

Die theoretische Grundlage für den Ausrollversuch schafft ein Kräftegleichgewicht für ein Gesamtfahrzeug bei instationärer Fahrt ( $v \neq \text{konst.}$ ) unter Verwendung von Fahrwiderstandskräften. Die Gesamtwiderstandskraft  $F_{\text{FW}}$  des Fahrzeugs ergibt sich dabei aus dem Luftwiderstand, dem Rollwiderstand der Räder  $F_{\text{R}}$ , dem Steigungswiderstand  $F_{\text{St}}$  der Fahrbahn, der Widerstandskraft  $F_{\text{B}}$  aufgrund der Massenträgheit des Fahrzeugs sowie der Schleppwiderstandskraft des Antriebstrangs  $F_{\text{A}}$  (Gleichung 1).

$$F_{\text{FW}} = F_{\text{L}} + F_{\text{R}} + F_{\text{St}} + F_{\text{B}} + F_{\text{A}} \quad \text{Gl. (1)}$$

Der Luftwiderstand am Traktor wird durch Gleichung 2 abgebildet. Neben der quadratischen Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit wird der Luftwiderstand von Werten beeinflusst, die während den Messungen als konstant angenommen werden können. Dazu zählen der Strömungswiderstandskoeffizient  $c_{\text{W}}$ , die projizierte Stirnfläche  $A$  und die Dichte der Luft  $\rho_{\text{L}}$ . Generell wird Windstille vorausgesetzt, sodass die Anströmgeschwindigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  entspricht.

$$F_{\text{L}} = c_{\text{W}} \cdot A \cdot \frac{\rho_{\text{L}}}{2} \cdot v^2 \quad \text{Gl. (2)}$$

Die Rollwiderstandskraft  $F_{\text{R}}$  am Gesamtfahrzeug setzt sich aus einer inneren und einer äußeren Komponente zusammen. Der äußere Rollwiderstand ergibt sich aus der Deformierung der Fahrbahn (Spurbildung, etc.) und wird bei festen Fahrbahnen vernachlässigt. Der innere Rollwiderstand resultiert hauptsächlich aus der Walkverlustarbeit durch die viskoelastischen Eigenschaften des Reifenmaterials. Der Anteil der Walkverlustarbeit am inneren Rollwiderstand beträgt zwischen 80 und 95 % (HEISSING et al. 2013). Der restliche Anteil entfällt auf Reib- und Gleitvorgänge zwischen Reifenlatsch und Fahrbahn. Die Rollwiderstandskraft berechnet sich aus Gleichung 3, die den Rollwiderstandsbeiwert  $f_{\text{R}}$  und die Normalkraft ins Verhältnis setzt. Die Normalkraft berechnet sich aus der Masse des Fahrzeugs  $m$ , der Gravitationskonstanten  $g$  und dem Steigungswinkel  $\alpha$ . Dieser ergibt sich aus der Steigung der Fahrbahn und wird im Versuch aus der Höhenänderung der Position des Fahrzeugs berechnet.

$$F_{\text{R}} = f_{\text{R}} \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad \text{Gl. (3)}$$

Der Steigungswiderstand wird als Hangabtriebskraft mittels Gleichung 4 berechnet.

$$F_{\text{St}} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{Gl. (4)}$$

Die Beschleunigungswiderstandskraft  $F_{\text{B}}$  beschreibt die Widerstandskraft des Gesamtfahrzeugs aufgrund seiner Massenträgheit bei instationärer Fahrt. Die Massenträgheit setzt sich dabei aus einem translatorischen Anteil durch die Fahrzeugmasse  $m$  und einem rotatorischen Anteil durch die Trägheit der drehenden Teile im Antriebsstrang zusammen. Beide Anteile können mit dem Drehmassenfaktor  $e$  in der reduzierten Fahrzeugmasse  $m_{\text{red}}$  zusammengefasst werden (BRAESS und SEIFFERT 2013). Die Beschleunigung  $a$  ergibt sich als zeitliche Ableitung der Geschwindigkeit  $v$ . Gleichung 5, 6 und 7 zeigen den Zusammenhang:

$$F_B = m_{\text{red}} \cdot a \quad \text{Gl. (5)}$$

$$m_{\text{red}} = m \cdot e \quad \text{Gl. (6)}$$

$$a = \dot{v} = dv/dt \quad \text{Gl. (7)}$$

Die Schleppwiderstandskraft des Antriebstrangs  $F_A$  bezeichnet die Kraft am Rad, um den ausgekuppelten Antriebsstrang in Bewegung zu halten.  $F_A$  kann nach Gleichung 8 aus dem Schleppmoment  $M_A$  an der Radnabe sowie dem dynamischen Rollradius  $r_{\text{dyn}}$  berechnet werden. Der dynamische Rollradius wird aus der Geschwindigkeit  $v$  und der Raddrehzahl  $n_A$  der Hinterachse nach Gleichung 9 dynamisch während des Versuchs ermittelt. Auftretender Schlupf wird dabei vernachlässigt.

$$F_A = M_A \cdot r_{\text{dyn}} \quad \text{Gl. (8)}$$

$$r_{\text{dyn}} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot n_A} \quad \text{Gl. (9)}$$

Die Rollwiderstandskraft wird aus dem Kräftegleichgewicht während des Ausrollens ermittelt. Dabei wirkt keine Antriebskraft zur Überwindung der Gesamtwiderstandskraft  $F_{\text{FW}}$  durch den Antriebsstrang (Gleichung 10). Die Rollwiderstandskraft berechnet sich deshalb nach Gleichung 11 als negative Summe aus den übrigen Fahrwiderstandskräften.

