

**Untersuchungen zum dynamischen Verhalten
vollgefederter System-Traktoren in Kombination mit am
gefederten Aufbau angekoppelten Anbaugeräten und die
Möglichkeiten der Schwingungsbeeinflussung durch das
Fahrwerk**

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Maximilian Sieting

an der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzende: Prof. Dr. -Ing. Cornelia Weltzien
Gutachter: Prof. Dr. -Ing. Henning Jürgen Meyer
Gutachter: Prof. Dr. -Ing. Ullrich Hoppe

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15.11.2021

Berlin 2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während und nach meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen des Instituts für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik an der Technischen Universität Berlin.

Herrn Prof. Dr. -Ing. Henning J. Meyer, dem Leiter des Fachgebiets Konstruktion von Maschinensystemen, gilt besonderen Dank für seine große Unterstützung während und nach meiner Tätigkeit am Fachgebiet. Sowohl die fachlichen Auseinandersetzungen als auch die kollegiale Zusammenarbeit mit ihm schufen die Rahmenbedingungen, welche das Gelingen dieser Arbeit erst ermöglichten. In diesem Zusammenhang möchte ich mich besonders für das von ihm entgegengebrachte Vertrauen bedanken.

Meinen ehemaligen Kollegen Herrn Dr.-Ing. Jan Krüger und Herrn Dr.-Ing. Lars Klimentew möchte ich an dieser Stelle für ihre Unterstützung und die wertvolle, freundschaftliche Zusammenarbeit am Fachgebiet danken. Besonders die gemeinsamen Arbeiten mit Herrn Dr.-Ing. Jan Krüger, der ebenfalls im Bereich der Fahrwerke von Traktoren geforscht hatte, ermöglichte eine sehr produktive Forschungstätigkeit.

Darüber hinaus möchte ich mich auch bei den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Institutswerkstatt des Elektro-Labors sowie des Sekretariats des Fachgebiets bedanken, die mich – nicht nur im Rahmen dieser Arbeit – immer unterstützt haben und ohne die eine technische Umsetzung der vielen Projekte am Fachgebiet in dieser lobenswerten Form nicht möglich gewesen wäre.

Inhalt

1. Einleitung	1
1.1. Problemstellung / Motivation	1
1.2. Ziel- und Aufgabenstellung	2
2. Aufbau aktueller Traktoren	5
2.1. Aufbau aktueller Traktorfahrwerke	5
2.2. Hydraulische Heckkraftheber	9
3. Das Versuchsfeld des TUB-Trac	11
3.1. Der TUB-Trac Versuchstraktor	13
3.1.1. Das hydropneumatische Federungssystem des TUB-Trac	16
3.1.2. Der Heckkraftheber des Versuchstraktors	25
3.2. Der Anbaugerätesimulator des Versuchstraktor	29
4. Modellbildung	31
4.1. Einspurmodell des Traktors	31
4.2. Modellierung des hydropneumatischen, semiaktiven Fahrwerks des TUB-Trac	34
4.2.1. Widerstände des Dämpfungsventils	36
4.2.2. Das dynamische Verhalten des Dämpfungsventils	39
4.2.3. Leitungswiderstände	41
4.2.4. Reibungswiderstände am Fahrwerkzylinder	41
4.2.5. Zusammenfassung der Dämpfungseinflüsse des Versuchsfahrzeugs	42
4.2.6. Modellierung des ursprünglichen MB-Trac Fahrwerk	44
4.3. Modellierung des Heckkrafthebers mit Anbaugerät	45
4.4. Integration der Heckkraftheber- und Anbaugerätekinematik in das ebene Traktormodell	51
4.5. Modellierung der Bodenkräfte beim Pflügen	55
4.6. Validierung des Simulationsmodells anhand von Messergebnissen	57
4.6.1. Validierungen anhand von Sprungantworten	57
4.6.2. Validierungen anhand von Frequenzband-Anregungen	64
4.6.3. Validierungen anhand stochastischer Fahrbahnanregungen	67
4.6.4. Validierung des Heckkraftheber-Modells anhand von Messwerten am Versuchstraktor	75
4.7. Die MATLAB - Simulationsumgebung	77
5. Analyse und Bewertung des dynamischen Verhaltens des TUB-Trac mit Anbaugeräten	79
5.1.1. Rad-Boden-Kontakt (Radlastvariationskoeffizient)	82
5.1.2. Beschleunigungen (Effektivwert)	83
5.2. Analyse der grundlegenden Vertikaldynamik des TUB-Trac	86
5.2.1. Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac ohne ABG	86
5.2.2. Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac mit ABG	89

5.3. Analyse der Fahrsicherheit und des Komforts des TUB-Trac.....	96
5.3.1. Einfluss der passiven Dämpfung und des Vorspanndruckes.....	96
5.3.2. Einfluss der Fahrgeschwindigkeit.....	99
5.3.3. Einfluss der Anbaumasse und der Anbausteifigkeit.....	100
5.3.4. Einfluss der Fahrbahngestalt.....	105
5.4. Analyse der Fahrzeugdynamik des TUB-Trac bei Arbeiten mit einem Anbaupflug.....	110
5.4.1. Die Dynamik des TUB-Trac beim Einzug eines Anbaupfluges.....	112
5.4.2. Die Dynamik des TUB-Trac bei schwankenden Bodenverhältnissen.....	121
6. Möglichkeiten zur Beeinflussung der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch Fahrwerksregelungen..	128
6.1. Beeinflussung der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch Steuerung und Regelung des hydropneumatischen Fahrwerks.....	128
6.1.1. Skyhook-Regelung (Einzelradregelung).....	132
6.1.2. Gekoppelte Skyhook-Regelung.....	136
6.1.3. Analyse des Einflusses der Skyhook-Regelung auf die Vertikaldynamik des TUB-Trac.....	138
6.2. Versuche zur Analyse der Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch die Skyhook-Regelung.....	148
6.2.1. Versuche am unbeladenen TUB-Trac.....	149
6.2.2. Versuche am TUB-Trac mit Heckanbau.....	152
6.2.3. Zusammenfassung der Versuchsergebnisse.....	155
7. Zusammenfassung und Ausblick.....	156
Literaturverzeichnis.....	160
Anhang.....	163
A-1 Systemgrößen des Gleichungssystem.....	164
A-2 Parametrierung des Simulationsmodells.....	165
A-2.1 Parametrierung des Einspurmodells.....	165
A-2.1.1 Parametrierung des hydropneumatischen Fahrwerks.....	167
A-2.1.2 Parametrierung des Heckkrafthebersystems.....	169
A-2.1.3 Parametrierung des Pflug-Modells.....	170
A-2.1.4 Parameter des Bodenkraftmodells.....	170

Abbildungen

Abb. 1:	Schematische Darstellung der Hinterachs- und Heckkraftheberanbindung beim Standardtraktor, beim FASTRAC und beim Versuchstraktor der TU-Berlin.....	2
Abb. 2:	Struktur und Vorgehensweise der Arbeit.....	4
Abb. 3:	Einteilung aktuell gängiger Traktorfahrwerkstypen.....	5
Abb. 4:	Beispiel des Fahrwerks eines Standardtraktors mit einer über Querlenker angebundener vorderer Starrachse und einer festen Hinterachse in Blockbauweise der Fa. Claas [10].....	6
Abb. 5:	Beispiel einer, durch eine Längsschwinge angebundener Starrachse im außenstehenden Fahrwerkzylindern der Fa. Claas [12].....	6
Abb. 6:	Einzelansicht einer gefederten Achse mit hervorgehobenem, mittig angebrachtem Fahrwerkzylinder der Fa. Claas [10].....	6
Abb. 7:	Beispiel der Einzelradfederung eines Frontfahrwerks der Fa. Fend [13].....	7
Abb. 8:	Grundlegender Aufbau eines Systemtraktors hoher Technologiestufe der Fa. Claas [14].....	7
Abb. 9:	Rahmen, Federung und Gelenkanbindung der Achsen eines JCB Fastrac [15].....	8
Abb. 10:	Einschätzung der Erfüllung der Federungsaufgaben für Fahrzeuge nach [16].	8
Abb. 11:	Übersicht über hydraulische und elektrische Komponenten heutiger Krafthebersysteme [17].....	9
Abb. 12:	Hydraulisch-mechanischer Aufbau des Versuchsfelds	11
Abb. 13:	TUB-Trac auf dem Fahrbahnsimulator im Labor für Maschinensystem der Technischen Universität Berlin.....	13
Abb. 14:	Aufbau des Heckfahrwerks des TUB-Trac. Links: schematischer Aufbau, rechts: Umsetzung am Fahrzeug [6] (1: Starrachse, 2-3: Schräglenker, 4: Fahrwerkzylinder, 5: Wegsensor).....	13
Abb. 15:	Aufbau des Frontfahrwerks des TUB-Trac. Links: schematischer Aufbau, rechts: Umsetzung am Fahrzeug [6] (1: Starrachse, 2: Fahrwerkzylinder, 3: Querlenker, 4: Membranspeicher, 5: Wegsensor).....	14
Abb. 16:	Schematischer Aufbau des TUB-Trac, Einteilung der grundlegenden Bereiche und der prinzipiellen Anordnung der implementierten Sensoren.....	14
Abb. 17:	Front- (Abbildung, oben) und Heckansicht (Abbildung, unten) des TUB-Trac auf der Hydropulsanlage der Technischen Universität Berlin.....	15
Abb. 18:	Zustände des hydropneumatischen Federsystems. Links: schematische Befüllung der Fahrwerkhydraulik, rechts: p-V-Diagramm.....	16
Abb. 19:	Prinzipielle Anbindung der Hinterachse und vereinfachte Darstellung der wirksamen Kräfte und Wege am Rad bzw. an der Federanbindung.....	17
Abb. 20:	Einfluss des Hebelverhältnisses auf die effektive Federsteifigkeit am Rad (auch als Ersatzsteifigkeit zu betrachten).....	19
Abb. 21:	Grenzen der hydropneumatischen Federung des TUB-Trac. Darüber liegend ist das Kennfeld mit den Ruhelagensteifigkeiten in N/mm abgebildet.	21
Abb. 22:	Rückstellkräfte und Federsteifigkeiten des vorderen Fahrwerks des TUB-Trac, abhängig vom Federweg für verschiedene Vorspanndrücke, unter Beachtung der Grenzen des Fahrwerks	22
Abb. 23:	Federkennlinie (links) und Steifigkeitsverlauf (rechts) des hydropneumatischen Fahrwerks des TUB-Trac.....	23
Abb. 24:	Vergleich der ungedämpften Eigenfrequenz des Aufbaus bei einer hydropneumatischen und einer linearen Feder in Abhängigkeit der statischen Fahrwerkskraft. Hierbei wird nur die gefederte Aufbaumasse betrachtet	24
Abb. 25:	Heckkraftheber des TUB-Trac.....	25
Abb. 26:	Schaltplan der HKH-Hydraulik mit Wegeventilzelle (Bosch SRZ 60) [26].....	25
Abb. 27:	Schematischer Aufbau der aktuellen Heckkraftheberhydraulik des TUB-Trac.....	26
Abb. 28:	Heckkraftheber-Hydraulikmodul mit Load-Sensing-Ventil (HYDAC, LX-6).....	27

Abb. 29: Stationäre Volumenstrom- und Geschwindigkeitswerte, berechnet aus gemessener Kolbengeschwindigkeit bei einem Differenzdruck von 180 bar	27
Abb. 30: Korrekturkennlinie für einen Strombereich von 0-750mA. Sollwertanteil (-10000...10000 in 0.01%), Bestromungsanteil (-10000...10000 in 0.01%)	28
Abb. 31: Komponenten und Grundabmaße des Anbaugerätesimulators (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht).....	29
Abb. 32: Variationsbereiche der Anbaugerätegesamtmasse und der auf die Achszapfen bezogenen Rotationsträgheiten bei Verwendung von 1, 2 und 3 Massestücken.....	30
Abb. 33: Umgesetzter Anbaugerätesimulator mit der für die durchgeführten Versuche verwendeten Massenkonfiguration ($m = 1030,5 \text{ kg}$; $J = 667 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$).....	30
Abb. 34: Einspurmodell eines Traktors mit den Anbindungspunkten A, B, C für einen Heckkraftheber	31
Abb. 35: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks.....	34
Abb. 36: Aufbau des hydropneumatischen Federungssystems der Vorderachse des TUB-Trac.....	35
Abb. 37: Druckabfall am Drosselventil über dem Volumenstrom für den maximalen Öffnungsquerschnitt aus Datenblatt [27].....	36
Abb. 38: Theoretische Verläufe des Drosselquerschnitts abhängig von der Steuerspannung für eine lineare, quadratische und eine anhand der Kennlinie approximierte Ansatzfunktion.	37
Abb. 39: Volumenströme für unterschiedliche Druckdifferenzen über der Ventilbestromung. Gestrichelte Linien: nach Gleichung (41) berechnete Verläufe unter Verwendung der Eckwerte nach Tab. 5. Markierte, durchgezogene Linien: am Ventil gemessene Volumenströme (nur der obere Pfad der Hysterese ist markiert)	38
Abb. 40: Skizze des Ventilmodells als einfaches, gedämpftes Feder-Masse-System.....	39
Abb. 41: Zeitlicher Ventilöffnungsverlauf für den aperiodischen Grenzfall eines Schwingers mit einem Freiheitsgrad mit dem Parameter Δt_{PV} als Wert für die Ventilverzögerung.....	40
Abb. 42: Am Hydraulikzylinder wirksame Kräfte.....	42
Abb. 43: Anbindung der Hinter- und Vorderachse an den Rahmen des Versuchstraktors. Links: Achsanbindung der Hinterachse mit Längs- und Schräglenkern [7]; rechts: Anbindung der Vorderachse mit Panhardstab und Antriebswellengehäuse.....	43
Abb. 44: Effektive Dämpfungskräfte des TUB-Trac Modells zwischen Achsen und Aufbau der Vorder- und Hinterräder, aufgeteilt nach Komponenten. Die Dämpfungskraft des Drosselventils ist für die Ventilstellungen 3-9 dargestellt. Zahlenwerte der Modellparameter nach Tab. 5 und Tab. 15.....	43
Abb. 45: Linearisierte Kennlinie des ursprünglich im MB-Trac verbauten Dämpfers auf Grundlage der bereitgestellten Kennwerte des Herstellers des Dämpfers.....	44
Abb. 46: Ebenes Modell des Heckkrafthebers mit Pflug im lokalen Koordinatensystem	45
Abb. 47: Geometrie des hier betrachteten HKH mit angebautem Gerät in oberer (rot), unterer (blau) und Arbeitsstellung (schwarz). Die Bewegungsbahnen der Gelenkpunkte sind durch die grau-gestrichelten Kurven dargestellt.....	46
Abb. 48: Verlauf des Anbaugeräteschwerpunkts und die Längenänderung über den Drehwinkel des Oberlenkers, ausgehend von der Horizontalstellung des Pfluges.....	46
Abb. 49: Übertragungsfaktoren zur Berechnung des Schnittmoments M_A für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über dem Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte.....	48
Abb. 50: Übertragungsfaktoren zur Berechnung der Zylinderkraft des HKH für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über dem Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte.....	48
Abb. 51: Übertragungsfaktoren zur Berechnung der Kraft am Kraftmessbolzen für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über den Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte.....	49
Abb. 52: Geometrischer Zusammenhang zwischen der Auslenkung des Traktors und dem Heckkraftheber. Links: Auslenkung des Traktors mit Übertragung auf den Anbaugeräteschwerpunkt, rechts: Überlagerung der Auslenkungen des Anbaugeräteschwerpunkts.....	52
Abb. 53: Richtung der wirksamen Bodenkräfte	55

Abb. 54: Nach den Modellen von [30] berechnete Pflugkräfte, bezogen auf die Arbeitsbreite	56
Abb. 55: Vergleich der Kräfte am Pflug, abhängig von der Tiefe und der Arbeitsbreite für sandigen Lehm, bei einer Arbeitstiefe von 28 cm und einer Arbeitsbreite von 42 cm aufgetragen (aus [33])	56
Abb. 56: Mehrfachmessung der Beschleunigung am Vorderrad und am vorderen Aufbau des TUB-Trac. Darstellung von 5 Folgemessungen bei geschlossenem (links) und voll geöffnetem Dämpfungsventil (rechts) und synchroner, sprunghafter Anregung durch den Hydropulser von 40 mm	57
Abb. 57: Gemessene Einfederung der Vorderachse aus 4 Folgemessungen bei geschlossenen (links) und voll geöffneten Dämpfungsventilen (rechts) bei synchroner, sprunghafter Anregung durch den Hydropulser von 40 mm	58
Abb. 58: Vergleich der gemessenen und berechneten Beschleunigungen des vorderen Aufbaus und der Vorderachsen bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9.....	59
Abb. 59: Vergleich der gemessenen und berechneten Beschleunigungen des hinteren Aufbaus und der Hinterachsen bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9.....	60
Abb. 60: Vergleich von gemessenen und berechneten Federwegen der Vorderachse bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9.....	62
Abb. 61: Vergleich von gemessenen und berechneten Federwegen der Hinterachse bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9.....	63
Abb. 62: Beispielhafter Verlauf der Gleichung (55) mit Markierung der letzten und vorletzten Nullstelle	64
Abb. 63: Amplitudengänge der gemessenen Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9.....	65
Abb. 64: Amplitudengänge der simulierten Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9.....	65
Abb. 65: Amplitudengänge der gemessenen Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9 am TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator	66
Abb. 66: Amplitudengänge der berechneten Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9 am TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator	66
Abb. 67: Konflikt diagramm: MB-Trac mit und ohne Anbaugerätesimulator, ISO smooth-track, 10km/h, sync. Gegenüberstellung der Simulationen mit gemessener Hydropulsbewegung und mit der Sollvorgabe der Hydropulsbewegung für die Vorder- und Hinterachse.....	68
Abb. 68: Relative Abweichung der, mit den gemessenen Hydropulswegen simulierten, Effektivwerte von denen mit den Sollwerten der Hydropulsbewegungen simulierten Effektivwerten für verschiedene PV-Werte der Fahrwerksdämpfung.....	69
Abb. 69: Gemessene und berechnete Rad- und Aufbaubeschleunigung des Vorderteils des TUB-Trac, smooth-track, 10km/h, synchrone Radanregung.....	70
Abb. 70: Gemessene und berechnete Rad- und Aufbaubeschleunigung des Vorderteils des TUB-Trac, smooth-track, 10km/h, synchrone Radanregung.....	71
Abb. 71: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie des Radlastvariationskoeffizient des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10km/h) bei synchroner Anregung der Räder	72
Abb. 72: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h).....	73
Abb. 73: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h) bei synchroner Anregung der Räder	73
Abb. 74: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h).....	74
Abb. 75: Vergleich der aus Messungen bestimmten Heckkraftheber-Zylinderkraft beim Heben des Anbaugerätesimulators bei einer Hubgeschwindigkeit von ca. 6 mm/s.....	75

Abb. 76: Vergleich der aus Messungen bestimmten, gemittelten Kraft der Kraftmessbolzen beim Heben des Anbaugerätesimulator bei einer Hubgeschwindigkeit von ca. 6 mm/s mit den in der Simulation bestimmten Werten.	76
Abb. 77: MATLAB GUI zur Steuerung des Simulationsprogramms.....	77
Abb. 78: Fiktiver Bewertungspunkt (F) für den Fahrkomfort des Fahrersitzes.....	84
Abb. 79: Erste vier Eigenmoden des Fahrzeugmodells, ohne Dämpfungswirkung	86
Abb. 80: Auslenkungsspektrum von Achsen und Aufbau für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude	87
Abb. 81: Einfederungsspektrum von Reifen und Fahrwerk für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude	88
Abb. 82: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsauslenkungen des Fahrzeugs ohne Anbaugerät (weiße, dicke Linien: Eigenfrequenzen des Fahrzeugs; weiße, dünne Linien: synchrone Anregung; weiße, gestrichelte Linien: gegenläufige Anregung).....	88
Abb. 83: Erste fünf Eigenmoden des Fahrzeugmodells mit Anbaugerätesimulator, ohne Dämpfung.....	89
Abb. 84: Auslenkungsspektrum der Achsen und des Aufbaus des TUB-Trac mit Heckanbaumasse für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude	90
Abb. 85: Auslenkungsspektrum von Achsen und Aufbau für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude bei starrer Anbindung des ABG an den Fahrzeugaufbau	91
Abb. 86: Auslenkungsspektrum des vorderen (links) und hinteren (rechts) Aufbaus für synchrone (oben) und gegenläufige Anregung (unten) der Vorder- und Hinterräder, in Abhängigkeit von der Anbindungssteifigkeit des Heckanbaus.....	92
Abb. 87: Beschleunigungsamplituden des vorderen (links) und hinteren (rechts) Aufbaus für synchrone (oben) und gegenläufige Anregung (unten) der Vorder- und Hinterräder, in Abhängigkeit von der Anbindungssteifigkeit des Heckanbaus.....	93
Abb. 88: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsauslenkungen des TUB-Trac mit Anbaugerät über der Fahrbahnwellenlänge und der Fahrgeschwindigkeit	94
Abb. 89: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsbeschleunigungen des TUB-Trac mit Anbaugerät über der Fahrbahnwellenlänge und der Fahrgeschwindigkeit.....	95
Abb. 90: Radlastvariationskoeffizienten und Beschleunigungseffektivwerte bei verschiedenen Dämpfungsstufen, ISO smooth-track, $v = 10 \text{ km/h}$	96
Abb. 91: Konfliktdiagramm des TUB-Trac und des ursprünglichen MB-Trac ohne Anbaumassen, ISO smooth-track, $v = 10 \text{ km/h}$	97
Abb. 92: Konfliktdiagramm des TUB-Trac für verschiedene Dämpfungsstufen bei minimal und maximal zulässigem Vorspanndruck (50 - 210 bar); ISO smooth-track, $v = 10 \text{ km/h}$	98
Abb. 93: Anhand eines Viertelfahrzeugmodells berechnetes Konfliktdiagramm des TUB-Trac für den ISO smooth-track bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten nach [6]. Die zugrundeliegenden Beschleunigungen entsprechen denen des Fahrersitzes.....	99
Abb. 94: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Track mit Grundsetup und des MB-Trac bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten.....	99
Abb. 95: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Track mit Grundsetup für die Dämpfungsstufen 5, 7 und 9 bei verschiedenen Geschwindigkeiten von 5 bis 40 km/h bei einer Stufung von 5 km/h.....	100
Abb. 96: Konfliktdiagramm, Vergleich: TUB-Trac und MB-Trac mit und ohne ABG-Simulator für verschiedene passive Dämpfungen, ISO smooth-track, 10 km/h.....	101
Abb. 97: Konfliktdiagramme des TUB-Trac und des MB-Trac mit Grundsetup und verschiedenen Anbaumassen	102
Abb. 98: Konfliktdiagramme des TUB-Trac und des MB-Trac mit Grundsetup und verschiedene Anbaumassen und -steifigkeiten	103
Abb. 99: Leistungsspektrum des ISO rough- und smooth-track, abgeschätzt durch Periodogramme sowie deren Approximation durch Geraden	105