$$F_{\text{FW}} = 0 \Leftrightarrow 0 = F_L + F_R + F_{\text{St}} + F_B + F_A \quad \text{Gl. (10)}$$

$$F_R = -F_B - F_L - F_{\text{St}} - F_A \quad \text{Gl. (11)}$$

Unter Verwendung der Widerstandskräfte aus den Gleichungen 2 bis 5 und 8, sowie der Beschleunigung  $a$  als zeitliche Ableitung der Geschwindigkeit (Gleichung 7), wird Gleichung 11 im nächsten Schritt nach dem Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  aufgelöst (Gleichung 12, 13 und 14):

$$f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha = -m_{\text{red}} \cdot a - c_W \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 \quad \text{Gl. (12)}$$

$$f_R = \frac{-m \cdot e \cdot a - c_W \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2 - m \cdot g \cdot \sin \alpha - \frac{M_A \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot n_A}}{m \cdot g \cdot \cos \alpha} \quad \text{Gl. (13)}$$

$$f_R = \frac{-e \cdot \frac{dv}{dt}}{g \cdot \cos \alpha} - \frac{c_W \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v^2}{m \cdot g \cdot \cos \alpha} - \tan \alpha - \frac{M_A \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot n_A} \quad \text{Gl. (14)}$$

Daraus ergibt sich, dass der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  im Wesentlichen als eine Funktion der tatsächlichen Geschwindigkeit  $v$  beziehungsweise der Beschleunigung  $a$  als deren zeitliche Ableitung, der Raddrehzahl  $n_A$  sowie dem Steigungswinkel  $\alpha$  formuliert werden kann. Alle diese Parameter lassen sich aus einem hochgenauen GNSS-Positionssignal (Global Navigation Satellite System) sowie

den über den CAN-Bus verfügbaren Getriebesignalen berechnen (Gleichung 15). Auf die Parameter  $e$ ,  $c_W$ ,  $A$  und  $M_A$  wird im folgenden Abschnitt eingegangen.

$$f_R = f(v, n_A, \alpha) \quad \text{Gl. (15)}$$

## Versuchsaufbau

Als Versuchsfahrzeug für die Ausrollversuche stand ein institutseigener Traktor (John Deere 6210R) zur Verfügung. Der Traktor war mit Messtechnik zur Erfassung der fahrzeuginternen elektronischen Datenkommunikation über CAN-Bus ausgerüstet. Gleichzeitig wurden die externen Daten des GNSS-Systems über dieses Messsystem aufgezeichnet. Um die Geschwindigkeit und den Steigungswinkel während der Versuche präzise zu erfassen, wurde das RTK-GNSS-System Trimble AgGPS 542 mit mobiler Referenzstation eingesetzt. Die Positionsbestimmung erfolgte dadurch mit einer Genauigkeit von 1 cm horizontal (Position) und 1,5 cm vertikal (Höhe) (TRIMBLE 2014). Auf der Hinterachse waren Radialreifen der Dimension 710/70 R 42 vom Typ Goodyear Optitrac R+ montiert. Die Vorderreifen hatten die Größe 600/70 R 28 desselben Typs. Die Profilhöhe lag bei allen vier Reifen gleichmäßig bei über 90 %. Die bauartbedingte Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs betrug 40 km/h. Die in Gleichung 2 benötigten Werte für den Luftwiderstand wurden mit  $c_W = 1$  konservativ abgeschätzt. Diese Annahme ist zulässig, da der Luftwiderstand durch die niedrige Fahrgeschwindigkeit einen geringen Einfluss hat. Die projizierte Stirnfläche des Traktors von  $A = 5,6 \text{ m}^2$  bestimmte sich durch Bildverarbeitung aus der Frontansicht des Fahrzeugs. Für die Dichte der Luft wurde  $\rho_L = 1,2 \text{ kg/m}^3$  angenommen. Der in Gleichung 6 verwendete Drehmassenfaktor liegt nach (MITSCHKE und WALLEN-TOWITZ 2014) bei dem vorliegenden Übersetzungsverhältnis von  $i = 13$  für einen Lastkraftwagen mit der Masse  $m = 13 \text{ t}$  bei  $e = 1,05$ .

Aufgrund des komplexeren Aufbaus des Traktorengetriebes als Doppelkupplungsgetriebe, der größeren Anzahl sich im Eingriff befindlicher drehender Teile und der größeren rotatorischen Trägheit der Räder durch größere Reifendimensionen im Vergleich zu LKW-Reifen wurde in der Berechnung der Drehmassenfaktor  $e = 1,2$  verwendet. Das Schleppmoment  $M_A$  des Antriebsstrangs konnte in einem separaten Versuch ermittelt werden. Dazu wurde der Traktor angehoben positioniert, sodass die Räder frei drehen konnten. Ein an der Radnabe angeflanschter Drehmoment-Drehzahl-Sensor (Typ Lorenz DR2472) lieferte das Schleppmoment des Antriebsstrangs bei externem, stationärem Antrieb. Dabei wurde die Geschwindigkeit über die aufgeprägte Antriebsdrehzahl variiert. Eine Abhängigkeit der Radlagerreibung von der im Fahrbetrieb variablen Radaufstandskraft wird generell vernachlässigt. Durch die systematische Ermittlung über der Geschwindigkeit und der im Versuch genutzten Gänge des Getriebes kann das Schleppmoment  $M_A$  nach Gleichung 8 und Gleichung 9 in eine Widerstandskraft des Antriebsstrangs umgerechnet werden. Hierbei wird die Abhängigkeit der Radlagerreibung von der Achslast vernachlässigt. Die Leermasse des Traktors lag im Versuch bei 8.750 kg und konnte bis auf eine zulässige Gesamtmasse von 13.000 kg erhöht werden. Für die Ausrollversuche standen folgende Möglichkeiten der Ballastierung zur Verfügung:

- Frontgewicht      FG      970 kg
- Heckgewicht 1    HG1    950 kg
- Heckgewicht 2    HG2    1.980 kg

Insgesamt konnte der Traktor damit in sechs Versuchsvarianten mit bis zu 3.900 kg im Front- und Heckanbau ballastiert werden. Um den Einfluss des Luftdrucks auf den Rollwiderstand systematisch zu ermitteln, wurde der Reifenluftdruck an allen Rädern gleichermaßen zwischen 0,8 und 2,4 bar in Schritten von 0,4 bar für jede Versuchsvariante variiert. Jeder Versuch wurde mindestens vierfach wiederholt. Im Vorfeld der Versuche erfolgte die Ermittlung der Achslasten für jede Versuchsvariante mit Hilfe einer Radlastwaage (WDi WWSD-15T, Wägebereich bis 15.000 kg, Anzeigegenauigkeit 5 kg) bei einem Reifenluftdruck von 2,4 bar. Die verschiedenen Versuchsvarianten sowie die ermittelten Achslasten sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Gemessene Achslasten für unterschiedliche Varianten der Ballastierung

<b>Variante</b>	<b>RW1</b>	<b>RW2</b>	<b>RW3</b>	<b>RW4</b>	<b>RW5</b>	<b>RW6</b>
Ballast Front	-	FG	-	FG	-	FG
Ballast Heck	-	-	HG1	HG1	HG1 + HG2	HG1 + HG2
Achslast vorne	3.560 kg	5.245 kg	3.095 kg	4.780 kg	1.520 kg	3.400 kg
Achslast hinten	5.190 kg	4.480 kg	6.610 kg	5.940 kg	10.160 kg	9.430 kg
Achslast Summe	8.750 kg	9.725 kg	9.705 kg	10.720 kg	11.680 kg	12.830 kg
Relative Achslast vorne	41 %	54 %	32 %	45 %	13 %	27 %
Relative Achslast hinten	59 %	46 %	68 %	55 %	87 %	73 %

Als Versuchsstrecke für die Ausrollversuche am Versuchsort Renningen stand eine 900 m lange Bahn mit durchschnittlich 0,7 % Steigung und glatter Asphaltoberfläche zur Verfügung (Abbildung 1). Die Versuchsdauer umfasste vier Versuchstage im September 2019. Insgesamt wurden 308 einzelne Ausrollversuche durchgeführt. Die mittlere Windgeschwindigkeit betrug laut Wetterbeobachtung (Deutscher Wetterdienst) an allen vier Versuchstagen etwa 1,2 m/s aus westlicher Richtung parallel zur Versuchsbahn.





Abbildung 1: Glatte Asphaltoberfläche der 900 m langen Versuchsstrecke (© J. Schwehn)

Der Traktor wurde in Fahrtrichtung vorwärts auf die Höchstgeschwindigkeit von 40 km/h beschleunigt. Nach einem kurzen Halten der Geschwindigkeit wurde der Fahrtrichtungswählhebel in die neutrale Position gelegt. Die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und den Rädern im Antriebsstrang wird durch das Öffnen der Fahrkupplung unterbrochen. Damit beginnt die Ausrollphase. Diese endet, sobald das Fahrzeug zum Stehen kommt und erstreckt sich somit über den gesamten möglichen Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs. Während der Ausrollphase werden die Teile des Antriebsstrangs weiterhin mitgedreht, die sich zwischen Trennstelle und Radnabe befinden. Bei dem verwendeten Versuchstraktor zählen hierzu Teile des Wendegetriebes, das Doppelkupplungsgetriebe, das Gruppengetriebe, die Differentialgetriebe beider Achsen sowie die Planetengetriebe der Endantriebe. Zusätzlich zum Massenträgheitsmoment wird durch Planscheffekte von in Öl laufenden Konstruktionselementen sowie Reibung an Dichtungen und in Lagern das Schleppmoment  $M_A$  verursacht, das zu einer Bremswirkung an den Rädern führt.

Abbildung 2 zeigt beispielhaft den Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit für die Variante RW6 mit einem Reifenluftdruck von 2,0 bar. Das Erreichen der Höchstgeschwindigkeit und der anschließende Auskuppelvorgang erfolgten in beiden dargestellten Fällen nach etwa 15 Sekunden. Da die Teststrecke keine perfekte Ebene darstellt und deshalb das Höhenprofil in den einzelnen Versuchen verschieden ausgeprägt ist, unterscheiden sich die Geschwindigkeitsverläufe beim Ausrollen. Bei der Fahrt bergauf wurde der Stillstand nach etwa 67 s Ausrollphase erreicht. Bergab kam das Fahrzeug jedoch erst nach etwa 117 s zum Stehen.

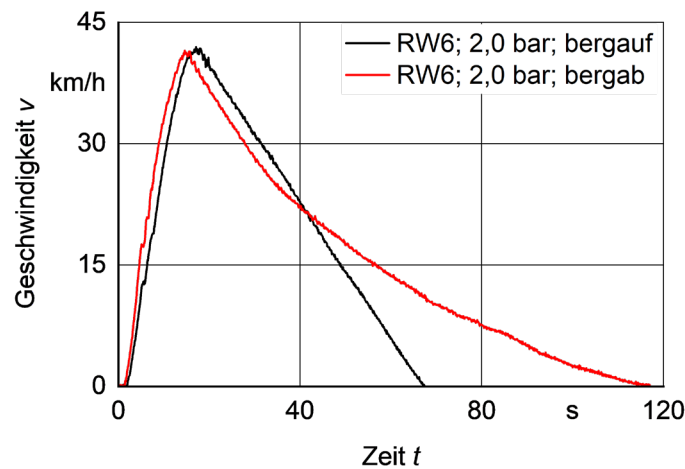


Abbildung 2: Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit bei Variante RW6 mit 2,0 bar Reifenluftdruck und unterschiedlichen Streckenprofil

Abbildung 3 zeigt den zeitlichen Verlauf des Steigungswinkels  $\alpha$  für dieselbe Versuchskonfiguration. Die Beschleunigungsphase bis zum Erreichen der Höchstgeschwindigkeit ist darin nicht dargestellt. Die Fahrt bergauf ist durch einen mehrheitlich positiven Steigungswinkel charakterisiert, die Fahrt bergab durch eine überwiegend negative Steigung. Die Beschleunigungswirkung durch eine abschüssige Fahrbahn führte zu einer Verringerung der Verzögerung und damit zu einer Verlängerung der Ausrollphase.

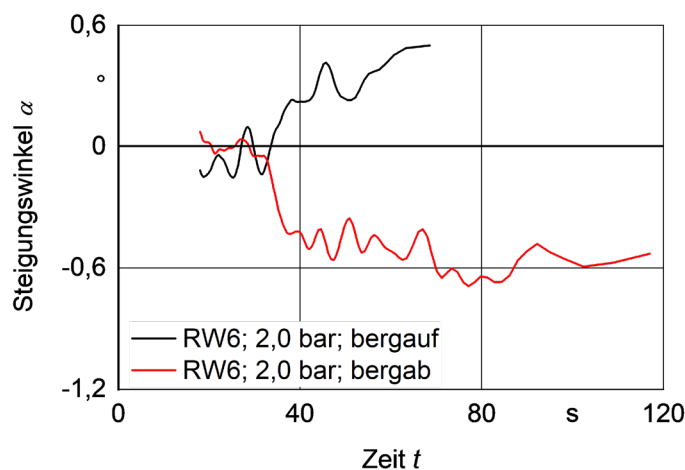


Abbildung 3: Verlauf des Steigungswinkels  $\alpha$  bei Variante RW6 mit 2,0 bar Reifenluftdruck

Beispielhaft ist in Abbildung 4 der Verlauf der einzelnen Fahrwiderstände für die beschriebenen Versuchsvarianten mit Beginn des Ausrollens dargestellt. Die Modellierung der Fahrwiderstände in Abhängigkeit von der Beschleunigung  $a$  und des Steigungswinkels  $\alpha$  macht es möglich, den Einfluss des Höhenprofils auf die Rollwiderstandsermittlung in den Einzelmessungen zu eliminieren. Damit können die Einzelmessungen unabhängig von deren Höhenprofil als Fahrt in der Ebene behandelt und miteinander verglichen werden. Dabei wird der Beschleunigungswiderstand, der nur von der Beschleunigung  $a$  beeinflusst wird, um die Fahrwiderstände korrigiert, die vom Steigungswinkel  $\alpha$



abhängen. Die Rollwiderstandskraft  $F_R$  ergibt sich nach Gleichung 11 aus der negativen Summe von  $F_B$ ,  $F_L$ ,  $F_{St}$  und  $F_A$ . Um den Effekt der Korrektur der Fahrwiderstände auf den Rollwiderstand zu verdeutlichen, sind diese Widerstandskräfte in Abbildung 4 deshalb negativ dargestellt.

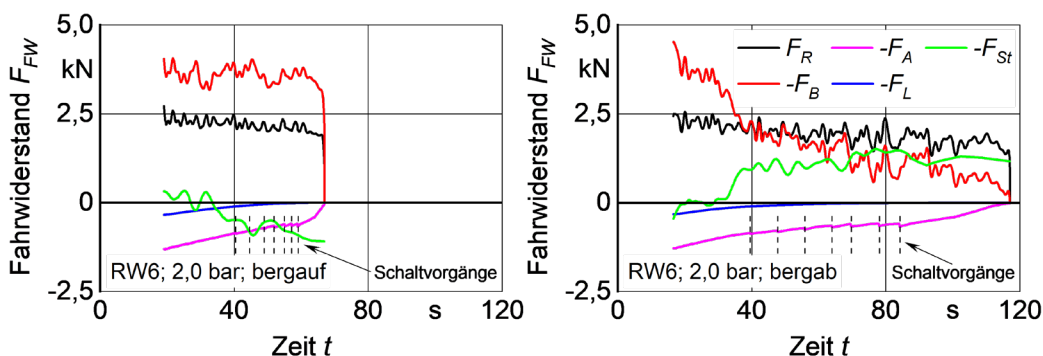


Abbildung 4: Verlauf der Fahrwiderstände über der Zeit für die Variante RW6 mit 2,0 bar