Abb. 100: Übersicht der durch Geraden im doppeltlogarithmischen Maßstab approximierten Leistungsdichte verschiedener Fahrbahnen nach [34].....	106
Abb. 101: Konfliktpunkte des passiven TUB-Trac mit mittlerer Dämpfung für verschiedene Fahrbahnen und verschiedene Geschwindigkeiten.....	107
Abb. 102: Berechnete Konfliktpunkte des TUB- und MB-Trac für verschiedene Geschwindigkeiten auf einer Bundesstraße (5 bis 65 km/h bei einer Schrittweite von 5 km/h).....	107
Abb. 103: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Trac und des MB-Trac mit und ohne ABG für verschiedene Geschwindigkeiten auf einer Bundesstraße (Geschwindigkeiten 5 bis 65 km/h bei einer Schrittweite von 5 km/h).....	108
Abb. 104: grobes CAD-Modell eines vierscharigen Anbaupfluges als Basis für die Parametrierung des ebenen Pflugmodells (nach Anhang 0).....	110
Abb. 105: CAD-Modell des in der Simulation abgebildeten 4-scharigen Anbaupfluges und dessen Anbindung an den Heckkraftheber des TUB-Trac.....	111
Abb. 106: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 1.....	112
Abb. 107: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 2.....	112
Abb. 108: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 3.....	113
Abb. 109: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 4.....	113
Abb. 110: Bewegung der Pflugkörper bei quasistatischem Einzug des Pfluges in den Boden reaktiv zur Bodenoberfläche.....	113
Abb. 111: Zylinderposition und Zylindergeschwindigkeit beim Einzug.....	114
Abb. 112: Wirksame Bodenkräfte an den Pflugscharen beim langsamen Einzug des Anbaupfluges in lehmigen Sand.....	115
Abb. 113: Auslenkung des Fahrzeugs durch den Einzug des Pfluges in lehmiger Sand.....	115
Abb. 114: Radaufstandskräfte (pro Rad) der Vorder- und Hinterräder beim Einzug des Pfluges.....	116
Abb. 115: Vergleich der Verläufe der Pflugschartiefen beim Einzug des TUB-Trac mit denen des ursprünglichen MB-Trac 1600 turbo bei gleichen HKH-Zylinderwegen.....	117
Abb. 116: Vergleich der Verschiebung des vorderen und hinteren Aufbaus von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm.....	118
Abb. 117: Vergleich der Fahrwerkeinfederung des vorderen und hinteren Teils von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm.....	119
Abb. 118: Vergleich der Einfederung des vorderen und hinteren Fahrwerks von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in sandigen Lehmboden mit einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm.....	119
Abb. 119: Radaufstandskräfte beim Einzug eines Pfluges bei vorgegebenem Zylinderweg.....	120
Abb. 120: Gewichtsfunktion einer impulsartigen, horizontal auf die Flugkörper wirkenden Kraft zur Abbildung einer abrupten Bodenkraftschwankung, wie sie durch ein Einzelhindernis im Boden hervorgerufen werden könnte.....	121
Abb. 121: Tiefen- und zeitabhängiger, horizontaler Bodenkraftverlauf eines Pflugschares zur Modellierung eines Einzelhindernisses in Form einer impulsartigen Bodenkraftanregung.....	122
Abb. 122: Vergleich der Verschiebung des vorderen und hinteren Aufbaus von TUB- und MB-Trac bei einer sprunghaften Kraftanregung des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 255 mm.....	122
Abb. 123: Vergleich der berechneten Arbeitstiefe der Pflugschare bei impulsartiger Steigerung der horizontalen Bodenkraft für den TUB- und den MB-Trac.....	123
Abb. 124: Vergleich der berechneten, resultierende, horizontalen Kräfte am Anbaupflug bei einer impulsartigen Bodenkraftanregung des Pfluges in Zugrichtung für den TUB- und den MB-Trac.....	123
Abb. 125: Berechnete Radlasten der Vorder- (links) und Hinterräder (rechts) über der Zeit bei einer impulsartigen Bodenkraftanregung des Pfluges in Zugrichtung für den TUB- und den MB-Trac.....	124
Abb. 126: Stochastische Formfunktion zur Modellierung einer stochastischen horizontalen Bodenkraftschwankung.....	125
Abb. 127: Berechnete Radaufstandskräfte und Radlastvariationskoeffizienten des TUB- und MB-Trac bei einer stochastischen Bodenkraftanregung des Pfluges in horizontaler Richtung in lehmigem Sand ..	125

Abb. 128: Berechnete Konfliktpunkte des TUB- und MB-Trac, ermittelt für die Aufbaubeschleunigungen der Front und des Hecks sowie die Radlasten der Vorder- und Hinterräder bei einer stochastischen Bodenkraftanregung des Pfluges	126
Abb. 129: Berechnete, resultierende, horizontale Kräfte am Anbaupflug des TUB- und MB-Trac bei einer stochastischen Bodenkraftanregung des Pfluges in Zugrichtung	126
Abb. 130: Gleichgewichtslage des TUB-Trac mit Niveauausgleich und ohne Niveauausgleich. Oben: ohne heckseitige Beladung	129
Abb. 131: Einfederung des TUB-Trac bei Beladung mit dem Anbaugerätesimulator ohne Niveauregulierung (ABG, links).....	129
Abb. 132: schematische Darstellung des Zusammenhangs zwischen vollaktiven/teilaktiven/semiaktiven Eingriffen und der benötigten Energie nach [39]	131
Abb. 133: Links: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks mit den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften. Rechts: theoretischer Aufbau eines Federungssystems mit Skyhook-Dämpfung des Aufbaus und den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften	132
Abb. 134: Geschwindigkeitsbereiche der semi-aktiven Skyhook-Regelung eines vorgespannten, hydropneumatischen Federungssystems.....	133
Abb. 135: Flussdiagramm zur Regelung der Ventilquerschnitte bei der Skyhook-Regelung von hydropneumatischen, vorgespannten Fahrwerken	135
Abb. 136: Links: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks mit den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften. Rechts: theoretischer Aufbau eines Federungssystems mit Nick-Skyhook-Dämpfung des Aufbaus und den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften	136
Abb. 137: Fiktiver Bewertungspunkt (F) für den Fahrkomfort im Bereich des Fahrersitzes.....	139
Abb. 138: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsventilträgheit.....	139
Abb. 139: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsventilträgheit.....	141
Abb. 140: Minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsventilträgheit	141
Abb. 141: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache (blau) und gekoppelte Skyhook-Regelung (rot) des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h für verschiedene Dämpfungsventil-Verzögerungszeiten	142
Abb. 142: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.	143
Abb. 143: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache (blau) und gekoppelte Skyhook-Regelung (rot) des TUB-Trac mit Heckanbaumasse (Anbaugerätesimulator). Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h für verschiedene Dämpfungsventil-Verzögerungszeiten	145
Abb. 144: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac mit Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.	146

Abb. 145: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimalen, erreichbaren, effektiven Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac, mit und ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.....	147
Abb. 146: Aus Messungen am unbeladenen TUB-Trac ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P), der einfachen Skyhook-Regelung (S) und der gekoppelten Skyhook-Regelung (N)	149
Abb. 147: Aus Simulationen des unbeladenen TUB-Trac ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P) und der einfachen Skyhook-Regelung (S).....	151
Abb. 148: Aus Messungen am TUB-Trac mit Heckanbau ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P), der einfachen Skyhook-Regelung (S) und der gekoppelten Skyhook-Regelung (N)	152
Abb. 149: Gegenüberstellung der aus Messungen und Simulationen ermittelten, effektiven Aufbaubeschleunigung des TUB-Trac mit Heckanbau in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P) und der einfachen Skyhook-Regelung (S), bei Berücksichtigung einer nachgiebigen Anbindung des Heckanbaus	154
Abb. 150: Vergleich von gemessenen und berechneten Beschleunigungen der Fahrzeugachsen und des Aufbaus vor (links) und nach Anpassung der Reifensteifigkeit und –dämpfung, sowie der Rotationsträgheit des Fahrzeugaufbaus (rechts)	166
Abb. 151: Geometrieparameter des Dreipunktgestänges des Heckkrafthebers	169

Tabellen

Tab. 1: Umgesetzte Funktionen der elektronischen Hubwerks-Regelung (EHR).....	10
Tab. 2: Kennwerte des Hydropneumatischen Fahrwerks des TUB-Trac.....	20
Tab. 3: Massenwerte des Anbaugerätesimulators	29
Tab. 4: Zuordnung der Bewegungsgrößen im Gleichungssystem.....	32
Tab. 5: Eckwerte für die Interpolation des Drosselquerschnittes.....	38
Tab. 6: Funktionalitäten des erstellten MATLAB-Simulationsprogramms, nach übergeordneten Kategorien.....	78
Tab. 7: Bewertungskriterien einer Traktor-Geräte-Kombination, die im direkten oder indirekten Zusammenhang mit dem Traktorfahrwerk stehen können	80
Tab. 8: Parameter für den Fahrerplatz-Bewertungspunkt	85
Tab. 9: Übersicht über mittlere Parameter der Leistungsspektren verschiedener Fahrbahnen nach [34].....	106
Tab. 10: Modellparameter des verwendeten vierscharigen Anbaupfluges in der Simulation	111
Tab. 11: Grundlegende Einteilung von Federungssystemen [6].....	130
Tab. 12: Variationsparameter der durchgeführten Simulationen für den TUB-Trac mit und ohne Heckanbau, für das passive Fahrwerk sowie der einfachen und gekoppelten Skyhook-Regelung für den ISO smooth-track.	138
Tab. 13: Übersicht der, für den Vergleich herangezogenen Versuchsreihen und deren Parametervariationen für den TUB-Trac ohne und mit Anbaugerätesimulator.....	148
Tab. 14: Parameter des TUB-Trac Simulationsmodells (vgl. Abb. 34).....	167
Tab. 15: Parameter der Hydropneumatischen Federung	168
Tab. 16: Parameter des Heckkrafthebers.....	169
Tab. 17: Parameter des Anbaupflug-Modells	170
Tab. 18: Koeffizienten der Regressionsgleichungen (111) und (112) für lehmigen Sand und sandigen Lehm (aus [30]).....	170

Abkürzungen, Formelzeichen, Indizes

Abkürzung	Bedeutung
ABG	Anbaugerät
AGS	Anbaugerätesimulator
DGL	Differentialgleichung
EHR	elektronische Hubwerksregelung
HKH	Heckkraftheber
TUB	Technische Universität Berlin

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
a	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
a	Beschleunigung	m/s ²
a_{34}	Längenverhältnis 3-4	1
a_{35}	Längenverhältnis 3-5	1
a_{36}	Längenverhältnis 3-6	1
a_{56}	Längenverhältnis 5-6	1
a_{57}	Längenverhältnis 5-7	1
a_{Bx}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte x-Richtung	N/m
a_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte z-Richtung	N
A_d	Drossel- / Blendenquerschnitt des Dämpfungsventils	m ²
A_K	Kolbenfläche des Fahrwerkzylinders, Kolbenseite	m ²
A_R	Kolbenfläche des Fahrwerkzylinders, Ringseite	m ²
A_{RL}	Innere Querschnittsfläche der Rohrleitung	m ²
a_{RMS}	Effektivwert der Beschleunigung	m/s ²
$a_{RMS,F,x}$	Effektivwert der Beschleunigung am Punkt F in x-Richtung	m/s ²
$a_{RMS,F,z}$	Effektivwert der Beschleunigung am Punkt F in z-Richtung	m/s ²
$a_{RMS,F}$	Effektivwert der Beschleunigung am Punkt F	m/s ²
a_T	Beschleunigungssignal mit der Signallänge T	m/s
a_{wv}	Schwingungsgesamtwert	m/s ²
a_{wx}	Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen in x-Richtung	m/s ²
a_{wy}	Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen in y-Richtung	m/s ²
a_{wz}	Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen in z-Richtung	m/s ²
b	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
B	Arbeitsbreite des Pfluges	m
b_0	Änderung der Heckanbauschwerpunktlage in horizontaler Richtung nach der in vertikaler Richtung	1
b_{0zS}	Änderung der Heckanbauschwerpunktlage in vertikaler Richtung nach der Längenänderung des Heckkraftheberhydraulikzylinders	1
b_{34}	Winkel-Längen-Verhältnis 3/4	1/m
b_{56}	Winkel-Längen-Verhältnis 5/6	1/m
b_{Bx}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in x-Richtung	N/m ²
b_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m
c	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
c_{Bx}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in x-Richtung	N/m ³
c_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m ²
d	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
d_1	Dämpfungskonstante am Punkt 1	N·s/m
d_2	Dämpfungskonstante am Punkt 2	N·s/m
d_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m ³
d_d	Durchmesser des Drossel- / Blendenquerschnitts	m
d_K	Kolbendurchmesser	m
$d_{MB-Trac}$	Dämpfungskonstante der MB-Trac Dämpfer	N·s/m
d_{PV}	Dämpfungskonstante des Proportionalventils	N·s/m
d_R	Dämpfungskonstante der Reifen	N·s/m
d_{RL}	Rohrleitungsinwenddurchmesser	m
d_S	Stangendurchmesser des Hydraulikzylinders	m

d_{sh}	Dämpfungskonstante für die Skyhook-Regelung	N·s/m
D_T	Dämpfungsmatrix des Traktors	N·s/m; N·s/rad
$D_{T,HP}$	Dämpfungsmatrix des Traktors mit hydropneumatischem Fahrwerk	N·s/m; N·s/rad
D_Z	Dämpfungskraftmatrix der Radanregung	N·s/m
e	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
e_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m ²
f	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
F	Einzelkraft	N
f	Frequenz	Hz
$F_{1\eta}$	Kraft auf Messbolzen in lokaler Koordinatenrichtung	N
$f_{1\eta-B\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\eta-B\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\eta-S\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\eta-S\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$F_{1\xi}$	Kraft auf Messbolzen in lokaler Koordinatenrichtung	N
$f_{1\xi-B\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\xi-B\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\xi-S\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
$f_{1\xi-S\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Messbolzen des Heckkrafthebers	1
f_A	Aufbaueigenfrequenz	Hz
F_A	Kraftvektor am Punkt A	N
$F_{A\eta}$	Am Fahrzeugpunkt A angreifende Kraft in lokaler Koordinatenrichtung	N
$F_{A\xi}$	Am Fahrzeugpunkt A angreifende Kraft in lokaler Koordinatenrichtung	N
$f_{A-B\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Fahrzeugpunkt A	m
$f_{A-B\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Fahrzeugpunkt A	m
$f_{A-S\eta}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Fahrzeugpunkt A	m
$f_{A-S\xi}$	Übertragungsfunktion der Anbaupfluglasten auf den Fahrzeugpunkt A	m
F_{Az}	Kraft am Punkt A in z-Richtung	N
F_B	Kraftvektor der am Fahrzeug wirksamen Bodenkräfte	N
$F_{B\eta}$	An Pflug wirksame Bodenkraft in lokaler Koordinatenrichtung	N
$F_{B\xi}$	An Pflug wirksame Bodenkraft in lokaler Koordinatenrichtung	N
f_{BDx}	Gewichtsfunktion der dynamischen Bodenkraft in horizontaler Richtung	1
F_{BT}	tiefenabhängige Bodenkraft am Pflugschar	N
F_{BTx}	tiefenabhängige Bodenkraft am Pflugschar in x-Richtung	N
F_{BTz}	tiefenabhängige Bodenkraft am Pflugschar in z-Richtung	N
f_{Bx}	Formfunktion der stochastischen Bodenkraftanregung in x-Richtung	1
F_{Bx}	Bodenkraft in x-Richtung	N
f_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m ³
F_e	effektiv nutzbare Kraft	N
F_F	Fahrwerkskraft	N
$F_{F,d}$	Fahrwerk-Dämpfungskraft	N
$F_{F,f}$	Fahrwerk-Federkraft	N
f_{nebel}	Hebelverhältnis der Achsanbindung	1
F_{HKH}	äußere Kraft des Heckkraftheberhydraulikzylinders	N
f_{HP}	Frequenz des Hydropulser-Hydraulikzylinders	Hz
F_{HP}	Kraftvektor des hydropneumatischen Fahrwerks	N
F_{HP}	Kraft der hydropneumatischen Federung	N
$F_{HP_{1,3}}$	Kraftkomponente des hydropneumatischen Fahrwerks zwischen den Punkten 1 und 3	N
$F_{HP_{2,4}}$	Kraftkomponente des hydropneumatischen Fahrwerks zwischen den Punkten 2 und 4	N
F_i	innere Kraft	N
$f_{K-B\eta i}$	Übertragungsfunktion der Pfluglasten auf den Heckkraftheber-Hydraulikzylinder	1
$f_{K-B\xi i}$	Übertragungsfunktion der Pfluglasten auf den Heckkraftheber-Hydraulikzylinder	1
F_{KMB}	wirksame Kraft auf den Kraftmessbolzen des Heckkrafthebers	N
$f_{K-S\eta}$	Übertragungsfunktion der Pfluglasten auf den Heckkraftheber-Hydraulikzylinder	1
$f_{K-S\xi}$	Übertragungsfunktion der Pfluglasten auf den Heckkraftheber-Hydraulikzylinder	1
f_{LA}	Skalierungsfaktor der Abmaße des Heckanbaus	1
f_{mA}	Skalierungsfaktor der Masse des Heckanbaus	1
F_{PV}	Kraft auf Schieber des Proportionalventils	N
F_q	Kraftvektor der am Fahrzeug wirkenden Kräfte durch die wirksame Heckkraftheberhydraulik	N
F_R	Reibungskraft	N