Verglichen mit den übrigen Fahrwiderstandskräften ist der Einfluss der Luftwiderstandskraft  $F_L$  wegen der generell niedrigen Fahrgeschwindigkeit trotz des quadratischen Zusammenhangs sehr gering. Die Widerstandskraft aus der Steigung  $F_{St}$  verläuft analog zum Steigungswinkel  $\alpha$  aus Abbildung 3. Durch die Fahrt bergauf ist  $F_B$  vor allem gegen Ende der Ausrollphase deutlich größer als bei der Fahrt bergab. Die Topografie der Ausrollstrecke hat einen deutlichen Einfluss auf die Ausrollcharakteristik. Obwohl die Absolutwerte der Steigung durchweg unter  $1^\circ$  liegen (Abbildung 3), wird die Verzögerung erheblich beeinflusst. Aufgrund dieser ausgeprägten Sensitivität ist es notwendig die Steigung als Modellierungsparameter und deren Korrektur in den Messdaten (Abbildung 4) zu betrachten. Die Schleppwiderstandskraft des Antriebstrangs  $F_A$  nimmt erwartungsgemäß kontinuierlich mit der Geschwindigkeit ab und es lassen sich die automatischen Schaltvorgänge des Doppelkupplungsgetriebes in beiden Verläufen erkennen. Im linken Diagramm von Abbildung 5 ist  $f_R$  über der Zeit aufgetragen. Es ergibt sich ein Verlauf analog zu der Rollwiderstandskraft  $F_R$  aus Abbildung 4. Wird  $f_R$  über der Geschwindigkeit  $v$  dargestellt, weisen beide Fälle nach der Berücksichtigung des Steigungseinflusses einen sehr ähnlichen Verlauf auf, obwohl die Ausrolldauer sehr stark variiert.

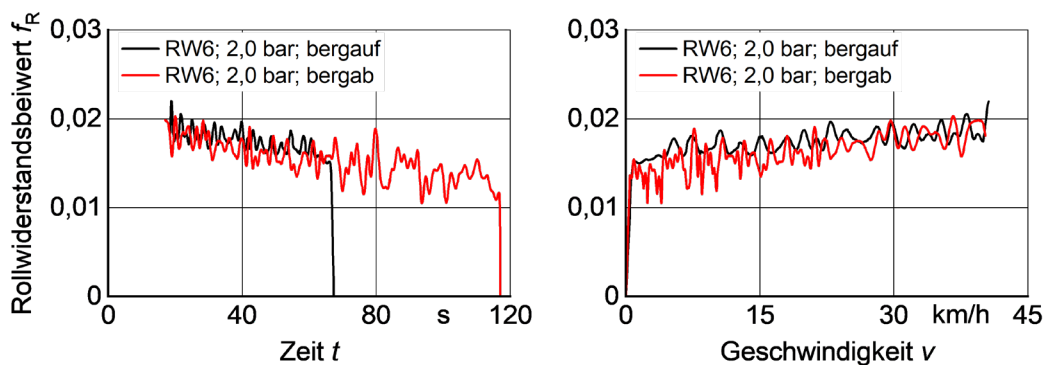


Abbildung 5: Rollwiderstandsbeiwert bei der Fahrt bergauf und bergab, dargestellt über der Zeit und der Geschwindigkeit für Variante RW6 mit 2,0 bar Reifenluftdruck

Jede Versuchseinstellung wurde unter Verwendung beider Fahrtrichtungen mindestens vier Mal über die Strecke verteilt wiederholt, um einen Mittelwertbildung zu bilden. Der Einfluss der Reifen- und Getriebeöltemperatur wurde durch eine Warmlaufphase effektiv reduziert. In Abbildung 6 ist der Rollwiderstandsbeiwert  $f_R$  für acht Wiederholungen sowie der resultierende Mittelwert über der Geschwindigkeit  $v$  dargestellt. Die Standardabweichung über jedem Messpunkt liegt bei 0,0012. Die geringe Streuung der Kurven trotz variierendem Höhenprofil bei den einzelnen Messungen veranschaulicht die Wirkung der Steigungskorrektur und untermauert den vorgestellten Modellierungsansatz. Der Verlauf des Rollwiderstandsbeiwerts  $f_R$  über der Geschwindigkeit ist für alle durchgeführten Einzelmessungen charakteristisch (Abbildung 6) und stimmt mit den Messungen von PLESSER (1997) überein. Bei niedriger Geschwindigkeit ist zunächst ein steiler, degressiver Anstieg erkennbar, der sich anschließend ab zirka 3 km/h deutlich flacher linear fortsetzt. Im Bereich niedriger Geschwindigkeiten kann der Rollwiderstandsbeiwert mit der Methode aufgrund von Ungenauigkeiten in der Beschleunigungsermittlung nicht präziser aufgelöst werden.