F_R	am Rad wirksame Federkraft	N
F_{RA}	Aufstandskraft des Rades	N
F_{RL}	Zylinderkraft aufgrund von Rohrleitungswiderständen	N
\mathbf{F}_Z	Kraftvektor der Radanregung	N
G	Leistungsspektrum des Fahrbahnprofils	m^3
g	Länge eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	m
g_{Bz}	Regressionskoeffizient zur Beschreibung der Bodenkräfte in z-Richtung	N/m^4
h	Länge eines Teils der Anbaupflugeometrie	m
h_F	vertikaler Abstand des Kabinenpunktes F vom Traktoraufbauschwerpunkt	m
h_{FL}	vertikaler Abstand des Frontlastschwerpunktes vom Traktoraufbauschwerpunkt	m
I	elektrischer Strom	A
$I_{PV,1}$	minimaler Strom für die Öffnung des Proportionalventils	A
$I_{PV,2}$	maximaler Strom für die Öffnung des Proportionalventils	A
$I_{PV,max}$	maximaler Strom des Proportionalventils	A
J_A	Rotationsträgheit des Anbaugeräts/ der Anbaumasse	$km \cdot m^2$
$J_{AGS,0}$	Rotationsträgheit des Anbaugerätesimulators ohne Massen zum Bezugspunkt 0	$km \cdot m^2$
J_K	Rotationsträgheit der Traktorkabine	$kg \cdot m^2$
J_T	Rotationsträgheit des Traktoraufbaus (ohne Kabine)	$kg \cdot m^2$
k	Federsteifigkeit	N/m
k	Länge eines Teils der Anbaupflugeometrie	m
k_0	Ruhlagensteifigkeit	N/m
$k_{0.lin}$	Ruhlagensteifigkeit der linearisierten Kennlinie	N/m
k_A	Steifigkeit der Aufbaumassenanbindung	N/m
k_F	Federsteifigkeit der Fahrwerkfeder	N/m
$k_{F.lin}$	linearisierte Federsteifigkeit der Fahrwerkfeder	N/m
k_{HP}	Frequenzverhältnis der Hydropulser-Hydraulikzylinder	$1/s^2$
k_{PV}	Federsteifigkeit des Proportionalventils	N/m
k_R	Federsteifigkeit der Reifen	N/m
$k_{R.ers.lin}$	An der Achse wirksame, linearisierte Ersatzfedersteifigkeit	N/mm
\mathbf{K}_T	Steifigkeitsmatrix des Traktors	N/m; N/rad
k_x	Korrekturfaktor der Beschleunigung in x-Richtung	1
k_y	Korrekturfaktor der Beschleunigung in y-Richtung	1
k_z	Korrekturfaktor der Beschleunigung in z-Richtung	1
\mathbf{K}_Z	Steifigkeitsmatrix der Radanregung	N/m
L	Länge des Heckkraftheberhydraulikzylinders	m
L	Wellenlänge der Fahrbahnunebenheit	m
L_0	Bezugslänge des Heckkraftheberhydraulikzylinders	m
L_3	Länge 3	m
L_{35}	Länge 3-5	m
L_4	Länge 4	m
L_{4A}	Länge 4-A	m
L_5	Länge 5	m
L_{57}	Länge 5-7	m
L_6	Länge 6	m
L_F	Hebellänge der Federanbindung	m
L_{F1}	Hebellänge der Vorderachsen zum Punkt F	m
L_{F2}	Hebellänge der Hinterachsen zum Punkt F	m
L_K	Körperabstand der Pflugkörper	m
L_R	Hebellänge der Radanbindung	m
L_{RL}	Länge der Rohrleitung	m
m	Länge eines Teils der Anbaupflugeometrie	m
\mathbf{M}_A	Massenmatrix des Heckanbaugeräts	$kg; kg \cdot m^2$
m_A	Masse des Anbaugeräts	kg
$M_{A\psi}$	Drehmoment um den Punkt A, in lokaler Koordinatenrichtung	Nm
$m_{AGS,M}$	Masse der Anbaugerätesimulator-Ballastmasse	kg
$m_{AGS,Rahmen}$	Masse des Anbaugerätesimulator-Rahmens	kg
M_{Ay}	Drehmoment um den Punkt A in globaler Koordinatenrichtung	Nm
m_N	ganzzahliger Faktor	1
m_{PV}	Masse des Ventilsteuerkolbens	kg
m_{R1}	Masse der Vorderräder/ -achsen	kg
m_{R2}	Masse der Hinterräder/ -achsen	kg
\mathbf{M}_T	Massenmatrix des Traktors	$kg; kg \cdot m^2$

n	Länge eines Teils der Anbaupflugeometrie	m
n	Polytrophenexponent	1
n_N	n-te Nullstelle	1
n_{RLS}	Radlastvariationskoeffizient	1
p	Druck	N/m ²
p_K	Druck, kolbenseitig	N/m ²
p_{K0}	Fülldruck des Blasenspeichers, kolbenseitig	N/m ²
$p_{K0,T}$	Zylinderdruck bei der Temperatur T, kolbenseitig	N/m ²
p_{Kd}	Zylinderdruck bei Radanregung, kolbenseitig	N/m ²
p_{Ks}	Kolbenseitiger Druck nach Niveauregulierung, des nicht vorgespannten Fahrwerks	N/m ²
p_{Ksv}	Kolbenseitiger Druck nach Niveauregulierung	N/m ²
p_R	Druck, ringseitig	N/m ²
p_{R0}	Fülldruck des Blasenspeichers, ringseitig	N/m ²
$p_{R0,T}$	Zylinderdruck bei Temperatur T, ringseitig	N/m ²
p_{Rd}	Zylinderdruck bei Radanregung, ringseitig	N/m ²
p_v	Vorspanndruck	N/m ²
PV	Einstellwert des Dämpfungsventils	1
Q	Volumenstrom	m ³ /s
Q_A	Volumenstrom, Seite A	m ³ /s
Q_B	Volumenstrom, Seite B	m ³ /s
Q_d	Volumenstrom durch Drossel / Blende	m ³ /s
$Q_{d,K}$	Volumenstrom durch Drossel/ Blende, kolbenseitig	m ³ /s
$Q_{d,R}$	Volumenstrom durch Drossel/ Blende, ringseitig	m ³ /s
Q_K	Volumenstrom, kolbenseitig	m ³ /s
Q_R	Volumenstrom, ringseitig	m ³ /s
Re	Reynolds-Zahl	1
s	Weg	m
s	Länge eines Teils der Anbaupflugeometrie	m
s_F	Federweg	m
s_R	Einfederung des Rades	m
T	Signallänge	s
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
T_0	Referenztemperatur	K
T_B	Arbeitstiefe der Pflugkörper	m
t_{HP}	Zeitspanne des Anregungsspektrums des Hydropulsers	s
T_N	Nennarbeitstiefe des Pfluges	m
u	Auslenkung	m
\mathbf{u}	Verschiebungsvektor	m
$u_{B\eta}$	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in lokale Koordinatenrichtung	m
$u_{B\xi}$	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in lokale Koordinatenrichtung	m
u_{Bx}	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in globale Koordinatenrichtung	m
u_{Bx0}	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts aufgrund der Verschiebung des Fahrzeugs in globale Koordinatenrichtung	m
u_{Bz}	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in globale Koordinatenrichtung	m
u_{Bz}	Verschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts aufgrund der Verschiebung des Fahrzeugs in globale Koordinatenrichtung	m
u_A	Verschiebung des Aufbaus	m
u_F	Verschiebung des Kabinenpunktes F	m
u_{Fx}	Verschiebung des Kabinenpunktes F in x-Richtung	m
u_{Fz}	Verschiebung des Kabinenpunktes F in z-Richtung	m
u_{K7}	Verschiebung des Aufbaus am Punkt 7	m
U_{PV}	Spannung des Proportionalventils	V
u_{PV}	Verschiebung des Ventilsteuerkolbens des Proportionalventils	m
U_R	Amplitudenspektrum der Radauslenkung	m
u_R	Verschiebung der Räder/ Achsen	m
u_{5T}	Verschiebung des Traktorschwerpunkts	m
u_{T5}	Verschiebung des Traktors am Punkt 5	m
u_{T6}	Verschiebung des Traktors am Punkt 6	m
v	Geschwindigkeit	m/s
v_{HF}	Durchflussgeschwindigkeit der Hydraulikflüssigkeit	m/s
$v_{HF.K}$	Durchflussgeschwindigkeit der Hydraulikflüssigkeit, kolbenseitig	m/s

$v_{HF,R}$	Durchflussgeschwindigkeit der Hydraulikflüssigkeit, ringseitig	m/s
v_K	Kolbengeschwindigkeit	m/s
V_{K0}	Grundvolumen des Blasenspeichers, kolbenseitig	m ³
V_{Kd}	Blasenspeichervolumen im Fahrbetrieb bei Radanregung, kolbenseitig	m ³
V_{Ks}	Blasenspeichervolumen nach Niveaueinstellung, kolbenseitig	m ³
V_{Ksv}	Blasenspeichervolumen nach Niveau- und Vorspanndruckeinstellung, kolbenseitig	m ³
V_R	Volumen des ringseitigen Speichers	m ³
V_{R0}	Grundvolumen des Blasenspeichers, ringseitig	m ³
V_{Rd}	Blasenspeichervolumen im Fahrbetrieb bei Radanregung, ringseitig	m ³
v_{RL}	mittlere Rohrströmungsgeschwindigkeit	m ³
V_T	Fahrgeschwindigkeit des Traktors	m ³
V_v	Blasenspeichervolumen nach Niveau- und Vorspanndruckeinstellung, ringseitig	m ³
w	Welligkeit des stochastischen Fahrbahnunebenheitsprofils	1
x	Koordinate des globalen Koordinatensystems	m
x_K	Kolbenposition des Heckkraftheberzylinders	m
x_{PV}	Steuerkolbenweg des Dämpfungsventils	m
Z	Amplitudenspektrum der Fahrbahnunebenheit	m
z	Fahrbahnunebenheit	m
z	Koordinate des globalen Koordinatensystems	m
z_1	Fahrbahnunebenheit am Punkt 1	m
z_2	Fahrbahnunebenheit am Punkt 2	m
Z_{HKKH}	Ausfahrweg des Heckkraftheberhydraulikzylinders	m
Z_{HP}	Verfahrweg der Hydropulser-Hydraulikzylinder	m
\hat{z}_{HP}	Amplitude des Verfahrwegs der Hydropulser-Hydraulikzylinder	m
Z_K	Verfahrweg des Heckkraftheber-Hydraulikzylinder	m
α	allgemeiner Phasenwinkel	rad
α_{SH}	Nick-Dämpfungskonstante der gekoppelten Skyhook-Regelung	N·s/rad
α_d	Durchflusszahl des Dämpfungsventils	1
ΔL	Relativverschiebung des Heckkraftheberhydraulikzylinders	m
Δp_d	Druckdifferenz der Drossel /Blende	N/m ²
Δp_{RL}	Druckdifferenz der Rohrleitung	N/ m ²
Δr	Einfederung/ Stauchung der Reifen	m
ΔR	Spektrum der Einfederung/ Stauchung der Reifen	m
Δu_{Bx}	Relativverschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts durch die Heckkraftheberzylinderbewegung in lokale Koordinatenrichtung	m
Δu_{Bz}	Relativverschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts durch die Heckkraftheberzylinderbewegung in lokale Koordinatenrichtung	m
Δu_L	Längenänderung des Heckkraftheberhydraulikzylinders	m
Δu_{RA}	Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau	m
$\Delta u_{B\eta}$	Relativverschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in lokale Koordinatenrichtung	m
$\Delta u_{B\xi}$	Relativverschiebung des Anbaugeräteschwerpunkts in lokale Koordinatenrichtung	m
Δt_{PV}	Verzögerungszeit des Dämpfungsventils	s
η	lokale Koordinate in Richtung der Längsachse des Fahrzeugaufbaus	m
η	Frequenzverhältnis (Diagramm)	1
η_{hm}	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad	1
γ	Phasenwinkel	rad
λ_{RL}	Rohrwiderstandszahl	1
ν_{RL}	kinematische Viskosität der Flüssigkeit in der Rohrleitung	m ² / s
Ω	Anregungsfrequenz	Hz
Ω_0	Bezugswegkreisfrequenz des stochastischen Fahrbahnunebenheitsprofils	Hz
ω_d	gedämpfte Eigenkreisfrequenz	rad/s
φ_{15}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{16}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{29}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{34}	Nickwinkel des Traktoraufbaus	rad
φ_{37}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{48}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{56}	Nickwinkel der Kabine	rad
φ_{57}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
φ_{68}	Winkel eines Teils der Heckkrafthebergeometrie	rad
Φ_h	Unebenheitsmaß des stochastischen Fahrbahnunebenheitsprofils	m ³
ρ_{HF}	Dichte der Hydraulikflüssigkeit	kg/m ³
ξ	lokale Koordinate in Richtung der Längsachse des Fahrzeugaufbaus	m

Indizes	Bedeutung
0	Index, an dem der Funktionswert gleich null ist
1,2,3...	Indizierung von Modellpunkten (Fahrzeug und Anbaupflug)
a	Anfangswert
A,B,C	Indizes der Massen des Anbaugerätesimulators
aus	Ausfedern
druck	Druckbereich
dyn	dynamisch
e	Endwert
eff	Effektivwert
ein	Einfedern
F	Punkt F (Punkt nahe des Fahrerplatzes)
ges	gesamt
h	hinten
K	Kolben
max	Maximalwert
R	Ring
soll	Sollwert
v	vorn

1. Einleitung

1.1. Problemstellung / Motivation

Ein wesentliches Ziel der Entwicklung von Traktorfahrwerken ist es, das Fahrverhalten und den Fahrkomfort des Fahrzeuges unter gegebenen Rahmenbedingungen stetig zu verbessern. Im Kern beinhalten diese Ziele die Forderung, sowohl die Sicherheit der durch die Nutzung des Fahrzeugs gefährdeten Personen zu maximieren, als auch die Leistungsfähigkeit des Fahrzeugs als Arbeitsgerät zu steigern.

Der Erfüllung beider Forderungen kann im Normalfall nicht unabhängig voneinander nachgegangen werden, da sich die daraus ableitbaren Zielstellungen gegenseitig beeinflussen und z. T. im Konflikt miteinander stehen. Betrachtet man in diesem Zusammenhang z. B. das Fahrwerk eines Traktors, welches im Sinne eines effektiven Arbeitsprozesses bestmöglich für eine bestimmte Arbeitsaufgabe ausgelegt ist, muss davon ausgegangen werden, dass das dynamische Verhalten in einem anderen Fahrzustand nicht mehr zufrieden stellt. Die grundlegende Problemstellung, sowohl die Fahrsicherheit, den Fahrkomfort als auch die Effektivität eines Traktors als universelles Arbeitsgerät in Einklang zu bringen, wird durch eine zunehmend striktere Gesetzgebung und der stetigen Effizienzsteigerung der modernen Landwirtschaft weiter verstärkt.

Unabhängig von der Umsetzung und dem Einzug technischer Neuerungen in Traktoren ist der grundsätzliche Aufbau des Fahrwerks der meisten Traktoren unverändert geblieben. So liegt dem Großteil der heutigen Traktoren das Konzept des Standardtraktors zugrunde, welches u. a. durch eine starre Hinterachse und eine - je nach Ausstattung - pendelnde und / oder gefederte Vorderachse gekennzeichnet ist. Der Heckkraftheber bildet dabei einen integralen Bestandteil des hinteren Getriebe- bzw. Achsaufbaus. Die Kombination einer starren Hinterachse mit integriertem Heckkraftheber ermöglicht es, ein Anbaugerät verhältnismäßig starr an das Fahrzeug zu koppeln. Dadurch bleibt die Beeinflussung der Fahrzeugdynamik durch die wirksamen Kräfte am Heckanbau beispielsweise bei der Feldarbeit überschaubar und die Handhabung der fast ausschließlich hydraulisch betätigten Heckkraftheber im Gebrauch weitestgehend unproblematisch. Im Gegensatz dazu führt die Nutzung einer ungefederten Hinterachse bei Fahrten auf z. B. befestigten Fahrbahnen mit zunehmenden Fahrgeschwindigkeiten zu einer deutlichen Abnahme der Fahrsicherheit, hervorgerufen durch eine Verschlechterung des Rad-Boden-Kontakts. Gleiches gilt dabei auch für Fahrten mit Heckanbaumassen, wie z. B. bei dem Transport eines Anbaupfluges. Des Weiteren führt die starre Hinterachsenanbindung zu einer verstärkten Übertragung der Fahrzeugschwingungen auf den Bedienerplatz und damit zu einer erhöhten Schwingungsexposition der fahrzeugführenden Personen, nicht zuletzt auch wegen des bei Standardtraktoren im Bereich des Hecks liegenden Fahrerplatzes.

Durch eine Vielzahl konstruktiver Verbesserungen und der Integration zunehmend geregelter Zusatzsysteme lassen sich die angeführten Probleme reduzieren. Zu den wichtigsten technischen Ansätzen zur Reduzierung von Schwingungen und der Verbesserung des dynamischen Rad-Bodenkontakts zählen, z. T. adaptierbare/ regelbare hydropneumatische Federungen der Vorderachse, adaptierbare/regelbare Kabinen- und Sitzfederungen aber auch elektro-hydraulische Heckhubwerke mit Schwingungsdämpfung.

Eine darüberhinausgehende grundlegende Verbesserung der Fahrzeug- bzw. der Fahrdynamik, die z. B. für das Erreichen höherer Fahrgeschwindigkeiten erforderlich ist, lässt sich allerdings nur mit Traktoren umsetzen, die über ein vollgedeutertes Fahrwerk - wie z.B. die am Markt verfügbaren

Systemtraktoren der Fa. JCB (FASTRAC) - verfügen¹. Diese Fahrzeuge zeichnen sich u. a. durch eine Rahmenbauweise aus, bei denen sowohl die Vorder- als auch die Hinterachse federnd mit dem Grundrahmen verbunden sind. Die grundlegende Problemstellung der Anbindung eines Heckanbaugeräts an solche Fahrzeuge wird in den aktuell verfügbaren Varianten dadurch gelöst, dass der Heckkraftheber in den Hinterachsaufbau des Fahrzeugs integriert wird. Dies ermöglicht eine konventionelle, starre Anbindung des Geräts an den Traktor, ähnlich wie die bei Standardtraktoren.

Ein alternatives Fahrwerkskonzept wurde an der technischen Universität Berlin mit der Umsetzung eines Versuchstraktors auf Basis eines Mercedes MB-Trac geschaffen. Ähnlich wie bei dem JCB FASTRAC sind die Vorder- und Hinterachse federnd mit dem Rahmen des Fahrzeugs verbunden. Ein wesentlicher Unterschied zwischen beiden Konzepten besteht in der Anbindung des Heckkrafthebers, der beim Versuchsfahrzeug, der im Folgenden als TUB-Trac bezeichnet wird, direkt am gefederten Rahmen angebracht ist.

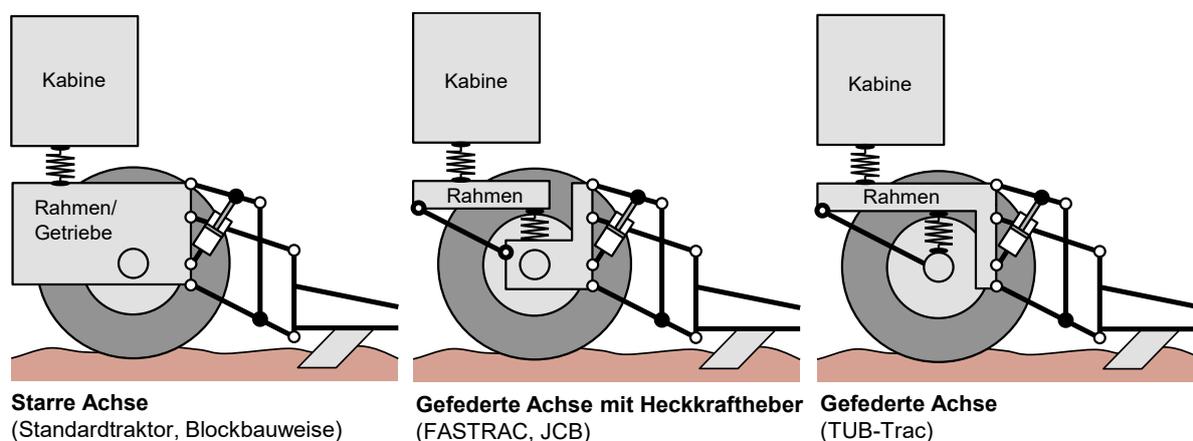


Abb. 1: Schematische Darstellung der Hinterachs- und Heckkraftheberanbindung beim Standardtraktor, beim FASTRAC und beim Versuchstraktor der TU-Berlin

Abb. 1 zeigt schematisch den grundlegenden Aufbau der Hinterachs- und Heckkraftheberanbindung eines Standardtraktors, eines Systemtraktors, vergleichbar mit dem FASTRAC der Firma JCB und des Versuchstraktors (TUB-Trac) der Technischen Universität Berlin im Vergleich. Im Gegensatz zum Fahrwerkskonzept des FASTRAC, dessen Tauglichkeit als Anbaugeräteträger nachgewiesen ist, wurde die Verwendbarkeit des Fahrwerkskonzepts des TUB-Versuchstraktors in Kombination mit Heckanbauten im Kontext eines universell einsetzbaren Arbeitsgeräts, der den Ansprüchen eines modernen Traktors entspricht, nicht belegt.

1.2. Ziel- und Aufgabenstellung

Die vorliegende Arbeit kann als konsequenter Teil einer weiterführenden Untersuchung des Fahrwerkskonzepts des TUB-Trac verstanden werden. Im Laufe der Entwicklungen, die das jetzige Fahrwerk des TUB-Trac als semiaktives, hydropneumatisches Fahrwerk mit Starrachsenaufhängung hervorgebracht hat, wurde eine Vielzahl von Arbeiten durchgeführt, die sich mit der Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften des Traktors befassen. Diese Arbeiten haben dabei die Vorzüge und die Möglichkeiten einer angepassten Fahrwerksfederung untersucht und faktisch anhand von Simulationen und Messungen belegen können. Die jüngste Arbeit zu diesem Thema ist die von Krüger [6], die sich mit der kombinierten Regelung von Fahrwerk- und Kabinenfederung befasst und -

¹ Untersuchungen zum grundlegenden Schwingungsverhalten von Traktoren und der Einfluss gefederter Fahrzeugachsen auf deren Fahrdynamik sind u. a. in [1] [2] [3] [4] [5] zu finden.

zumindest theoretisch - mögliche Verbesserungen hinsichtlich des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit aufzeigen konnte. Hammes [7], Sarami [8] u. a., die sich im Vorfeld mit dem Aufbau des aktuellen Fahrwerkssystems des TUB-Trac befassten, ließen aufgrund der jeweiligen Zielstellungen die Nutzung des Fahrzeugs als Arbeitsgerät weitestgehend unbeachtet.

Eine Vernachlässigung der technischen Eignung des Fahrzeugs als Arbeitsgerät wäre allerdings nur unter der begründeten Annahme vertretbar, dass alle Anforderungen, die allgemein an einen Traktor gestellt werden, mit dem Fahrwerkskonzept des TUB-Trac zufriedenstellend erfüllt werden können. Diese Annahme wäre allein unter der Berücksichtigung der vielfältigen Arbeitsaufgaben und der gestiegenen Anforderungen an die Effizienz sowie des Bedienkomforts moderner Traktoren nicht tragbar. Einzig die Möglichkeit, die Hinterachse durch die Blockierung des hydraulischen Heckfahrwerks starr an den Aufbau zu koppeln, würde die Annahme stützen, dass sich der passiv gefederte TUB-Trac wie ein Standardtraktor oder zumindest wie der zugrundeliegende MB-Trac Systemtraktor von Mercedes-Benz verhält. Da zum einen auch diese Annahme nicht näher untersucht wurde und zum anderen das Starrschalten der Heckfederung das mögliche Potential zur Verbesserung des Systemverhaltens der TUB-Trac-Gerätekombination ungenutzt ließe, besteht eine Notwendigkeit, das Systemverhalten des TUB-Tracs hinsichtlich seiner Arbeitsaufgaben und im Speziellen unter Verwendung von Anbaugeräten zu untersuchen. Die leitende Fragestellung, die den Kern dieser Arbeit bildet, kann in diesem Zusammenhang wie folgt formuliert werden:

„Welchen Einfluss übt die Federung des Aufbaus eines vollgefederten Traktors auf das dynamische Verhalten der Fahrzeug-Gerätekombinationen aus, wenn das Heckhubwerk und das damit geführte Heckanbaugerät am gefederten Aufbau des Fahrzeugs angebracht sind?“

Zur Beantwortung der Fragestellung wird im Wesentlichen auf zwei Werkzeuge zurückgegriffen. Zum einen auf ein numerisches Mehrkörper-Simulationsmodell des TUB-Trac, mit dem sich die grundlegende Vertikaldynamik des Fahrzeugs mit Anbaumassen beschreiben lässt und zum anderen das Versuchsfeld des TUB-Trac am Fachgebiet „Konstruktion von Maschinensystemen“ der Technischen Universität Berlin zur messtechnischen Analyse des dynamischen Fahrzeugverhaltens.