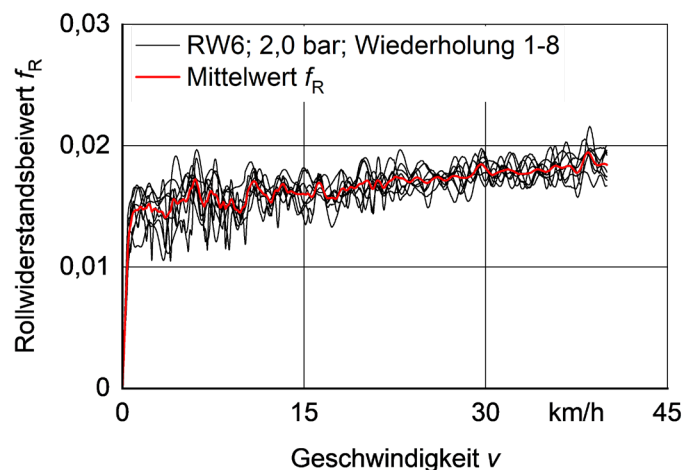


Abbildung 6: Mittelwertbildung für den Rollwiderstandsbeiwert über acht Wiederholungen

## Messergebnisse

In der folgenden Darstellung der Versuchsergebnisse werden die über alle Wiederholungen einer Versuchseinstellung berechneten Mittelwertkurven des Rollwiderstandsbeiwerts  $f_R$  verwendet. Diese werden in bekannter Weise über der Geschwindigkeit  $v$  dargestellt. In Abbildung 7 sind die verschiedenen Ballastierungsvarianten RW1 bis RW6 gegenübergestellt. Ausgehend von der Variante RW1 ohne zusätzliche Ballastierung wird das Gesamtgewicht mit Gewichten im Front- und Heckanbau des Traktors (Tabelle 1) bis zur vollen Ballastierung in Variante RW6 erhöht. Alle Kurven zeigen den konstant linearen Anstieg über der Geschwindigkeit. Mit Ausnahme von RW3 und RW5 bei niedrigen Drücken erfolgt der Anstieg mit ähnlicher Steigung. Wie zu erwarten ist, nimmt mit abnehmendem Reifenluftdruck aufgrund einer zunehmenden Einfederung und einer vermehrten Walkarbeit der Rollwiderstand tendenziell zu. Im Bereich hoher Luftdrücke von 1,6 bis 2,4 bar weisen die Kurven generell nur geringe Abstände auf. Eine Reduzierung des Reifenluftdrucks führt in diesem Bereich zu keiner wesentlichen Änderung der Reifeneinfederung, sodass die Walkverlustarbeit und damit der Rollwiderstandsbeiwert nur gering ansteigen.

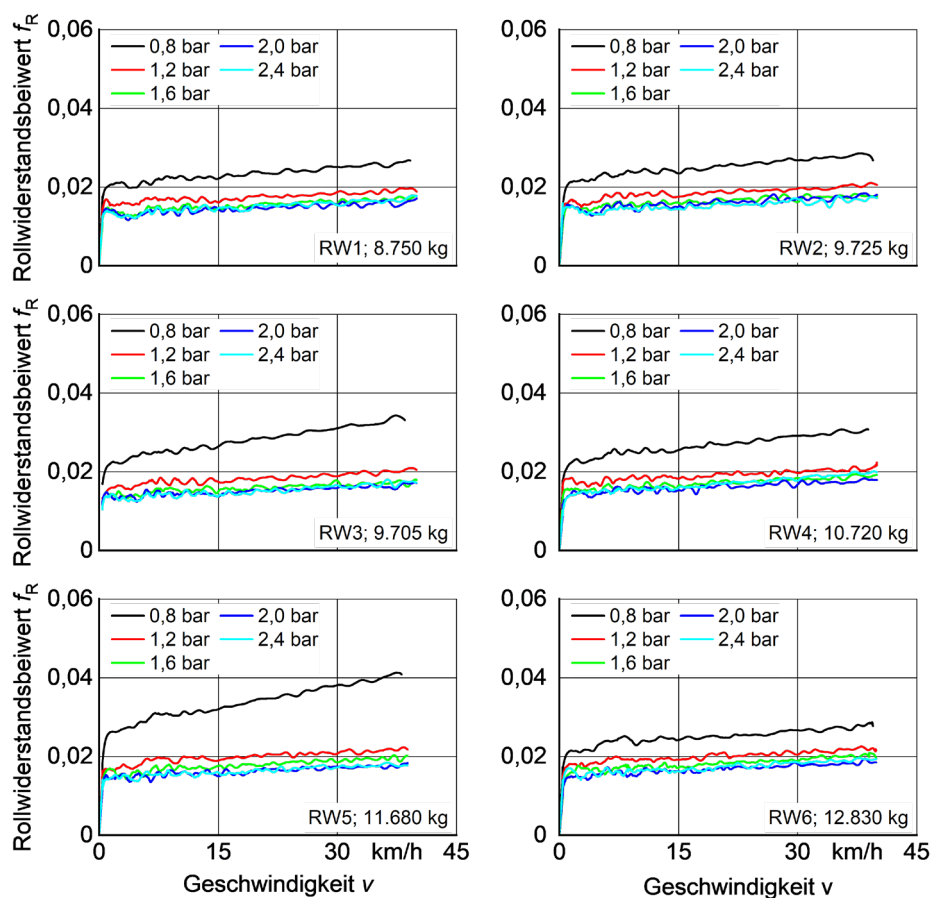


Abbildung 7: Vergleich der Rollwiderstandsbeiwerte für die Versuchsvarianten RW1 bis RW6 bei einem Reifenluftdruck von 0,8 bis 2,4 bar

Eine weitere Reduktion des Reifenluftdrucks unterhalb von 1,6 bar verursacht bei allen Messungen einen deutlichen Anstieg des Rollwiderstandsbeiwerts. Dies lässt sich durch eine verstärkte Reifenverformung in Folge einer vergrößerten Reifeneinfederung erklären. Die Walkverlustarbeit während des Abrollens steigt an, da sich die Anzahl der in Kontakt mit dem Asphalt befindlichen Reifenstollen erhöht und der Reifen stärker deformiert wird. Auffällig ist dabei, dass von 1,2 zu 0,8 bar ein stärkerer Anstieg des Rollwiderstands als von 1,6 zu 1,2 bar zu beobachten ist. Dieser nichtlineare Einfluss des Reifenluftdrucks auf den Rollwiderstandsbeiwert ist bei allen Konfigurationen erkennbar und stimmt mit den Versuchen von FERY (2019) und PLESSER (1997) überein.