Um das Vorgehen in dieser Arbeit zu veranschaulichen, kann das Ablaufdiagramm nach Abb. 2 herangezogen werden. Der Aufbau dieser Arbeit lässt sich danach in die folgenden drei Bereiche einteilen:

A Modellbildung

Nachdem der Aufbau und die messtechnischen Möglichkeiten der Versuchsumgebung im Abschnitt 3 näher beschrieben wurden, wird das Simulationsmodell des TUB-Trac in Abschnitt 4 (Abb. 2, Block A) erläutert und die für die numerische Umsetzung erforderlichen mathematischen Formulierungen erarbeitet. Zusätzlich wird ein einfacher Ansatz beschrieben, mit dem sich der Bodenkontakt eines Pfluges, am Beispiel eines am Heck angebrachten Bodenbearbeitungsgeräts, mit dem Modell abbilden lässt.

Die für die Verwendung des numerischen Simulationsmodells erforderliche Validierung des Modells erfolgt am Ende von Abschnitt 4 (Abb. 2, Block A) auf Grundlage von in Versuchen am TUB-Trac ermittelten Messwerten. Ergebnis des Abschnitts ist ein validiertes Einspur-Simulationsmodell des TUB-Trac, mit dem sich sowohl die Eigenschaften des hydropneumatischen Fahrwerks als auch die Kinematik des Heckkrafthebers mit Anbaumasse in einer Form abbilden lassen, die Aussagen über das vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac ermöglichen (Abb. 2, Ergebnis 1).

B Analyse des passiven vertikaldynamischen Verhaltens

In Abschnitt 5 (Abb. 2, Block B) wird auf Basis des Simulationsmodells das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac mit passiver Fahrwerksdämpfung analysiert und der Einfluss verschiedener Einflussgrößen, wie z. B. der Anbaumasse und der Fahrwerksdämpfung, auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort untersucht.

Zudem wird in diesem Abschnitt die Beeinflussung der Fahrzeugvertikaldynamik durch den Bodenkontakt eines Anbaupfluges, auf Grundlage des Bodenkraftmodells, behandelt. Ergebnis dieses

Abb. 2, Ergebnis 2) soll eine zumindest grundlegende Einschätzung der Eignung des TUB-Trac als Arbeitsgerät sein, wobei die Vor- und Nachteile der Fahrwerk-Vollfederung in Hinblick auf das dynamische Fahrzeugverhalten herausgearbeitet werden sollen. Für einen direkten Vergleich werden die Simulationsergebnisse eines Modells des ursprünglichen MB-Trac gegenübergestellt.

C Analyse des aktiven, vertikaldynamischen Verhaltens

Im letzten Teil der Arbeit (Abschnitt 6) soll die Beeinflussbarkeit der Fahrzeugvertikaldynamik durch eine aktive Fahrwerksdämpfung untersucht werden. Hierfür werden die bereits in vorherigen Arbeiten behandelte Skyhook-Regelung sowie ein erweiterter Skyhook-Ansatz untersucht. Auch hier liegt der Schwerpunkt auf der Analyse des dynamischen Verhaltens der Fahrzeug-Gerätekombination mit dem Ziel (Abb. 2, Ergebnis 3), das mögliche Potential einer Fahrwerksregelung für Traktoren mit einem vollgefederten Fahrwerk in Hinblick auf dessen Nutzung als Arbeitsgerät bewerten zu können.

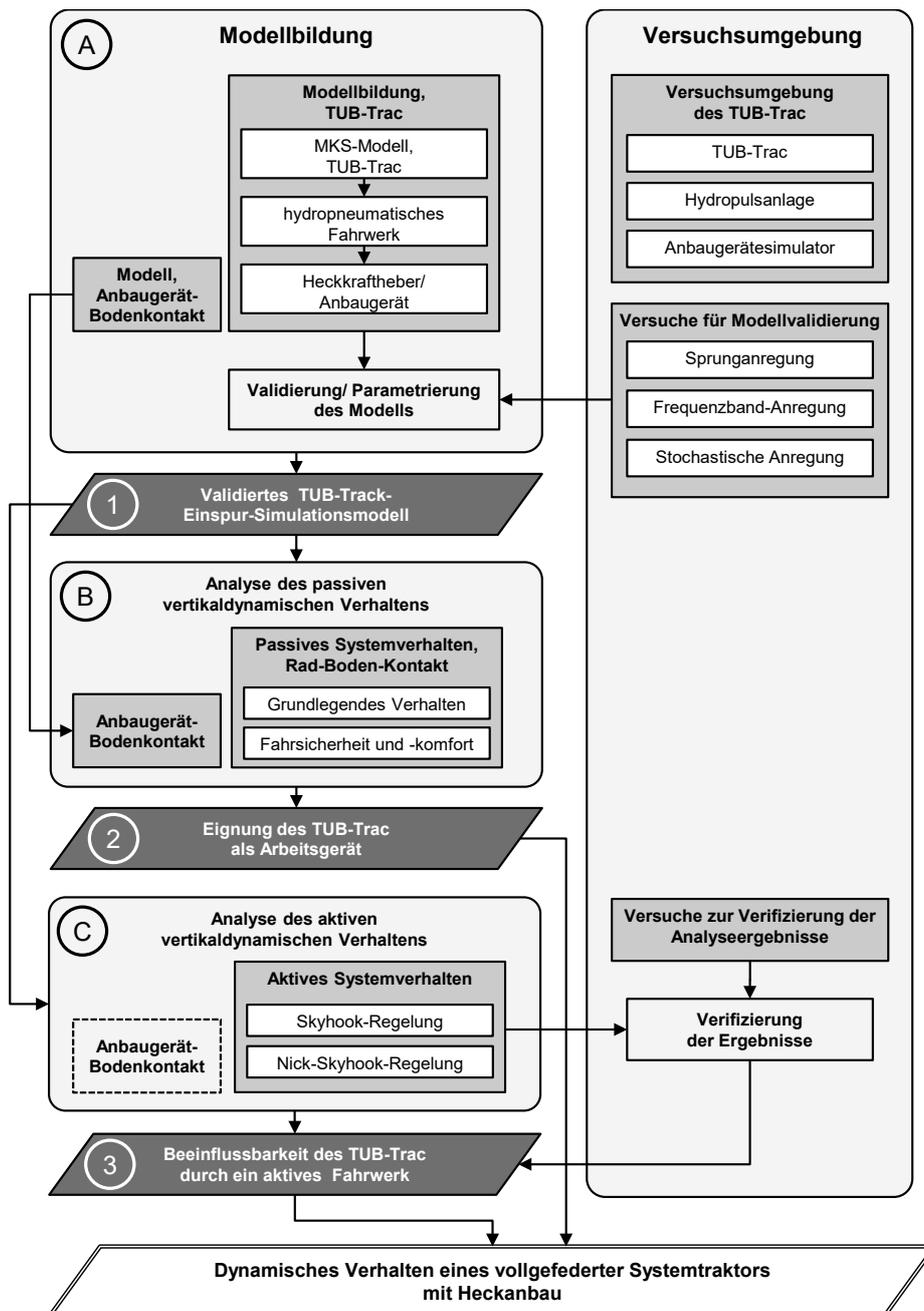


Abb. 2: Struktur und Vorgehensweise der Arbeit

2. Aufbau aktueller Traktoren

In Hinblick auf die in dieser Arbeit behandelte Problemstellung soll im folgenden Abschnitt ein Überblick über den konstruktiven Aufbau und die Funktionalität aktueller Traktoren geliefert werden, indem auf den Aufbau der Fahrwerke, sowie den hydraulischen Heckkraftheber als auch die damit verbundenen Funktionalitäten eingegangen wird. Dieser Überblick dient im Wesentlichen dazu, den in späteren Abschnitten beschriebenen TUB-Trac in den Kontext moderner Traktoren einordnen und das dynamische Verhalten des Fahrzeugs unter Einbezug der betrachteten steuer- bzw. regelbaren Systeme bewerten zu können.

2.1. Aufbau aktueller Traktorfahrwerke

Fahrwerke aktueller Traktoren lassen sich im Wesentlichen in die folgenden drei Kategorien einordnen:

- ungefederte Fahrwerke
- vollgedederte Fahrwerke

In Anlehnung an [9] zeigt Abb. 3 zeigt eine mögliche Einteilung der gängigsten, derzeit am Markt vertretenen Konzepte.

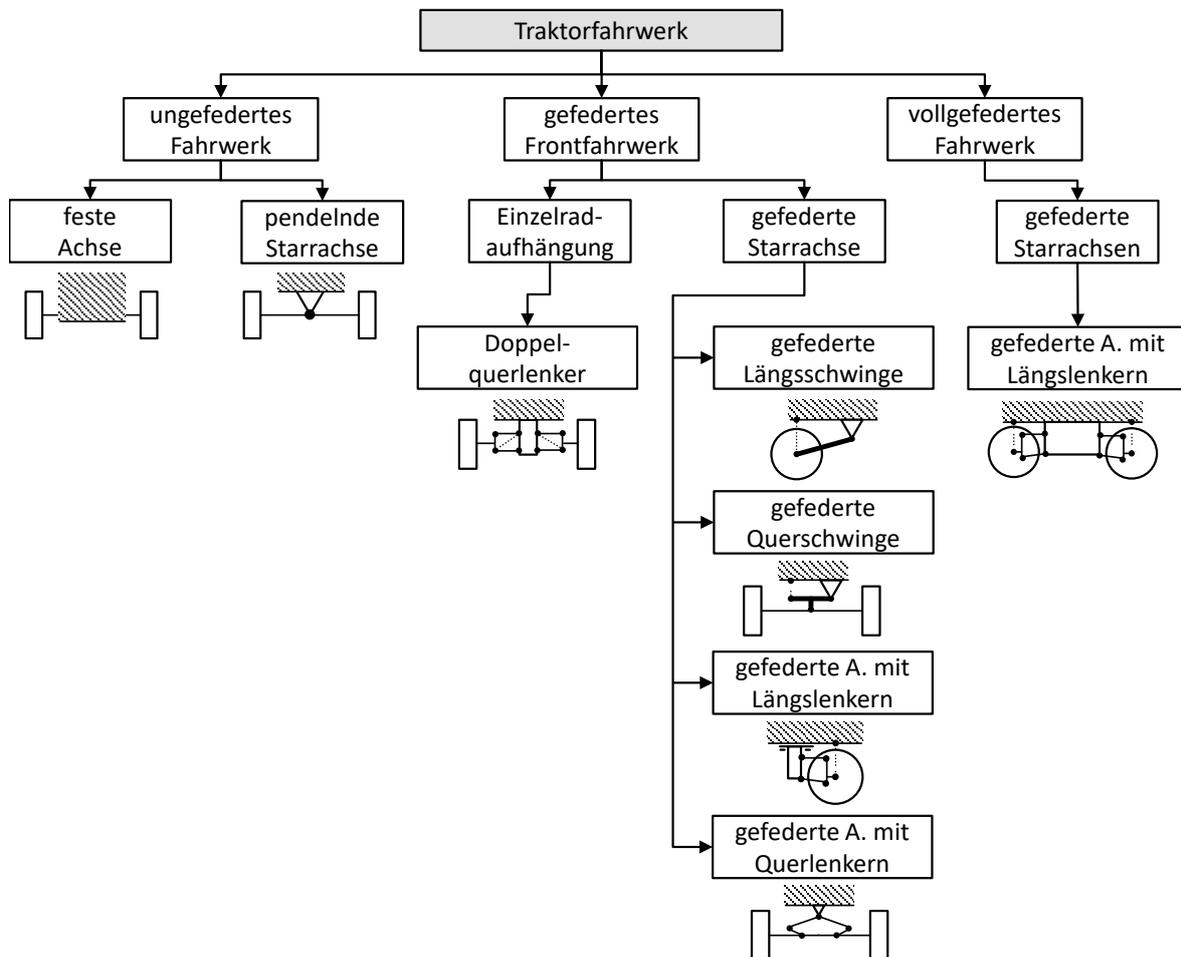


Abb. 3: Einteilung aktuell gängiger Traktorfahrwerkstypen

In fast allen Traktoren und insbesondere Standardtraktoren werden ungefederte, fest mit dem Rahmen verbundene Hinterachsen verwendet. Diese sind meist in Blockbauweise ausgeführt. Teil des hinteren Bereichs des Getriebes (vgl. Abb. 4)



Abb. 4: Beispiel des Fahrwerks eines Standardtraktors mit einer über Querlenker angeordneten vorderen Starrachse und einer festen Hinterachse in Blockbauweise der Fa. Claas [10]

Vorderachsen von Standardtraktoren niedriger Technologiestufen² werden meist als pendelnde Starrachsen ausgeführt. Standardtraktoren mittlerer Technologiestufen weisen - zumindest optional - meist gefederte Starrachsen auf, wobei hier sehr häufig Konzepte mit gefederter Längsschwinge vorzufinden sind.

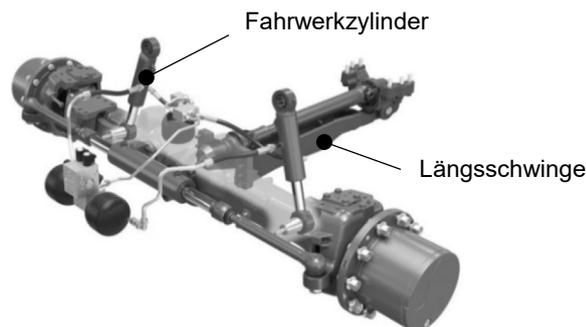


Abb. 5: Beispiel einer, durch eine Längsschwinge angeordneten Starrachse im außenstehenden Fahrwerkzylinder der Fa. Claas [12]

Traktoren höherer Technologiestufen nutzen häufig gefederte Starrachsen und z. T. Einzelradaufhängungen. Abb. 4 und Abb. 6 zeigen beispielhaft die Umsetzung des Fahrwerks eines Standardtraktors höherer Technologiestufe der Fa. Claas mit einer über Längslenkern aufgehängter Starrachse. Die Rückstellkraft wird in diesem Beispiel durch einen achsmittig zwischen Längslenkern angebrachten Hydraulikzylinder eingeleitet.

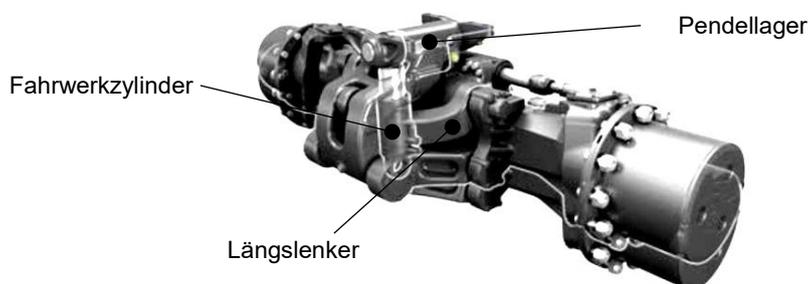


Abb. 6: Einzelansicht einer gefederten Achse mit hervorgehobenem, mittig angebrachtem Fahrwerkzylinder der Fa. Claas [10]

² Einteilung in von Traktoren nach Leistungs- Funktions- und Ausstattungsumfang in 5 Stufen nach Renius [11].

Abb. 7 zeigt das Beispiel einer Einzelradaufhängung des Frontfahrwerks eines Standardtraktors hoher Technologiestufe der Fa. Fendt mit Doppelquerlenker-Anbindung.

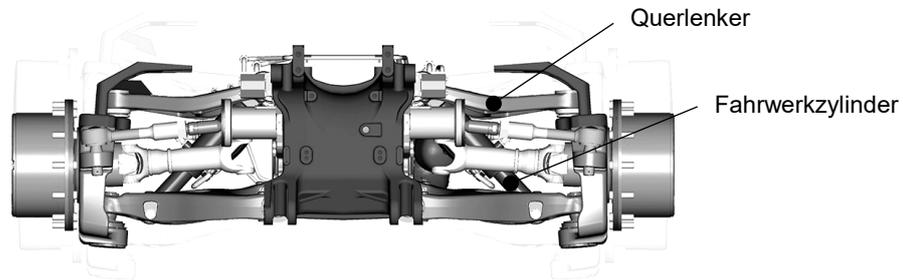


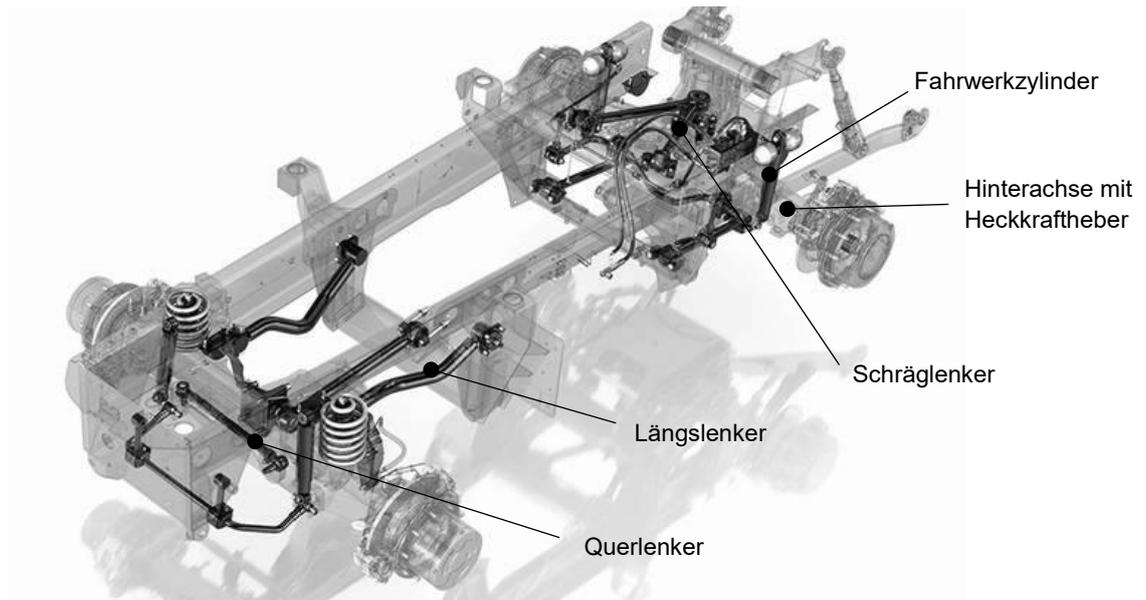
Abb. 7: Beispiel der Einzelradfederung eines Frontfahrwerks der Fa. Fendt [13]

Neben Traktoren, deren Aufbau dem des Standardkonzepts entsprechen, werden Systemtraktoren, die oft mit der Bezeichnung „Trac“ vom Standardtraktor abgegrenzt werden, von einigen Fahrzeugherstellern angeboten. Abb. 8 zeigt beispielsweise den groben Aufbau des Claas XERION Systemtraktors der Fa. Claas. Dessen Aufbau basiert auf dem, für Systemtraktoren üblichen, Rahmenkonzept. Das hier dargestellte Fahrzeug verfügt über eine starr mit dem Rahmen verbundene Hinterachse und eine pendelnd am Rahmen angebundene, ungefederte Vorderachse.



Abb. 8: Grundlegender Aufbau eines Systemtraktors hoher Technologiestufe der Fa. Claas [14]

Aktuell am Markt verfügbare Systemtraktoren mit Vollfederung wie der FASTRAC der Fa. JCB verwenden zur Anbindung der starren Vorder- und Hinterachsen ausschließlich eine Kombination aus Längs- und Querlenkern (Panhardstab) oder Lenkern mit schräger Anordnung zur Anbindung der Starrachsen an den Hauptrahmen des Fahrzeugs. Abb. 9 zeigt den Rahmen sowie die Anbindung der Vorder- und Hinterachsen eines JCB Fastrac mit dem in der Hinterradachse integrierten Heckkraftheber. Während die Hinterachse mit einer hydropneumatischen Federung ausgestattet ist, wird die Vorderachse durch eine Kombination aus Schraubenfeder und Dämpfungselement am Rahmen angebunden.



Aufgrund überschaubarer Kosten einer vorteilhaften Bauraumnutzung und vor allem einer, im Vergleich zu mechanischen Federungselementen, einfachen Verstellmöglichkeit, werden zur Federung der Achsen und z. T. der Kabinen heutiger Traktoren meist hydropneumatische Systeme eingesetzt. Im Besonderen bieten hydraulisch vorgespannte Federungssysteme die Möglichkeit, auch beladungsabhängige Einstellungen am Fahrwerk, wie z. B. Niveauregulierungen, vorzunehmen.

Abb. 10 zeigt eine allgemeine Bewertung der Erfüllung von Federungsaufgaben für verschiedene Federungsarten für Fahrzeuge. Hinsichtlich der Verwendung von mechanischen und hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Elementen kann diese Bewertung auch für Traktoren angeführt werden.

	Mechanische Feder + Dämpfer	Luftfeder + Dämpfer	Hydropneumat. Federung
Federungseigenschaften	○	++	++
Dämpfungseigenschaften	++	++	+
Niveauregulierung	-	+	++
Kosten	++	○	-
Bauraumbedarf d. Federelements	○	-	+
Zuverlässigkeit/ Robustheit	+	○	+
Wartungsaufwand	+	○	○

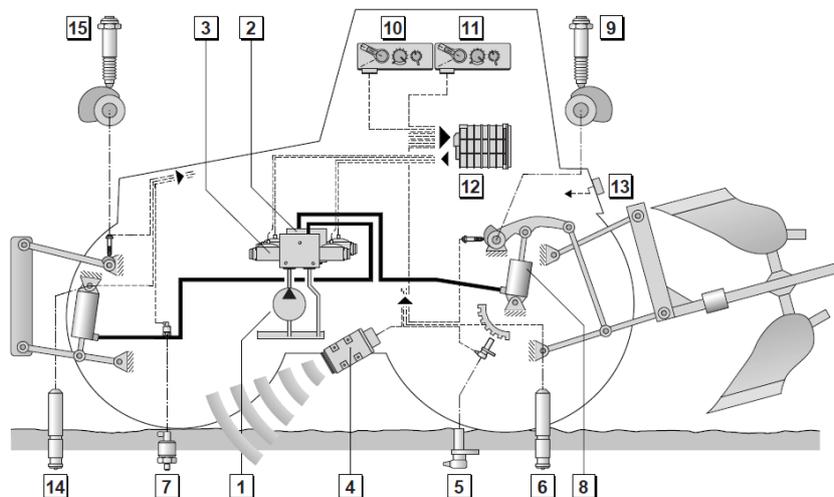
Abb. 10: Einschätzung der Erfüllung der Federungsaufgaben für Fahrzeuge nach [16].

Legende: „++“ sehr gut/ sehr hoch, „+“ gut/ hoch, „○“ neutral, „-“ schlecht/ gering

2.2. Hydraulische Heckkraftheber

Der Kraftheber bildet die zentrale Schnittstelle zur Anbindung von Arbeitsgeräten an einen Traktor. Der geometrische Aufbau sowie die hohe hydraulische Antriebsleistung heutiger Heckkraftheber ermöglicht das Mitführen einer Vielzahl unterschiedlichster Geräte die zum Teil über die Zapfwelle, die Traktorhydraulik und zunehmend über das elektrische Bordnetz des Traktors angetrieben werden. Zu den bis heute wachsenden Arbeitsbereichen von Traktoren zählen neben dem Ackerbau auch Arbeiten in der Forstwirtschaft, dem Straßenbau sowie kommunale Arbeiten.

Das für den Antrieb des Hubwerks erforderliche Hydrauliksystem mit den in Traktoren integrierten Hydraulikkomponenten, die für eine Nutzung der Kraftheberhydraulik im vollen Funktionsumfang erforderlich sind, ist vereinfacht in Abb. 11 dargestellt.



- | | |
|--------------------------------|-------------------------------|
| 1 Hydraulikpumpe | 9 Lagesensor |
| 2 Regelventil, Heck | 10 Bedieneinheit, Heck |
| 3 Regelventil, Front | 11 Bedieneinheit, Front |
| 4 Radar Geschwindigkeitsmesser | 12 elektronisches Steuergerät |
| 5 Drehzahlsensor | 13 Heckbetätigungstasten |
| 6 Kraftsensor | 14 Kraftsensor |
| 7 Drucksensor | 15 Lagesensor |
| 8 Hubwerkzylinder | |

Abb. 11: Übersicht über hydraulische und elektrische Komponenten heutiger Krafthebersysteme [17]

Zentraler Bestandteil der Traktorhydraulik ist die Hydraulikpumpe (1), über welche die jeweiligen Verbraucher des Traktors versorgt werden und die in Traktoren mittlerer und höherer Leistungsklasse für die dort vorzufindenden Load-Sensing -Systeme als Verstellpumpe ausgeführt ist. Die Steuerung der Volumenströme zu den jeweiligen Zylindern der Kraftheber (8) wird durch spezielle EHR³-Regelventile (2, 3) vorgenommen, die durch das EHR-Steuergerät (12) verstellt werden. Das Steuergerät ermittelt aus den Sollvorgaben des Nutzers, die über die Bedieneinheiten (10, 11) eingegeben werden, und den Sensordaten die erforderliche Ventilstellung. Je nach verwendeter Regelung werden die Position des Hubwerks durch die Lagesensoren (9, 15), die Kräfte im Hubwerksgestänge durch Kraftmessbolzen (6, 14), die Antriebsdrehzahl des Fahrzeugs durch einen Drehzahlsensor (5) und die Relativgeschwindigkeit des Traktors zum Untergrund durch einen Radar-Geschwindigkeitsmesser (4) vom Steuergerät genutzt.

³ EHR: elektronische Hubwerksregelung

Neben der Kopplung und dem Antrieb von Anbaugeräten werden nach [18] die folgenden Systeme durch das Hydrauliksystem, neben dem Hubwerk, betrieben:

- Lenkung
- Fahr- und Zapfwellenantriebe
- Bremssysteme
- Federungssysteme
- Lüfterantriebe
- Anbaugeräte

Eine Übersicht über die mit dem EHR-Hydrauliksystem möglichen Funktionen bietet Tab. 1.

Tab. 1: Umgesetzte Funktionen der elektronischen Hubwerks-Regelung (EHR)

Funktion	Beschreibung
Lageregelung	Die Lage des Hubwerks, erfasst durch den Lagesensor, wird als Istwert an das Steuergerät übermittelt und mit dem eingestellten Sollwert verglichen. Die Lage des Heckkrafthebers bleibt relativ zum Fahrzeug erhalten.
Zugkraftregelung	Die aktuelle Zugkraft bei der Bodenbearbeitung wird indirekt durch Kraftmessbolzen in den Hubwerksunterlenkern ermittelt, als Istwert an das Steuergerät übermittelt und mit dem vom Nutzer eingestellten Sollwert verglichen. Die Lage des Anbaugeräts wird solange verändert, bis die Zugkraft wieder den gewünschten Wert aufweist.
Mischregelung	Sowohl die Lage als auch die Zugkraft des Heckkrafthebers werden gemessen. Über die Vorgabe des Verhältnisses von Lage- und Zugkraftabweichung durch den Nutzer wird anteilig die Kraft und die Lage des Pfluges zum Traktor geregelt. Durch die Kombination beider Regelungen lässt sich das Bodenbearbeitungsgerät mit einer geringeren Tiefenschwankung betreiben als bei der Zugkraftregelung.
Aktive Schwingungsdämpfung	Die beim Transport schwerer Heckanbauten entstehenden Nickschwingungen des Fahrzeugs können über eine gegenphasige Anregung der Heckmasse durch den Heckkraftheber gedämpft werden. Die Ermittlung des aktuellen Schwingungszustandes erfolgt über drei Kraftmessbolzen des Heckkrafthebers, dessen Messwerte für die Regelung an das Steuergerät übergeben werden.
Schlupfregelung	Der Radschlupf des Fahrzeugs wird aus der Differenz der tatsächlichen Fahrzeuggeschwindigkeit und der Radumfanggeschwindigkeit, anhand der Daten des Radar-Geschwindigkeitsmesser und der Raddrehzahl, ermittelt. In Abhängigkeit des Sollwertes des Schlupfes wird wie bei der Zugkraftregelung das Bodenbearbeitungsgerät aus dem Boden gehoben, um die Zugkraft und damit den Schlupf zu verringern.
Druckregelung	Durch Messung des Druckes in der Kraftheberhydraulik kann die Stützlast des Anbaugeräts auf den Traktor ermittelt werden. Durch Regelung des Druckes kann erreicht werden, dass das Anbaugerät nicht zu geringen oder zu starken Kontakt mit dem Boden aufweist. Für die dynamische Anwendung bei hohen Geschwindigkeiten werden statt der EHR-Regelventile separate Druckregelventile verwendet.
Externe Regelung	Können über die am Traktor angeschlossenen Sensoren Informationen über den Zustand der Anbaugeräte abgeleitet werden, so lassen sich für bestimmte Anwendungen Eingriffe in die Hydraulik vornehmen, um eine Funktionsverbesserung zu erzielen.
Sicherheits-Einrichtungen	Einschaltverriegelungen, Aushubhöhenbegrenzung
Doppelt wirkende EHR	Durch entsprechende EHR-Ventile und Hubzylinder ist es möglich, auch das Einfahren der Hydraulikzylinder mit dem Hydrauliksystemdruck zu realisieren. Bei einfachen EHR-Systemen wird durch die Schwerkraft der Heckkraftheberkomponenten bzw. des Anbaugeräts das Absenken erreicht. Hierdurch kann z. B. der Einzugvorgang von Bodenbearbeitungsgeräten beschleunigt, oder die Bearbeitung sehr schwerer bzw. harter Böden ermöglicht werden (siehe auch [19]).
Hydraulisch betätigter Oberlenker	Durch die Möglichkeit, die Länge des Oberlenkers hydraulisch zu verändern, kann der Aufwand für eine Pflugeinstellung reduziert werden. Zusätzlich lässt sich der Zylinder auch für Regelungsaufgaben nutzen, um, ähnlich wie bei der Zugkraftregelung, das Bodenbearbeitungsgerät etwas aus dem Boden zu fahren und so z. B. den Schlupf zu reduzieren (siehe auch [20]).

3. Das Versuchsfeld des TUB-Trac

Wie einleitend beschrieben, stellt der TUB-Versuchstraktor in Kombination mit dem Fahrbahnsimulator der Technischen Universität Berlin ein sehr umfangreiches Werkzeug zur experimentellen Untersuchungen von Fahrzeugschwingungen und deren Einflussbarkeit durch hydropneumatische Fahrwerke dar. Die Möglichkeit, einen weiten Teil der Fahrzeugdynamik in einem kontrollierbaren Umfeld mit entsprechend reproduzierbaren Versuchen analysieren zu können, ermöglichte es, die bis dato durchgeführten wissenschaftlichen Arbeiten auf eine solide, experimentelle Basis zu stellen. Da dieses Werkzeug auch in der vorliegenden Arbeit verwendet wird, soll in den folgenden Abschnitten das Versuchsfeld des TUB-Trac und die im Rahmen dieser Arbeit eingebrachten Erweiterungen der Versuchseinrichtung kurz beschrieben werden.

Insgesamt lässt sich das Versuchsfeld der Hydropulsanlage und das Versuchsfahrzeug grob in sieben Bereiche bzw. Module unterteilen. Abb. 12 zeigt den schematischen Grundaufbau und die Kopplung dieser Bereiche. Zentraler Bestandteil der Versuchseinrichtung ist die Hydropulsanlage, die aus der 4-Stempelanlage, einem druckgeregeltem Hydraulikaggregat und der für die Regelung der Anlage erforderlichen Hardware des Hydropulser-Bedienplatzes besteht. Die Sollvorgaben für die Zylinderwege des Hydropulsers werden über ein LABVIEW-Programm (LV) an einen Echtzeitrechner (NI-RT) übertragen, welcher die Algorithmen für die Wegregelung der Zylinder ausführt und der Ventilsteuerungs-Hardware (VS) die entsprechenden Sollwerte übergibt.

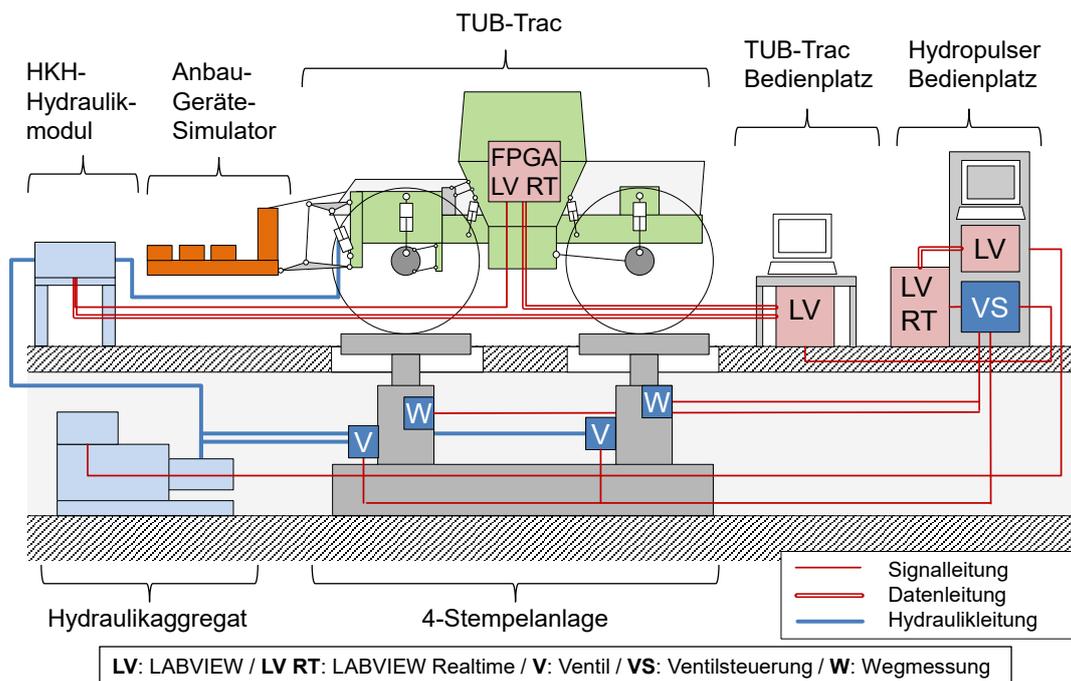


Abb. 12: Hydraulisch-mechanischer Aufbau des Versuchsfelds

Die Positionen der Hydraulikzylinder werden mittels Wegaufnehmer erfasst und an die Ventilsteuerungshardware sowie den Echtzeitrechner zur grafischen Istwertdarstellung weitergegeben. Die Wegmesswerte der Hydraulikzylinder werden zusätzlich an einen LABVIEW PC am TUB-Bedienplatz zur Aufzeichnung übertragen.

Die Steuerung des TUB-Trac-Versuchsfahrzeugs erfolgt am TUB-Trac-Bedienplatz mittels PC und LABVIEW-Anwendung. Der PC übernimmt die Eingabe- und Anzeigeaufgaben für das Fahrzeug, führt einfache Steuer- und Regelalgorithmen aus und ermöglicht das Speichern der Fahrzeugmesswerte.

Der TUB-Trac ist mit einem Industrie-PC der Fa. National Instruments mit integriertem FPGA-Modul ausgestattet. Die Spannungssignale der jeweiligen Sensoren des Fahrzeugs werden über Messmodule der Fa. National Instruments erfasst und an den FPGA des Industrie-PCs übertragen. Der im FPGA-Modul implementierte Algorithmus übernimmt im Wesentlichen die Übergabe der Messwerte an das LABVIEW-Realtime-System des Industrie-PCs für die Messwertspeicherung als auch die Berechnung der Vertikalgeschwindigkeiten des Fahrwerks mittels Integration und Filterung der Beschleunigungsmesswerte. Die im TUB-Trac erfassten Daten werden an den LABVIEW-PC des TUB-Trac-Bedienplatz übertragen und dort bei Bedarf gespeichert.

Für den Betrieb des Heckkrafthebers wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Hydraulikmodul umgesetzt, mit dem sich der Volumenstrom der Heckkraftheberhydraulik unabhängig vom traktoreigenen Hydraulikkreislauf regeln lässt. Die Versorgung des Heckkraftheber-Hydraulikmoduls erfolgt hierbei über das Hydraulikaggregat des Hydropulsers. Um den Einfluss einer am Heckkraftheber angebrachten Masse auf die Dynamik des Versuchsfahrzeugs zu untersuchen, wurde ein Anbaugerätesimulator konzipiert, der ebenfalls in 3.2 näher beschrieben wird.

3.1. Der TUB-Trac Versuchstraktor

Wie einleitend erwähnt, wurde der TUB-Trac als Versuchsfahrzeug an der Technischen Universität Berlin auf Basis eines MB-Trac 1600 Turbo der Fa. Mercedes-Benz zur Untersuchung von Traktordynamiken und regelbaren, hydropneumatischen Fahrwerken entwickelt (vgl. Abb. 13).



Abb. 13: TUB-Trac auf dem Fahrbahnsimulator im Labor für Maschinensystem der Technischen Universität Berlin

Im Kern umfasste der Umbau des zugrundeliegenden MB-Trac drei Modifikationen. Im ersten Schritt wurde das starre Heckfahrwerk durch ein hydropneumatisches Federungssystem ersetzt, bei dem die Hinterachse des Traktors über zwei Fahrwerkzylinder federnd mit dem Rahmen des Fahrzeugs verbunden wurde. Den prinzipiellen Aufbau des hinteren Fahrwerks zeigt Abb. 14.

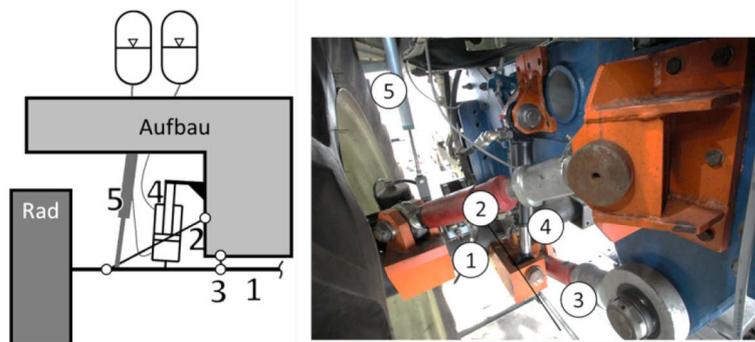


Abb. 14: Aufbau des Heckfahrwerks des TUB-Trac. Links: schematischer Aufbau, rechts: Umsetzung am Fahrzeug [6] (1: Starrachse, 2-3: Schräglenker, 4: Fahrwerkzylinder, 5: Wegsensor)

Die zweite Modifikation umfasste den Einbau einer hydropneumatischen Kabinenfederung, die in [6] und [21] näher beschrieben wird, auf die hier aber nicht weiter eingegangen werden soll. Als konsequenter dritter Schritt erfolgte der Umbau des gefederten Frontfahrwerks, bei dem die ursprünglichen Schraubenfedern und Dämpferelemente des MB-Trac durch ein dem Heck entsprechendes, baugleiches hydropneumatisches Federungssystem ersetzt wurde. Den aktuellen Aufbau des vorderen Fahrwerks zeigt Abb. 15 aus [6].

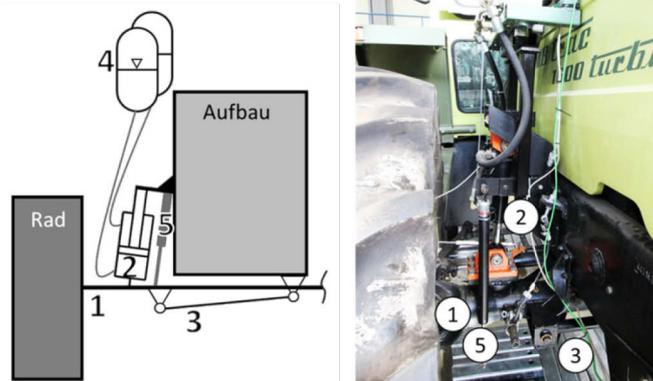


Abb. 15: Aufbau des Frontfahrwerks des TUB-Trac. Links: schematischer Aufbau, rechts: Umsetzung am Fahrzeug [6] (1: Starrachse, 2: Fahrwerkzylinder, 3: Querlenker, 4: Membranspeicher, 5: Wegsensor)

Zur messtechnischen Erfassung der Fahrzeugdynamik und zur Durchführung von Steuerungs- und Regelungsaufgaben ist das Fahrzeug mit Beschleunigungs- und Wegaufnehmern sowie Kraft- und Drucksensoren ausgestattet. Die prinzipielle Anordnung der Sensoren und deren Bauteilzuordnung ist in Abb. 16 schematisch dargestellt.

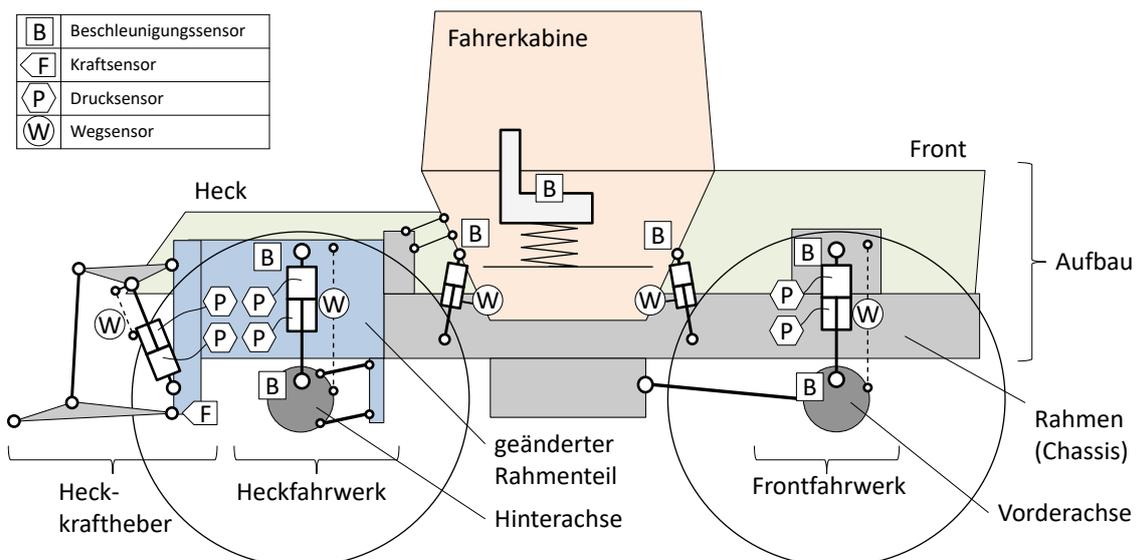


Abb. 16: Schematischer Aufbau des TUB-Trac, Einteilung der grundlegenden Bereiche und der prinzipiellen Anordnung der implementierten Sensoren

Pro Rad sind je ein Beschleunigungsaufnehmer (B) an der Achse und am Rahmen verbaut, mit denen sowohl die Achs- und Aufbaubeschleunigungen gemessen als auch die Bestimmung der jeweiligen Geschwindigkeiten für die Fahrwerksregelung ermöglicht werden. Zur Erfassung der Zylinderpositionen (Federwege), die u. a. zur Niveauregulierung des Fahrwerks benötigt werden, sind im Bereich der Fahrwerkzylinder separate Wegaufnehmer (W) installiert. Ebenfalls zur Niveauregulierung, zur Einstellung des gewünschten Vorspanndrucks des hydropneumatischen Systems, aber auch zur Bestimmung der Radlastschwankung, werden die statischen Drücke der Ring- und der Kolbenseite der Fahrwerkzylinder mit Drucksensoren (P) erfasst. Die Kabine ist in den Bereichen der Anbindungen der Kabinenfederungszyylinder mit Beschleunigungsaufnehmern (B) versehen. Die Positionen der Zylinder werden mit in der Zylinderbaugruppe integrierten Wegaufnehmern (W) erfasst. Zur Messung der Beschleunigung der Fahrersitzfläche steht optional ein triaxialer Sitzbeschleunigungsaufnehmer zur Verfügung.