## Diskussion

Der Rollwiderstandsbeiwert variiert für Reifendrucke größer als 1,6 bar über die Ballastierungsvarianten nur sehr gering. Für die landwirtschaftliche Praxis lässt sich aus den Messungen schließen, dass bei diesem Reifen eine Absenkung des Reifenluftdrucks zugunsten des Komforts aufgrund der geringen Auswirkungen auf den Rollwiderstandsbeiwert im oberen Druckbereich möglich ist. Es wird angenommen, dass der Gewinn an Komfort durch die Reduzierung des Reifenluftdrucks den Nachteil des geringfügig höheren Rollwiderstands übersteigt. Das Rollwiderstandsniveau ist positiv mit der Gesamtmasse korreliert. Bei hohen Reifenluftdrücken wirkt sich eine höhere Gesamtmasse nur gering auf den Rollwiderstand aus. Besonders beim geringsten Reifenluftdruck von 0,8 bar ist je-

doch ein deutlicher Einfluss der Gesamtmasse erkennbar. Es ist festzustellen, dass für alle Varianten der Rollwiderstand über der Geschwindigkeit ansteigt. Besonders beim niedrigsten Reifenluftdruck ist ein steilerer Anstieg erkennbar. Obwohl sich die Versuchsvarianten RW3, RW5 und RW6 hinsichtlich der Achslastverteilung sehr ähnlich sind, variiert der Rollwiderstand bei 0,8 bar deutlich. Zum einen erreicht  $f_R$  bei RW5 das Maximum der im Versuch gemessenen Werte, obwohl die Gesamtmasse unter der maximalen Ballastierung liegt. Zum anderen ist der lineare Anstieg über der Geschwindigkeit deutlich ausgeprägter.

Obwohl RW6 zu RW5 eine weitere Steigerung der Gesamtmasse darstellt, fallen für 0,8 bar sowohl der absolute Rollwiderstandsbeiwert als auch der lineare Anstieg geringer aus. Aufgrund der weiteren Erhöhung der Gesamtmasse durch die volle Ballastierung des Traktors wird bei RW6 ein höherer Rollwiderstand als bei RW4 erwartet. Dies trifft für alle Reifenluftdrücke außer 0,8 bar zu. Damit geben die Messdaten für 0,8 bar einen Eindruck des Einflusses der Ballastierung und des Achslastverhältnisses auf den Rollwiderstand bei sehr hohen Achslasten. Es ist von einem Einfluss der Achslastverteilung auszugehen. Der Effekt einer stark belasteten Hinterachse unterscheidet sich dabei deutlich von dem einer stark belasteten Vorderachse.

Von RW3 zu RW4 wird die Hinterachse um 670 kg entlastet und die Vorderachse um 1.685 kg belastet. Obwohl die Belastung der Vorderachse um den Faktor 2,5 größer als die Entlastung der Hinterachse ist, tritt bei RW4 ein erheblich geringerer Rollwiderstand als bei RW3 auf. Bei RW5 wird dieser Sachverhalt durch das Achslastverhältnis von 13 % Vorderachse zu 87 % Hinterachse besonders deutlich. Hier konnte während der Durchführung ein spürbarer Anstieg der Reifentemperatur sowohl im Bereich der Lauffläche und der Stollen als auch in der Reifenflanke beobachtet werden. Dies gilt als Indiz für eine übermäßige Walkverlustarbeit, die zu einer starken Nichtlinearität des Rollwiderstands führt. Diese Beobachtung kann mit der Überschreitung der maximalen Reifenauslastung begründet werden, die die vorliegende Radlast bezogen auf die druckabhängige maximal ertragbare Radlast repräsentiert. Grundsätzlich ist diese Größe reifenabhängig und variiert über alle Ballastierungsvarianten erheblich. In der Variante RW5 wird die maximale Tragfähigkeit der Hinterachsbereifung um rund 15 % überschritten. Durch den eingeschränkten Versuchsumfang hinsichtlich der Ballastierungsvarianten ist allerdings keine weitergehende Aussage über den Einfluss der Achslastverteilung und der Reifenauslastung möglich.

## Schlussfolgerungen

Die Untersuchung zeigt insgesamt, dass die Methodik des Ausrollversuchs aus dem PKW-Bereich auf Traktoren angewendet werden kann. Die Methodik bietet den Vorteil, auch ohne den Einsatz spezieller Reifenmesstechnik, wie beispielsweise Kraftmessfelgen, den Rollwiderstand des Gesamtfahrzeugs oder eines Gespanns zu ermitteln. Eine Ermittlung am Einzelreifen ist methodisch bedingt nicht möglich. Durch die zu treffenden Annahmen bei Beschleunigungs-, Schlepp- und Luftwiderstand ist es nur idealisiert möglich, den Rollwiderstand quantitativ zu ermitteln. Allerdings bietet die Methode bei vergleichenden Betrachtungen entscheidende Vorteile. Die hohe Zeiteffizienz unterstreicht die Praxiseignung zusätzlich. Dem Anwender der Methode ist es möglich, mit geringem Zeit- und Ressourcenbedarf sowie ohne spezielle Reifenmesstechnik einen qualitativen und quantitativen Vergleich unterschiedlicher Konfigurationen aus Reifentyp, Reifendruck und Ballastierung zu erzielen.