Der Heckkraftheber des Versuchsfahrzeugs (siehe Abb. 17, unten) entspricht in seinem Aufbau dem des ursprünglichen TUB-Trac. Die Kinematik des Dreipunktgestänges entspricht damit dem des MB-Trac. Auf dessen Aufbau und die Verwendung im Versuchsfeld wird in Abschnitt 3.1.2 genauer eingegangen.



Abb. 17: Front- (Abbildung, oben) und Heckansicht (Abbildung, unten) des TUB-Trac auf der Hydropulsanlage der Technischen Universität Berlin.

Ausführlichere Angaben zum Fahrzeugaufbau und den vorgenommenen Modifikationen können [7, 8, 22–24] entnommen werden.

3.1.1. Das hydropneumatische Federungssystem des TUB-Trac

Zwar wurden die grundlegenden Eigenschaften und der Aufbau des hydropneumatischen Fahrwerks des TUB-Trac in den vorangegangenen Arbeiten ([6],[7],[8]) bereits ausführlich beschrieben, allerdings ergibt sich auf Grund der Verbindung des Fahrzeugs mit großen Anbaumassen die Notwendigkeit, etwas genauer auf die zu Grunde liegenden Zusammenhänge einzugehen. In diesem Abschnitt sollen daher neben der Beschreibung der lastabhängigen Eigenschaften des Fahrwerks auch dessen Grenzen quantifiziert werden.

Das hydropneumatische Fahrwerk des TUB-Trac ist als hydraulisch vorgespanntes Federungssystem mit zwei Blasenspeichern pro Fahrwerkzylinder ausgestattet. Um die physikalischen Zusammenhänge des Federungssystems und die Möglichkeiten einer Einstellung der Vorspannung bzw. der Niveaulage des Fahrwerks zu beschreiben, sollen im Folgenden die vier Grundzustände des hydropneumatischen Federungssystems betrachtet werden (vgl. auch Abb. 18):

1. Ausgehend vom unbefüllten hydropneumatischen System, wie es z. B. zu Beginn der Inbetriebnahme des Fahrwerks vorliegt, werden die kolben- und ringseitigen Blasenspeicher mit Stickstoff befüllt. Die Speicher, mit dem Grundvolumen V_{K0} bzw. V_{R0} , werden hierbei durch den Fülldruck p_{K0} bzw. p_{R0} beaufschlagt. Die Kolben- und die Ringseite der Fahrwerkzylinder erfahren dabei keine Kraftwirkung.
2. Zur Einstellung der Mittellage des Fahrzeugs (Niveaueinstellung) wird die Kolbenseite des Fahrwerkzylinders mit Hydraulikflüssigkeit befüllt. Der aufzubringende kolbenseitige Druck p_{Ks} entspricht hierbei dem aufgebrachtene Gewichtskraftanteil des gefederten Aufbaus F_F , bezogen auf die kolbenseitige Querschnittsfläche des Fahrwerkzylinders. Durch die Zunahme des statischen Drucks während der Befüllung wird das Gasvolumen im Blasenspeicher auf das Volumen V_{Ks} komprimiert.
3. Um eine Vorspannung des Systems zu erzeugen, werden anschließend die Ring- und Kolbenseite mit Hydraulikflüssigkeit befüllt, bis der ringseitige Druck dem vorgegeben Vorspanndruck p_v entspricht, wobei die im Vorfeld (Zustand 2) eingestellte Mittellage beibehalten werden soll. Der kolbenseitige Speicher wird hierbei auf das Volumen V_{Ksv} bei einem Druck von p_{Ksv} komprimiert. Dieser Grundzustand stellt die Basiseinstellung des Fahrwerks dar, wie sie bei der Niveauregulierung hergestellt wird.
4. Während des Betriebs bzw. einer nicht ausgeglichenen Beladung des Fahrzeugs wird der Kolben durch eine zusätzlich wirksame Kraft F_d um den Weg s verschoben. Da Fahrbahnanregungen zu verhältnismäßig schnellen Kraftänderungen führen, lässt sich dieser Vorgang allgemein als polytrope Zustandsänderung beschreiben.

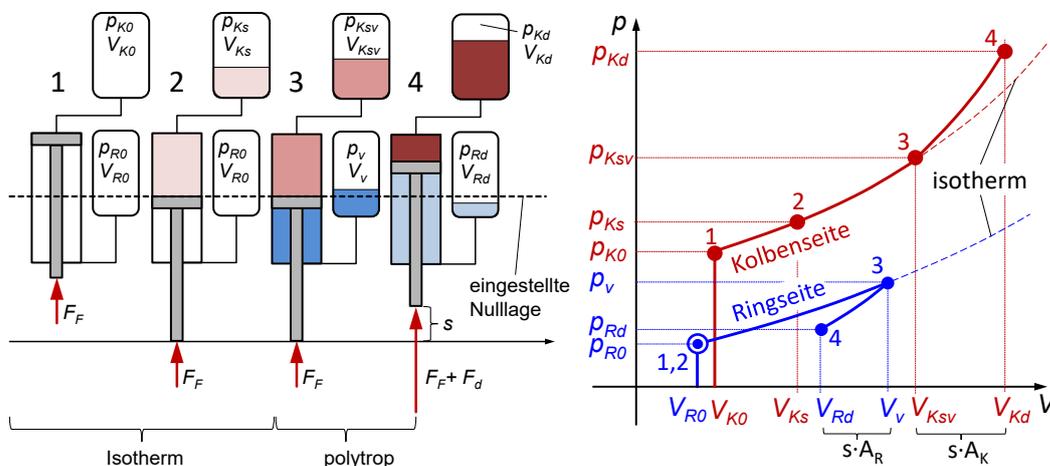


Abb. 18: Zustände des hydropneumatischen Federsystems. Links: schematische Befüllung der Fahrwerkhydraulik, rechts: p-V-Diagramm

Der formelmäßige Zusammenhang zwischen der Auslenkung s und der wirksamen Kraft F_z am Federsystem lässt sich unter Betrachtung der oben angeführten Zustände 1 bis 4 wie folgt angeben (vgl. [16]):

$$F_z(s_F) = (F_F + p_v \cdot A_R) \cdot \left[\frac{\frac{V_{K0} \cdot p_{K0}}{F_F + p_v \cdot A_R}}{\frac{V_{K0} \cdot p_{K0}}{F_F + p_v \cdot A_R} - s_F} \right]^n - p_v \cdot A_R \cdot \left[\frac{\frac{V_{R0} \cdot p_{R0}}{p_v \cdot A_R}}{\frac{V_{R0} \cdot p_{R0}}{p_v \cdot A_R} + s_F} \right]^n \quad (1)$$

Der angeführten Gleichung liegt dabei die Annahme zu Grunde, dass die Änderungen der Zustände 1 bis 3 auf Grund der vergleichsweise langsamen Änderungen isotherm ablaufen. A_R ist hierbei die Ringkolbenfläche des Fahrwerkzylinders.

Ein Aspekt, der bei der Behandlung eines Federungssystems im Allgemeinen auch berücksichtigt werden muss, ist die Kopplung von Achse bzw. Rad und Federelement. Für den Fall, dass der Fahrwerkzylinder zum Rad versetzt angeordnet wird, wenn also z. B. die Achse über Längslenker am Rahmen angebracht ist, müssen die im Folgenden angeführten Zusammenhänge berücksichtigt werden. Auch wenn eine solche Anbindung beim TUB-Trac nicht vorliegt, soll diese als Ergänzung in die Betrachtung einbezogen werden, um eine allgemeingültige Beschreibung der Federcharakteristik angeben zu können. Abb. 19 zeigt schematisch die Kinematik einer Radaufhängung mit versetzt angebrachtem Federelement.

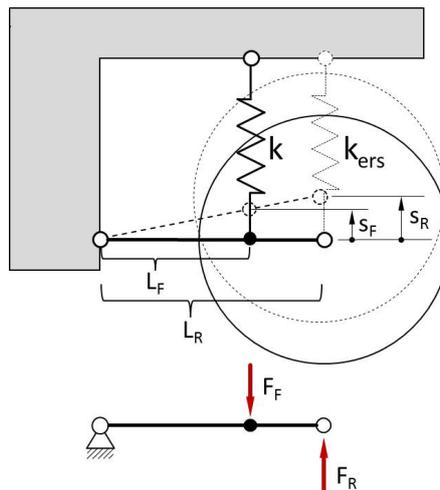


Abb. 19: Prinzipielle Anbindung der Hinterachse und vereinfachte Darstellung der wirksamen Kräfte und Wege am Rad bzw. an der Federanbindung

Betrachtet man die am Rad wirksame Kraft F_R mit dem dazugehörigen Federweg s_R , so ist ersichtlich, dass die auf den Fahrwerkzylinder wirkende Kraft F_F auf Grund der Hebelwirkung zur Radkraft F_R zunimmt. Gleichzeitig verringert sich der Federweg am Fahrwerkzylinder s_F zur Radeinfederung s_R . Die Kraft und der Federweg am Fahrwerkzylinder ergeben sich also in Abhängigkeit der Auslenkung und der Kraft am Rad mit:

$$F_F = F_R \cdot \frac{L_R}{L_F} \quad (2)$$

$$s_F = s_R \cdot \frac{L_F}{L_R} \quad (3)$$

Dabei wird das folgende Hebelverhältnis definiert:

$$f_{hebel} = \frac{L_F}{L_R} \quad (4)$$

Um die Rückstellkraft des Rades in Abhängigkeit von dessen Einfederung zu beschreiben, kann ein fiktives Ersatzfederelement bzw. ein gedachter Ersatzzylinder, der direkt am Rad wirksam ist, betrachtet werden (vgl. gestrichelte Feder in Abb. 19). Würde eine Feder mit konstanter Federsteifigkeit $k_{F.lin}$ statt eines Fahrwerkzylinders verbaut sein, ließe sich der Zusammenhang von Radeinfederung und Radkraft anhand der Ersatzfedersteifigkeit durch den folgenden einfachen Zusammenhang beschreiben:

$$k_{R.ers.lin} = \frac{F_R}{s_R} = \frac{F_F \cdot f_{hebel}}{s_F \cdot \frac{1}{f_{hebel}}} = \frac{F_F}{s_F} \cdot f_{hebel}^2 = k_{F.lin} \cdot f_{hebel}^2 \quad (5)$$

Danach nimmt die Ersatzfedersteifigkeit $k_{R.ers.lin}$ mit dem Quadrat des Hebelverhältnisses zur Federsteifigkeit, der versetzt angeordneten Feder $k_{F.lin}$, ab. Die effektiv wirksame Rückstellkraft am Rad wäre demnach:

$$F_R(s_R) = s_R \cdot k_{F.lin} \cdot f_{hebel}^2 = s_R \cdot k_{R.ers.lin} \quad (6)$$

Führt man diese Betrachtung am hydropneumatischen System durch, stellt sich ein etwas anderer Zusammenhang dar. Im Wesentlichen ergibt sich der Unterschied zum linearen Federelement durch die Abhängigkeit der Federsteifigkeit von der statischen Last am Fahrwerkzylinder des hydropneumatischen Systems. Durch die vorhandene Hebelwirkung nimmt diese am Zylinder um den Faktor $1/f_{hebel}$ zu bzw. ab. Betrachtet man zusätzlich noch die Verringerung der Einfederung am Fahrwerkzylinder, dann lässt sich die oben angeführte Gleichung (1) für die hydropneumatische Federkraft wie folgt erweitern:

$$F_R(s_R) = F_F(s_F) \cdot f_{hebel} = F_F(s_R \cdot f_{hebel}) \cdot f_{hebel} \quad (7)$$

Einsetzen in die Gleichung (1) liefert dann:

$$F_{z.ers}(s_R) = (F_R + p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}) \cdot \left[\frac{\frac{V_{K0} \cdot p_{K0}}{F_F + p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}}}{\frac{V_{K0} \cdot p_{K0}}{F_F + p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}} - s_R} \right]^n - p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel} \cdot \left[\frac{\frac{V_{R0} \cdot p_{R0}}{p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}}}{\frac{V_{R0} \cdot p_{R0}}{p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}} + s_R} \right]^n \quad (8)$$

Gleichung (8) stellt den formelmäßigen Zusammenhang zwischen der Radauslenkung und der am Rad wirksamen Rückstellkraft des hydropneumatischen Systems - also des Ersatzzylinders - dar. Interessant ist, dass sich die versetzte Anbindung von Fahrwerkzylinder und Rad als eine Verringerung der Vorspannkraft interpretieren lässt, welche durch den Faktor $p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel}$ ausgedrückt wird. Demnach verhält sich das Rad, als wäre es durch das hydropneumatische Federungssystem mit einer um f_{hebel} verringerte Vorspannung bei einer direkten Anbindung am Fahrwerkzylinder gefedert.

Um diesen Zusammenhang etwas anschaulicher zu gestalten, soll abschließend die Federsteifigkeit in der statischen Ruhelage betrachtet werden. Diese ergibt sich, wie man nachrechnen kann, aus Gleichung (8) mit:

$$k_0(f_{hebel}) = n \cdot \left[\frac{(F_F + p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel})^2}{V_{K0} \cdot p_{K0}} \right] + n \cdot \left[\frac{(p_v \cdot A_R \cdot f_{hebel})^2}{V_{R0} \cdot p_{R0}} \right] \quad (9)$$

Eine Feder mit der konstanter Federsteifigkeit $k_0(1)$ - also der Ruhfedersteifigkeit der hydropneumatischen Federung bei einem Hebelverhältnis von Eins - hätte zum Vergleich eine effektiv wirksame Steifigkeit am Rad von:

$$k_{0.lin} = k_0(1) \cdot f_{hebel}^2 \quad (10)$$

Trägt man die effektiv am Rad wirksamen Federsteifigkeiten in Ruhelage über dem Hebelverhältnis auf, ergeben sich die in Abb. 20 dargestellten Kurven.

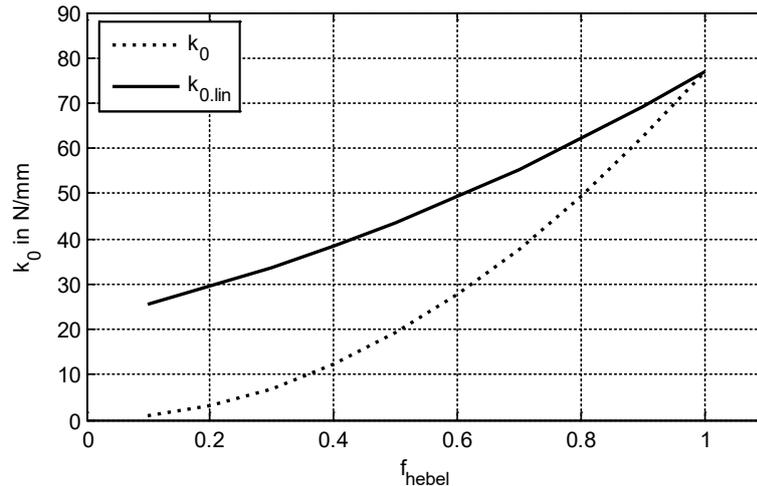


Abb. 20: Einfluss des Hebelverhältnisses auf die effektive Federsteifigkeit am Rad (auch als Ersatzsteifigkeit zu betrachten)

Zu erkennen ist, dass die Ruhesteifigkeit k_0 des hydropneumatischen Systems weniger stark durch die Hebelübersetzung beeinflusst wird, als es bei einem System mit konstanter Federsteifigkeit $k_{0,\text{lin}}$ der Fall wäre. Interessant ist auch, dass die hydropneumatische Feder bei einem Hebelverhältnis das gegen Null geht, theoretisch immer noch eine Rückstellkraft aufbringen könnte. Die Ursache hierfür ist, dass die Zunahme der Steifigkeit auf Grund der statischen Gewichtskraft einen stärkeren Einfluss auf die Federcharakteristik nimmt, als die Reduzierung der Federkraft durch die übersetzende Radaufhängung.

3.1.1.1. Grenzen des hydropneumatischen Fahrwerks

Ausgehend von der Beschreibung des, im Allgemeinen übersetzend angebrachten, hydropneumatischen Federungssystems lassen sich die Grenzen des betrachteten hydropneumatischen Systems angeben. Wie bereits erwähnt, sind die Vorspanndrücke p_v , die Fülldrücke p_0 und die Mittellage des Fahrwerks einstellbar. Die Mittellage wird im Normalfall durch die Mittelstellung des Fahrwerkzylinders festgelegt, sodass der gleiche Ein- und Ausfederweg zur Verfügung steht. Die Fülldrücke lassen sich während des Betriebs des Fahrzeugs nicht verändern und sollen daher als fixe Grundeinstellung betrachtet werden. Somit besteht praktisch nur die Möglichkeit, die Federungseigenschaften des Fahrwerks durch Anpassung des Vorspanndruckes zu beeinflussen, wobei Anbaumassen und die damit verbundenen Radlastverteilungen zu berücksichtigen sind.

Um die zulässigen Grenzen des einstellbaren Vorspanndruckes zu ermitteln, werden die folgenden Kriterien betrachtet:

1. Das Ölvolumen im Blasenspeicher sollte nicht mehr als 90% des Gesamtvolumens einnehmen. (nach [16])
2. Das Gasvolumen im Blasenspeicher sollte nicht mehr als 90% des Gesamtvolumens einnehmen. (nach [16])
3. Die zulässigen Betriebsdrücke der Blasenspeicher sowie der anderen Hydraulikkomponenten dürfen nicht überschritten werden

Setzt man vereinfacht eine isotherme Zustandsänderung voraus, dann lässt sich das Gasvolumen des ringseitigen Speichers nach dem Einfedern mit maximalem Federweg s_{max} für Kriterium 1 und 2 nach Gleichung (11) berechnen.

$$V_{R,\text{ein}} = V_{R0} \cdot \frac{p_{R0,T,\text{max}}}{p_{v1}} + A_R \cdot s_{F,\text{max}} \leq 90\% \cdot V_{R0} \quad (11)$$

Für das Ausfedern mit maximalem Federweg ergibt sich das ringseitige Volumen des Blasenspeichers mit Gleichung (12).

$$V_{R,aus} = V_{R0} \cdot \frac{p_{R0,T,min}}{p_{v1}} - A_R \cdot s_{F,max} \geq 10\% \cdot V_{R0} \quad (12)$$

Dabei wurde mit dem statischen, ringseitigen Druck $p_{R0,T,max}$ bei der zu erwartenden maximalen Temperatur T_{max} bzw. dem ringseitigen Druck bei der zu erwartenden minimalen Temperatur des Systems gerechnet. Die temperaturabhängigen Drücke lassen sich dabei mit den Gleichungen (13) und (19) bestimmen.

$$p_{R0,T,max} = p_{R0} \cdot \frac{T_{max}}{T_0} \quad (13)$$

$$p_{R0,T,min} = p_{R0} \cdot \frac{T_{min}}{T_0} \quad (14)$$

Für den kolbenseitigen Blasenspeicher muss zusätzlich auch die statische Last in die Betrachtung einbezogen werden. Für einen gegebenen Vorspanndruck des kolbenseitigen Speichers ergeben sich die zulässigen minimalen und maximalen statischen Lasten für ein Federelement mit:

$$F_{F,min,zul} = V_{K0} \cdot \frac{p_{K0,T,max}}{90\% \cdot V_{K0} - A_K \cdot s_{F,max}} \cdot A_K - p_v \cdot A_R \quad (15)$$

$$F_{F,max,zul} = V_{K0} \cdot \frac{p_{K0,T,min}}{10\% \cdot V_{K0} + A_K \cdot s_{F,max}} \cdot A_K - p_v \cdot A_R \quad (16)$$

Die kolbenseitigen statischen Drücke werden hier mit den Gleichungen (17) und (18) berechnet.

$$p_{K0,T,max} = p_{K0} \cdot \frac{T_{max}}{T_0} \quad (17)$$

$$p_{K0,T,min} = p_{K0} \cdot \frac{T_{min}}{T_0} \quad (18)$$

Die entsprechenden Parameter des TUB-Track-Fahrwerks sind in Tab. 2 aufgeführt.

Tab. 2: Kennwerte des Hydropneumatischen Fahrwerks des TUB-Trac

Formelzeichen	Wert	Einheit	Erläuterung
d_K	50	mm	Kolbendurchmesser, Fahrwerkzylinder
d_S	32	mm	Stangendurchmesser, Fahrwerkzylinder
V_{K0}	1,4	L	Volumen des Blasenspeichers (Kolbenseitig)
V_{R0}	1,4	L	Volumen des Blasenspeichers (Ringseitig)
p_{K0}	51,4	bar	Fülldruck des Blasenspeichers (Kolbenseite)
p_{R0}	31,9	bar	Fülldruck des Blasenspeichers (Ringseite)
$s_{F,ges}$	120	mm	Gesamtfederweg (von Endanschlag zu Endanschlag)
$s_{F,max}$	60	mm	Max. Ein- und Ausfederweg bei Mittelposition des Fahrwerkes
$f_{hebel,v}$	1	1	Hebelverhältnis, durch versetzte Anbindung des Fahrwerkzylinders an den Vorderrädern
$f_{hebel,h}$	1	1	Hebelverhältnis, durch versetzte Anbindung des Fahrwerkzylinders an den Hinterrädern
$p_{max,zul}$	300	bar	Zulässiger Maximaldruck der Blasenspeicher
n	1.3	1	Polytropenexponent
T_{max}	T_0	K	maximale Temperatur
T_{min}	T_0	K	minimale Temperatur

Nach Auswertung der oberen Gleichungen unter Verwendung der in Tab. 2 gelisteten Werte wurden die Bereiche des zulässigen Vorspanndrucks in Abhängigkeit der statischen Achslast für den TUB-Trac berechnet. Abb. 21 zeigt die für den TUB-Track berechneten Grenzen des hydropneumatischen Fahrwerks für die Vorder- und Hinterachse. Da die Radeinfederungen durch Anschläge begrenzt sind, führen die Fahrwerkzylinder der Hinterachse einen maximalen Hub von s_{max} aus, für die die angegebenen Grenzen gelten.

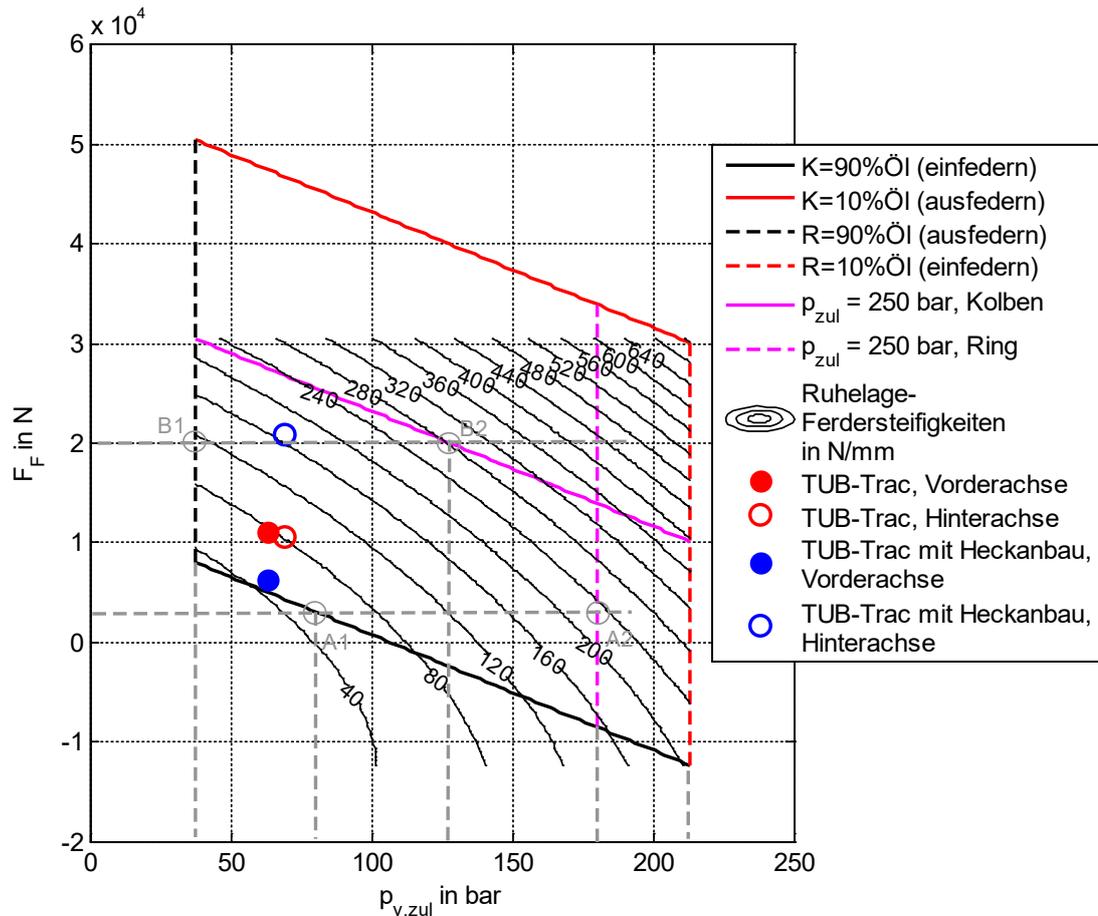


Abb. 21: Grenzen der hydropneumatischen Federung des TUB-Trac. Darüber liegend ist das Kennfeld mit den Ruhelagensteifigkeiten in N/mm abgebildet.

Zum Verständnis der oberen Grafik kann folgendes Beispiel betrachtet werden:

- Angenommen sei, der TUB-Trac weist auf Grund seiner Beladung eine statische Federkraft von 0,3 kN an der Vorderachse (grau gestrichelte Linie A1-A2) und 2 kN an der Hinterachse auf (grau gestrichelte Linie B1-B2).
- Der Vorspanndruck darf unabhängig von den statischen Federkräften nicht unterhalb von ca. 30 bar liegen (B1), damit beim Ausfedern mit maximalem Federweg (hier 60 mm) der ringseitige Blasenspeicher nicht mehr als zu 90% mit Öl gefüllt wird. Diese Grenze wird durch die **schwarz gestrichelte senkrechte Linie** gekennzeichnet.
- Auch darf der Vorspanndruck nicht mehr als 220 bar betragen, damit der ringseitige Speicher beim Einfedern nicht weniger als 10% Öl enthält. -> **rot gestrichelte vertikale Linie**
- Je nach Speicher muss auch der zulässige Betriebsdruck berücksichtigt werden. Um den des TUB-Trac bei maximalem Federweg nicht zu überschreiten, darf der Vorspanndruck den Wert von 180 bar nicht übersteigen. -> **gestrichelte magentafarbene, senkrechte Linie**. Diese Grenzen liegt damit unterhalb der (rot, gestrichelt) Grenze der 10%-Füllung des Speichers.
- Die **obere rote Linie** begrenzt den zulässigen Vorspanndruck abhängig von der vorliegenden statischen Federkraft. Im betrachteten Beispiel liegen die beispielhaften statischen Federkräfte von 0,3 kN und 2 kN deutlich unterhalb dieser Linie, sodass der Vorspanndruck mit den oben genannten Grenzen nicht überschritten werden kann. Würde eine der Achslasten bei beispielhaften 4 kN liegen, dürfte der Vorspanndruck nicht über 125 bar liegen, damit der kolbenseitige Blasenspeicher beim Ausfedern nicht weniger als 10% Öl enthält.

- Die untere **schwarze Linie** begrenzt den zulässigen Vorspanndruck, abhängig von der vorliegenden minimalen statischen Federkraft. Im vorliegenden Beispiel bedeutet dies, dass mit der minimalen statischen Federkraft von 0,3 kN der Vorspanndruck nicht kleiner als ca. 78 bar sein darf (A1), damit der kolbenseitige Blasenspeicher beim Einfedern nicht mehr als 90% Ölvolumen aufnimmt.
- Die Begrenzung des Betriebsdruckes des kolbenseitigen Speichers wird durch die **magentafarbene Linie** vorgegeben. Liegen die statischen Federkräfte oberhalb dieser Linie, wird der zulässige Betriebsdruck des kolbenseitigen Blasenspeichers bei Nutzung des vollen Federweges überschritten. Im vorliegenden Beispiel würde bei einer statischen Federkraft am Hinterrad von 2 kN eine Überschreitung bei Vorspanndrücken oberhalb von ca. 125 bar stattfinden (B2).

3.1.1.2. Einfluss des Vorspanndruckes auf die Eigenschaften der hydropneumatischen Federung des TUB-Trac

Einer der die Federcharakteristik am stärksten beeinflussenden Parameter des Fahrwerks ist der Vorspanndruck des hydropneumatischen Systems, der dem ringseitigen vorgegebenen Druck im Fahrwerkzylinder bei wirksamer Fahrzeuggewichtskraft entspricht. Unter Berücksichtigung der im Vorfeld beschriebenen Grenzen des Federungssystems des TUB-Trac lassen sich die Federkennlinien und -steifigkeiten des TUB-Trac über verschiedene Vorspanndrücke wie in Abb. 22 darstellen.

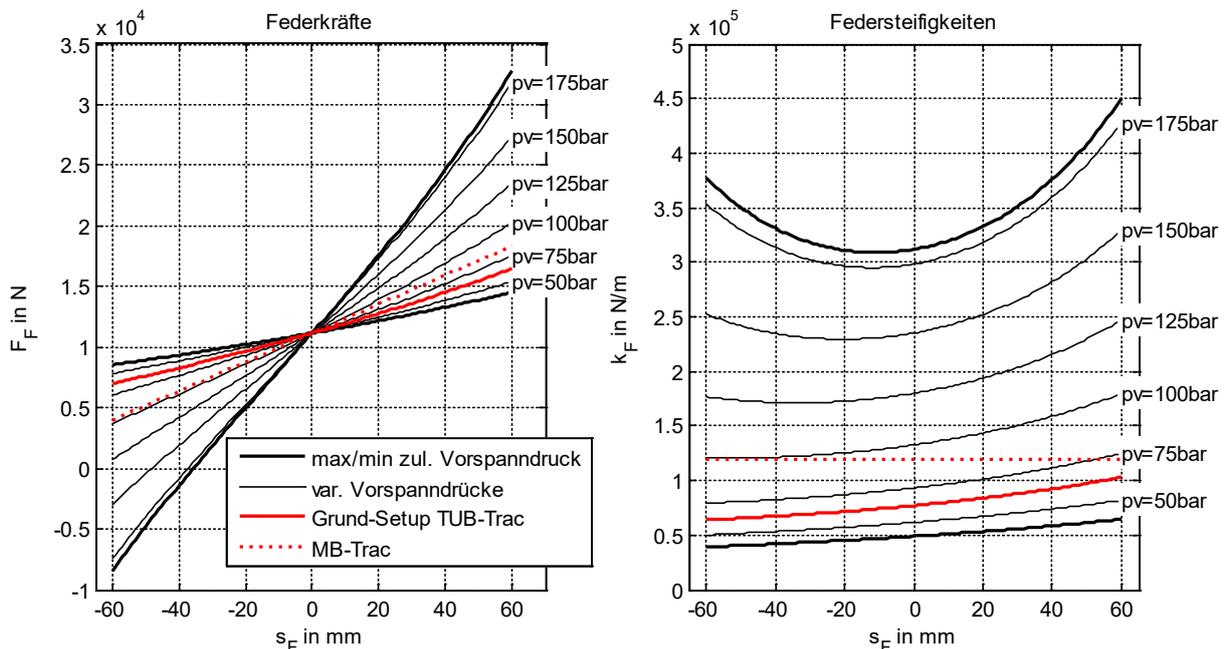


Abb. 22: Rückstellkräfte und Federsteifigkeiten des vorderen Fahrwerks des TUB-Trac, abhängig vom Federweg für verschiedene Vorspanndrücke, unter Beachtung der Grenzen des Fahrwerks

Bezogen auf die Bereichsgrenzen (dicke, schwarze Linien) liegen die Kennlinien für die bis dato verwendeten Vorspanndrücke (rote Linien) tendenziell im Bereich der Kennlinie des ursprünglichen MB-Trac (rot, gestrichelte Linien) und damit im unteren Teil des zulässigen Bereiches. Im Ruhezustand des Fahrzeugs ist die Federsteifigkeit grob proportional zum Vorspanndruck.

3.1.1.3. Einfluss der statischen Federkraft auf die Eigenschaften der hydropneumatischen Federung des TUB-Trac

Den Einfluss einer veränderlichen statischen Gewichtskraft auf die Federkennlinie und Federsteifigkeitskennlinie zeigt Abb. 23. Erkennbar ist die, bei höheren statischen Federkräften, überproportional ansteigende Federkraft beim Einfedern. Bei statischen Federkräften unterhalb von ca. 7000 N weisen die Kurvenverläufe einen leicht degressiven Verlauf auf. Für das vorliegende Setup des Fahrzeugs ergibt sich eine leicht progressive Kennlinie, wie man auch anhand des Verlaufs der Federsteifigkeit in dem rechten Diagramm erkennen kann.

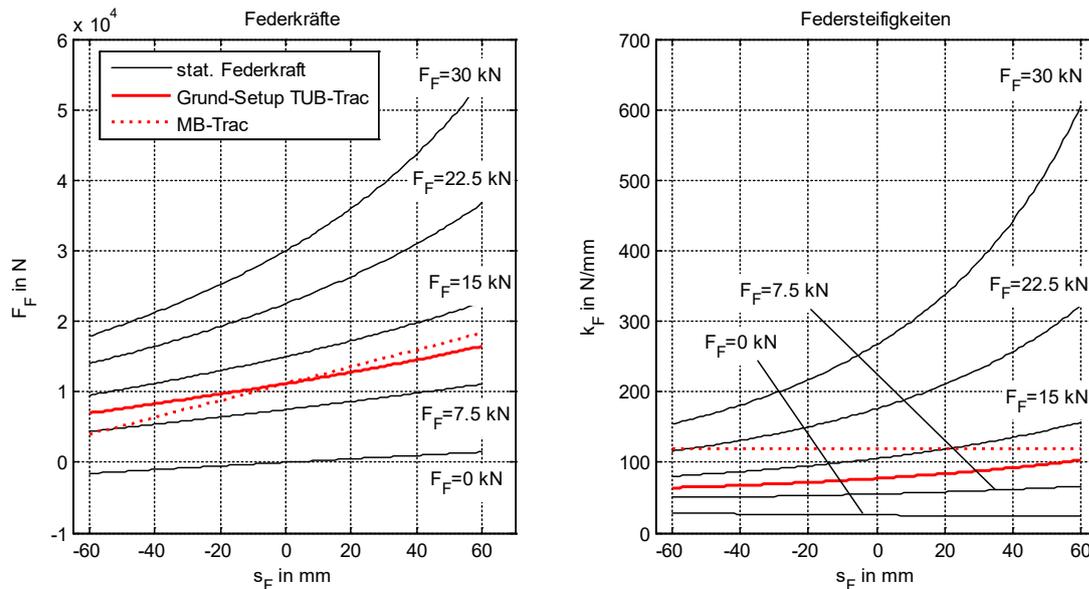


Abb. 23: Federkennlinie (links) und Steifigkeitsverlauf (rechts) des hydropneumatischen Fahrwerks des TUB-Trac

In diesem Fall steigt die Federrate bei einem Einfedern mit maximalem Federweg von ungefähr 77 N/mm auf 103 N/mm, was einer Steigerung von ca. 34% entspricht.

Die im Allgemeinen progressive Federcharakteristika kann prinzipiell als wünschenswert für das Fahrwerk betrachtet werden weil sich hierdurch die Wahrscheinlichkeit eines Durchschlagens der Federung verringern lässt. Darüber hinaus bringt das hydropneumatische Fahrwerk auch Vorteile in Hinblick auf das lastabhängige Schwingungsverhalten des Fahrzeugs mit sich. Durch die von der Gewichtskraft abhängige Federsteifigkeit hat die Beladung neben der Erhöhung der gefederten Masse einen Einfluss auf die Eigenfrequenz des Aufbaus.

Betrachtet man den Aufbau vereinfacht als gefederte Einzelmasse, dann ergibt sich die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems bei konstanter Federsteifigkeit mit:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_A}{m_A}} \quad (19)$$

Durch die gleichzeitige Erhöhung der Steifigkeit der hydropneumatischen Federung mit zunehmender Masse ändert sich die Eigenfrequenz weniger stark, als es bei einem System mit konstanter Federsteifigkeit der Fall wäre. Die geringere Abhängigkeit der Aufbaueigenfrequenz des hydropneumatisch gefederten Fahrzeugs von der Beladung bietet damit den Vorteil einer „integrierten“ Lastkompensation, wodurch eine geringere Abweichung von der Auslegungsfrequenz des Fahrwerks stattfindet. Setzt man in Gleichung (19) die Steifigkeit des hydropneumatischen Systems in Ruhelage ein, lässt sich der Verlauf der Eigenfrequenz abhängig von der Aufbaumasse, wie in Abb. 24 exemplarisch dargestellt. Zum Vergleich ist auch die lastabhängige Eigenfrequenz für eine Federung konstanter Steifigkeit gepunktet dargestellt.

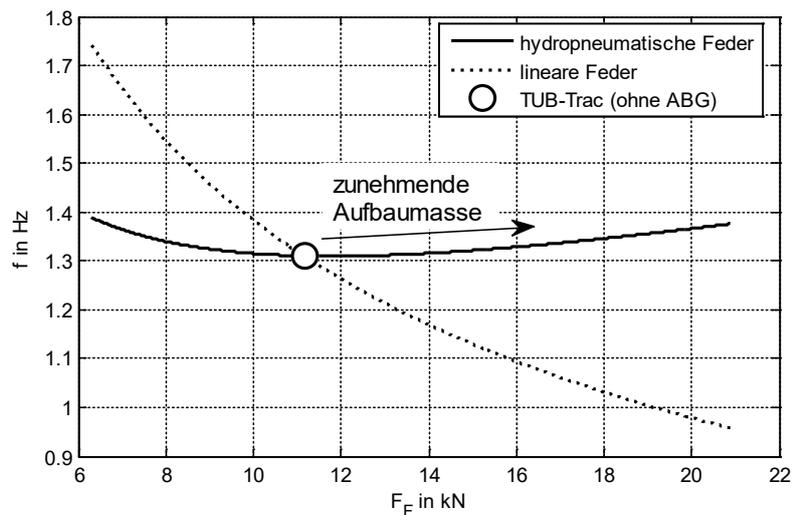


Abb. 24: Vergleich der ungedämpften Eigenfrequenz des Aufbaus bei einer hydropneumatischen und einer linearen Feder in Abhängigkeit der statischen Fahrwerkskraft. Hierbei wird nur die gefederte Aufbaumasse betrachtet

Während die Eigenfrequenz des Systems mit fester Steifigkeit über dem betrachteten Aufbaukraftbereich fast um den Faktor 2 variiert, ergibt sich für das hydropneumatische System lediglich eine Schwankung um den Faktor 1,1. Auch wenn diese vereinfachte Betrachtung nur qualitativen Charakter hat, lässt sich der prinzipielle Einfluss der hydropneumatischen Federung auf die Aufbaueigenfrequenz bei veränderter Masse veranschaulichen.

Neben der wirksamen Rückstellkraft der Blasenspeicher treten im Hydrauliksystem auf Grund der begrenzten Querschnitte volumenstromabhängige Widerstände auf, durch die ein Teil der Bewegungsenergie dissipiert und die Schwingungen des Systems gedämpft wird. In semiaktiven Fahrwerken kann dieser Einfluss durch verstellbare Ventile zwischen Zylinder und Blasenspeicher gezielt genutzt werden, um eine veränderliche Dämpfungskraft im Federungssystem zu erzeugen. Der Aufbau und die physikalischen Zusammenhänge des Dämpfungssystems werden in Abschnitt. 4.2 beschrieben.

3.1.2. Der Heckkraftheber des Versuchstraktors

Der Heckkraftheber (HKH) des TUB-Trac der Kategorie 3 nach [25] entspricht dem des ursprünglichen MB-Trac 1600 Turbo. Dieser ist in aufgelöster Bauweise ausgeführt und wird durch zwei Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser von 100 mm und einem maximalen Hub von 200 mm verfahren. Die Hydraulik wurde ursprünglich mit der Innenzahnradpumpe des Fahrzeugs versorgt, die mit einem maximalen Volumenstrom von 57 l/min (gemessen 56 l/min) eine Zylindergeschwindigkeit von ca. 65 mm/s ermöglicht. Bei einem Betriebsdruck von 200 bar erreicht der Heckkraftheber nach [26] eine maximale Hubkraft von 6500 daN. Abb. 25 zeigt den Heckkraftheber des Versuchsfahrzeugs und dessen grundlegenden Aufbau mit den wesentlichen Komponenten.

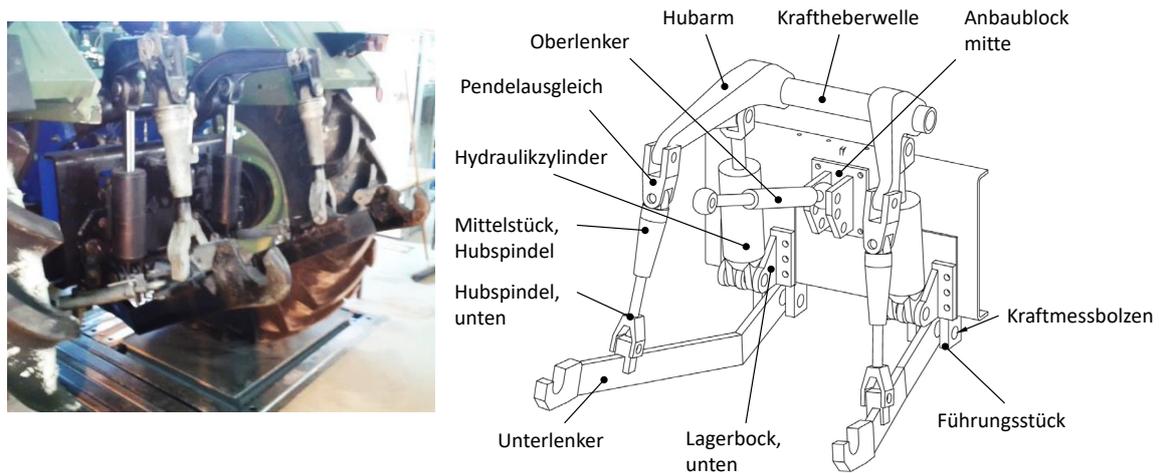


Abb. 25: Heckkraftheber des TUB-Trac

Der ursprüngliche MB-Trac, der dem Fachgebiet für den Aufbau des TUB-Trac zur Verfügung stand, war mit keiner Hubwerksregelung ausgestattet. Sowohl eine entsprechende MHR- oder EHR-Einrichtung als auch ein Messsystem zur Erfassung der Zylinderposition waren nicht vorhanden. Lediglich die Kraftmessbolzen waren im Fahrzeug integriert. Somit konnte der Heckkraftheber nur mittels Wegeventilzelle vom Fahrerplatz betätigt werden. Die einfache Funktionalität der in diesem Fall verbauten 3/4-Wegeventilzelle SRZ 60 der Fa. Bosch lässt sich anhand Abb. 26 nachvollziehen.