Basierend auf diesen Erkenntnissen kann eine passende Konfiguration ausgewählt und der Gesamtenergiebedarf für den Maschineneinsatz optimiert werden. Essentiell für die erfolgreiche An-

wendung der vorgestellten Methodik sind eine ausreichend lange Versuchsbahn mit gleichbleibenden Untergrundeigenschaften, der Zugriff auf die CAN-Bus-Daten des Fahrzeugs und die Verwendung eines hochgenauen GNSS-Systems zur Bestimmung der Geschwindigkeit und des Steigungswinkels während der Ausrollphase. Für eine quantitative Bestimmung des Rollwiderstands ist außerdem die Kenntnis des Schleppwiderstands des Antriebsstrangs sowie weiterer fahrzeugspezifischer Größen notwendig.

Die durchgeführten Versuche am Beispiel des Versuchstraktors zeigen eine generell hohe Wiederholgenauigkeit und die Notwendigkeit der Steigungskorrektur. Über alle Versuchsvarianten hinweg ist eine Zunahme des Rollwiderstands mit steigender Fahrgeschwindigkeit sowie ein nichtlinearer Einfluss des Reifenluftdrucks aufgrund des Reifenmaterials ersichtlich. Die geringen Auswirkungen auf den Rollwiderstand und damit den Kraftstoffverbrauch in einem Bereich von 1,6 bis 2,4 bar lassen die Empfehlung zu, eine Absenkung des Reifenluftdrucks in der Praxis aus Gründen des Komforts vorzunehmen. Eine Detaillierung der Versuche vornehmlich für niedrige Reifendrucke bietet sich an.

Eine mögliche Erklärung für die gezeigten Effekte sind neben der Reifenauslastung die unterschiedlichen Rollwiderstände für Vorder- und Hinterachse, die sich durch die variierende Verteilung des Gesamtgewichts auf die Achsen bemerkbar machen. Die begrenzten Ballastierungsmöglichkeiten im Rahmen dieser Untersuchung lassen keine nähere Betrachtung des Einflusses von Achslastverteilung und Reifenauslastung zu, da eine getrennte Variation von Lastverteilung und Gesamtmasse nicht möglich ist. Bei weiteren Untersuchungen sollte darüber hinaus die Varianz in Bezug auf Reifenprofil und Bauform erhöht werden.

## Literatur

- Barrelmeyer, T. (1994): Forces Acting on Driven Tractor Tyres with Stationary and Instationary Slip Angles, 28.-30.09.1994, Vienna, S. 238–262
- Barrelmeyer, T. (1996): Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation, Universität Stuttgart, Düsseldorf, VDI-Verlag
- Bode, O.; Bode, M. (2013): Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen. FAT 255, S. 34
- Braess, H.-H.; Seiffert, U. (Hg.) (2013): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden, Springer Vieweg, 7. Aufl.
- Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU) (2019): Klimaschutz in Zahlen. Fakten, Trends und Impulse deutscher Klimapolitik. Broschüre, Berlin, 1. Aufl.
- Decker, M.; Frerichs, L. (2016): Effiziente Kraftstoffnutzung in der AgrarTechnik - EKOtech. In: Jahrbuch Agrartechnik 2016. Hrsg. Frerichs, L., Braunschweig, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge. Hg. Frerichs, L., S. 22–29
- Europäische Kommission (2018): Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament, den Rat, den Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen - Ein Rahmen für die Klima- und Energiepolitik im Zeitraum 2020–2030. Pressemitteilung, Brüssel (Belgien)
- Heißing, B.; Ersoy, M.; Gies, S. (Hg.) (2013): Fahrwerkhandbuch. Grundlagen Fahrdynamik Komponenten Systeme Mechatronik Perspektiven. Wiesbaden, Springer Fachmedien, 4. Aufl.
- Mitschke, M.; Wallentowitz, H. (2014): Dynamik der Kraftfahrzeuge. Wiesbaden, Springer Vieweg, 5. Aufl.
- Plessner, J. (1997): Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation, Universität Stuttgart, Düsseldorf, VDI-Verlag
- Reckleben, Y.; Schäfer, N.; Weißbach, M. (2013): Steigerung der Effizienz bei Straßentransporten mit unterschiedlichen Reifentypen für Traktoren. Landtechnik 68(3), S. 196–201, <https://doi.org/10.1515/lt.2013.228>



Schulze Zumkley, H. (2017): Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem Ackerschlepper unter besonderer Berücksichtigung des Hohenheimer Reifenmodells. Dissertation, Universität Stuttgart, Aachen, Shaker

Trimble (2014): TRIMBLE Ag-542 GNSS Receiver. Firmenschrift 022503-1301, Sunnyvale

VDMA e.V. (2017): Emissionsgesetzgebung für Mobile Maschinen: EU Stufe V – Fact Sheet. Broschüre VDMA e.V., Frankfurt am Main

## **Autoren**

**M. Sc. Julian Schwehn** und **M. Sc. Valentin Ernst** sind wissenschaftliche Mitarbeiter, **Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger** ist Leiter des Fachgebiets Grundlagen der Agrartechnik der Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart.

E-Mail: julian.schwehn@uni-hohenheim.de