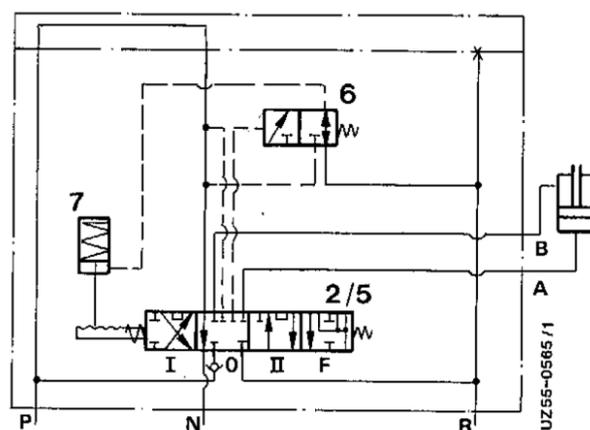


Abb. 26: Schaltplan der HKH-Hydraulik mit Wegeventilzelle (Bosch SRZ 60) [26]

Die jeweiligen Schaltstellungen ermöglichen das gerastete Heben (I), das gerastete Senken (II) als auch eine Schwimmstellung (F). Das Entrastungsventil (6) in Verbindung mit dem Rastbolzen (6) ermöglichen dabei das automatische Entrasten des Wegeventils z. B. beim Erreichen eines Anschlages des Hydraulikzylinders.

Da zur Untersuchung des Mitführens eines Heckanbaugeräts am Fahrzeug sowohl der Betrieb des Heckkrafthebers als auch die Umsetzung einer Regelbarkeit ein Ziel dieser Arbeit darstellt, wurde ein Konzept für eine neue Ansteuerung des Heckkrafthebers erarbeitet und umgesetzt. Das letztendlich verwendete Konzept sieht eine fahrzeugunabhängige Hydraulikversorgung vor, die es ermöglicht, die Bewegung des Heckkrafthebers auf Basis elektrischer Steuersignale zu realisieren. Abb. 28 zeigt den schematischen Aufbau des umgesetzten Antriebskonzepts des Heckkrafthebers.

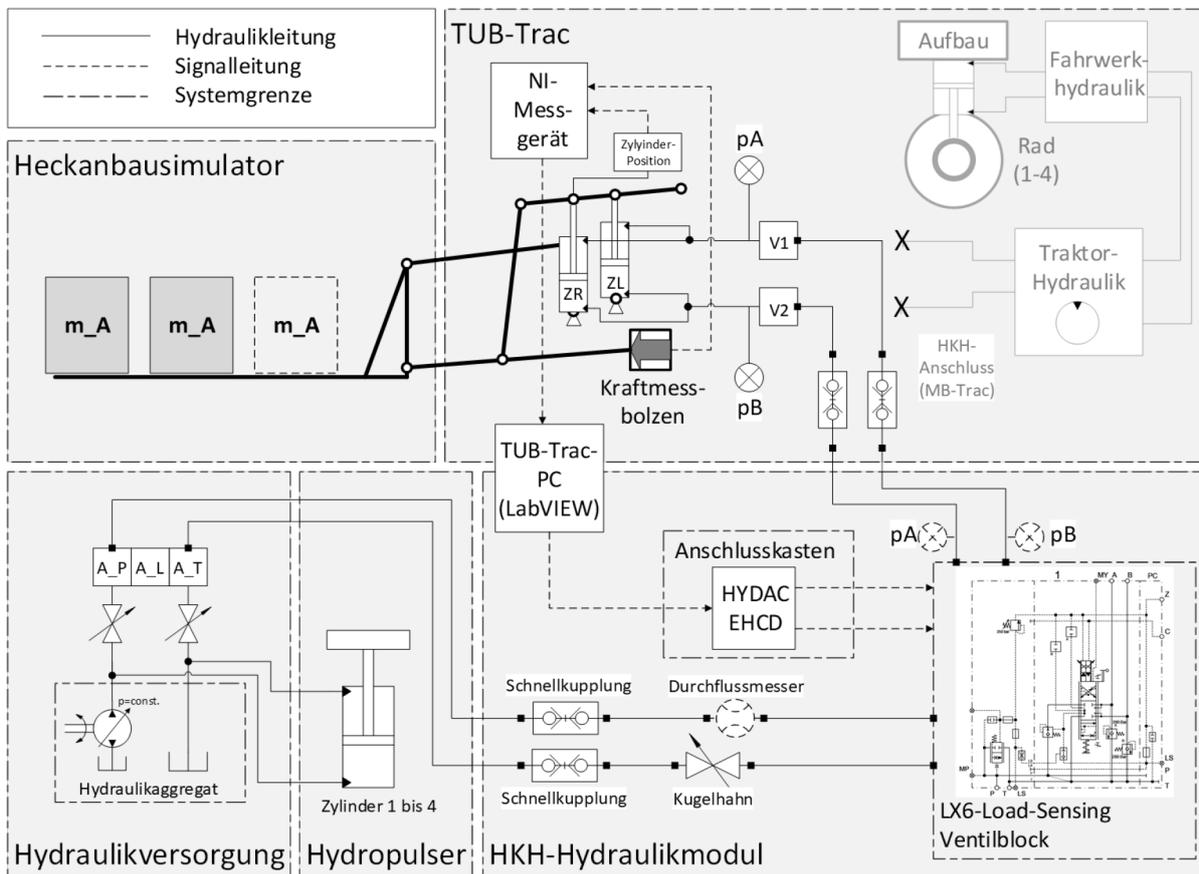


Abb. 27: Schematischer Aufbau der aktuellen Heckkraftheberhydraulik des TUB-Trac

Die Hydraulikversorgung des Heckkrafthebers erfolgt über das Hydraulikaggregat des Hydropulsers, das auf Grund seiner Förderleistung in der Lage ist, sowohl die vier Hydraulikzylinder des Hydropulsers als auch die beiden Zylinder des Heckkrafthebers zu versorgen. Die ursprüngliche Leitungsanbindung der Zylinder an den Hydraulikkreis des TUB-Trac wurde getrennt. Zur Regelung des Volumenstroms des Heckkrafthebers wurde ein separates HKH-Hydraulikmodul aufgebaut, das als Kernstück ein LX-6 Load-Sensing-Steuerblock der Fa. HYDAC beinhaltet und mittels Schnellkupplungen an die Anschlussleitungen des Hydropulser-Hydraulikaggregats bzw. das Fahrzeug angeschlossen wird.

Die Steuerung des Proportionalweeventils wird durch einen Leistungsverstärker EHCD-AM002 der Fa. HYDAC ermöglicht, der ausgehend von einer Sollwertspannung von $\pm 10\text{ V}$ über eine parametrierbare Kennlinie den entsprechenden Leistungsstrom für die Ventilmagnete bereitstellt. Die Sollwerte der Ventile werden im LABVIEW Steuerprogramm des TUB-Trac generiert und mittels Spannungsausgabemodul an den Leistungsverstärker übertragen. Für den mess- und regelungstechnischen Betrieb des Heckkrafthebers werden sowohl die Zylinderposition, die statischen Drücke der Ring- und Kolbenseite (p_A , p_B) als auch die Werte des Kraftmessbolzens erfasst, an den Industrie-PC des TUB-Trac und von dort an den TUB-Trac-Steuer-PC übertragen.

Abb. 28 zeigt das HKH-Hydraulikmodul und den Load-Sensing-Steuerblock zur Steuerung des Heckkrafthebers. Das HKH-Hydraulikmodul besteht aus einem Aluminiumprofilgestell, das die

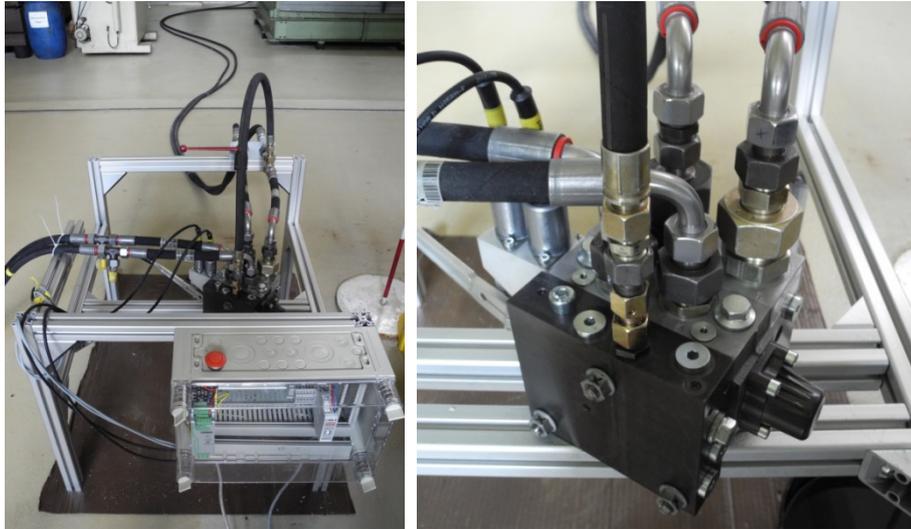


Abb. 28: Heckkraftheber-Hydraulikmodul mit Load-Sensing-Ventil (HYDAC, LX-6)

Abb. 31

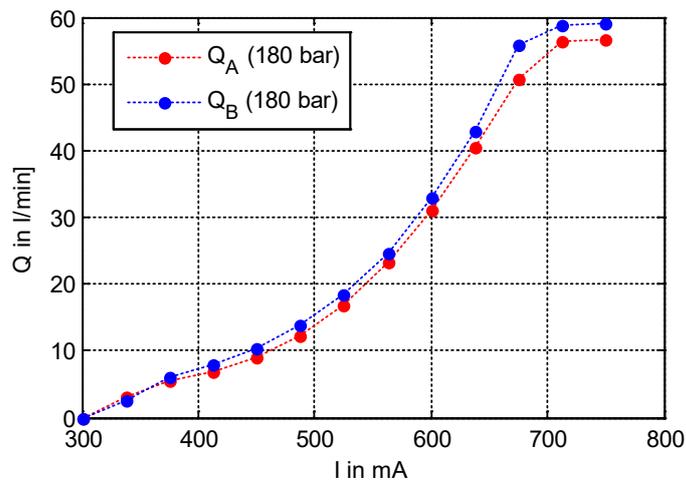


Abb. 29: Stationäre Volumenstrom- und Geschwindigkeitswerte, berechnet aus gemessener Kolbengeschwindigkeit bei einem Differenzdruck von 180 bar

Um die spätere Zuordnung von Soll- und Istwert zu vereinfachen, wurden Korrekturkennlinien anhand der gemessenen Kurven erzeugt, die, im HYDAC Leistungsverstärker hinterlegt, eine Proportionalität zwischen Steuerspannung und Ausgangsvolumenstrom ermöglichen (siehe Abb. 30)

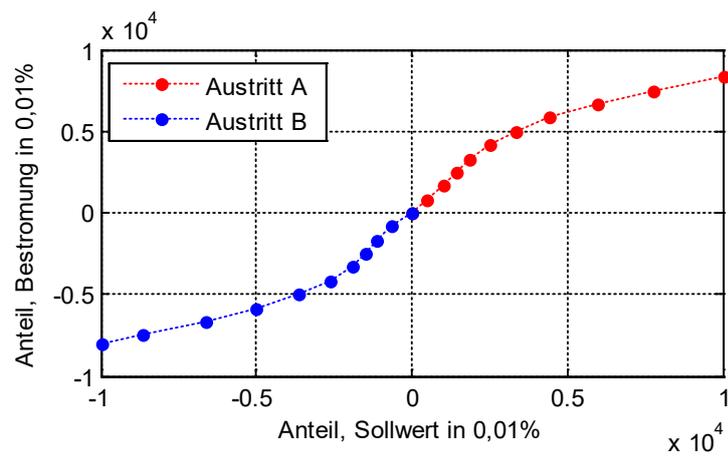


Abb. 30: Korrekturkennlinie für einen Strombereich von 0-750mA.
Sollwertanteil (-10000...10000 in 0.01%), Bestromungsanteil (-10000...10000 in 0.01%)

3.2. Der Anbaugerätesimulator des Versuchstraktor

Abb. 31 zeigt den grundlegenden Aufbau dieses Anbaugerätesimulators und dessen Grundabmaße.

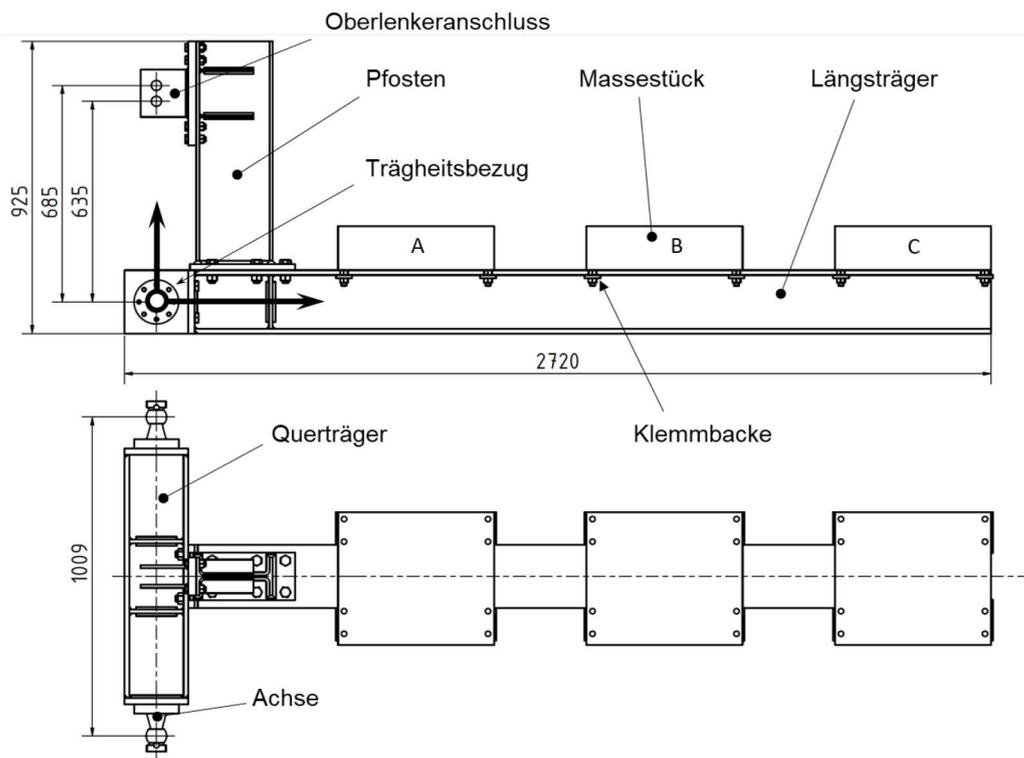


Abb. 31: Komponenten und Grundabmaße des Anbaugerätesimulators (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht)

Der Rahmen des Anbaugerätesimulators besteht aus vier miteinander verschraubten Schweißbaugruppen, einem Längsträger, einem Querträger, einem Pfosten und einem Oberlenkeranschluss. Zur Anbindung an den Unterlenker sind entsprechende Achsen am Querträger verschraubt, auf denen die Reduzierkugeln befestigt werden. Die Ankopplung des Oberlenkers erfolgt mit einer Bolzenverbindung in einer der beiden Bohrungen des Oberlenkeranschlusses. Zur Anpassung der Masse, der Schwerpunktlage und der Rotationsträgheit des Aufbaus sind zusätzliche Massestücke vorgesehen, die variabel, mittels Klemmbacken, auf dem Obergurt des Längsträgers angebracht werden können. Die Massen und die auf die Rotationsachsen der Achszapfen bezogenen Rotationsträgheiten sind in Tab. 3 zusammengefasst.

Tab. 3: Massenwerte des Anbaugerätesimulators

	Formelzeichen	Wert	Einheit	Hinweis
Gesamtmasse, Rahmen	$m_{AGS,Rahmen}$	288	kg	Gemessen mit Kraftaufnehmer
Masse, Massestück A	$m_{AGS,M,A}$	247,1	kg	Gemessen mit Kraftaufnehmer
Masse, Massestück B	$m_{AGS,M,B}$	248,0	kg	Gemessen mit Kraftaufnehmer
Masse, Massestück C	$m_{AGS,M,C}$	248,8	kg	Gemessen mit Kraftaufnehmer
min. Rotationsträgheit, bez. auf Achszapfen	$J_{AGS,0,min}$	505.4	kg m ²	Berechnet
max. Rotationsträgheit, bez. auf Achszapfen	$J_{AGS,0,max}$	3148.1	kg m ²	Berechnet

Die variable Anbringung der Massestücke ermöglicht dabei eine Variation der Gesamtmasse und der Rotationsträgheiten (bezogen auf die Achszapfen) nach Abb. 32. Demnach kann z. B. bei Verwendung von zwei Massen, bei dem der Anbaugerätesimulator eine Masse von 783 kg aufweist, eine Rotationsträgheit zwischen 850 kg·m² und 2650 kg·m² eingestellt werden.

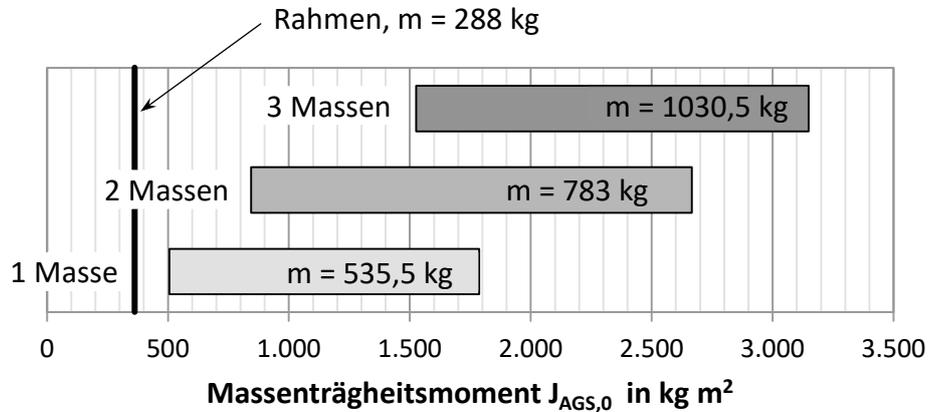


Abb. 32: Variationsbereiche der Anbaugerätesgesamtmasse und der auf die Achszapfen bezogenen Rotationsträgheiten bei Verwendung von 1, 2 und 3 Massestücken

Der im Rahmen dieser Arbeit umgesetzte Anbaugerätesimulator mit der in den Versuchen verwendeten Massenaufteilung zeigt Abb. 33. Mit dieser Konfiguration weist der Simulator die maximale Masse von 1030,5 kg und eine Rotationsträgheit von 2920 kg·m², bezogen auf die Rotationsachsen der Achszapfen, auf.



Abb. 33: Umgesetzter Anbaugerätesimulator mit der für die durchgeführten Versuche verwendeten Massenkombination ($m = 1030,5\ kg$; $J = 667\ kg\cdot m^2$)

4. Modellbildung

Im folgenden Abschnitt werden die Simulationsmodelle beschrieben, mit denen die ebene Vertikaldynamik von Traktoren mit Anbaugerät und im Speziellen die des TUB-Trac rechnerisch untersucht werden soll. Grundlage hierfür bildet das Mehrkörpersystem eines Traktors, das in Form eines Einspurmodells abgebildet und anhand eines linearen Differentialgleichungssystems beschrieben wird. Der hierbei ebenfalls berücksichtigte Heckkraftheber und das Anbaugerät werden anhand einer ebenen Modellkinematik beschrieben und mit Hilfe berechneter Kennlinien in das Traktorsimulationsmodell integriert. Des Weiteren wird gesondert auf die Modellierung des hydropneumatischen Fahrwerks sowie auf die Parametrierung des Gesamtsystems eingegangen. Abschließend wird eine Validierung des Modells auf Basis von am TUB-Trac ermittelten Messdaten durchgeführt.

4.1. Einspurmodell des Traktors

Die im Vordergrund stehende Untersuchung der Vertikaldynamik des Traktors mit Anbaugerät soll anhand eines einfachen Einspurmodells erfolgen. Da die Bewertung der Traktordynamik auch anhand des Fahrkomforts erfolgt, werden sowohl die Kabine als auch der Fahrersitz mit Fahrer abgebildet. Abb. 34 zeigt die im Modell berücksichtigten Starrkörper und deren Kopplung sowie deren relative Lage zueinander. Das Traktormodell besteht aus fünf Starrkörpern - den Rädern, dem Chassis, der Kabine und dem Fahrersitz mit Fahrer - die durch federnde und dämpfende Elemente miteinander gekoppelt sind. Die Dämpfungselemente wurden der Übersicht halber nicht dargestellt. Die Dämpfungselemente wurden der Übersicht halber nicht dargestellt.

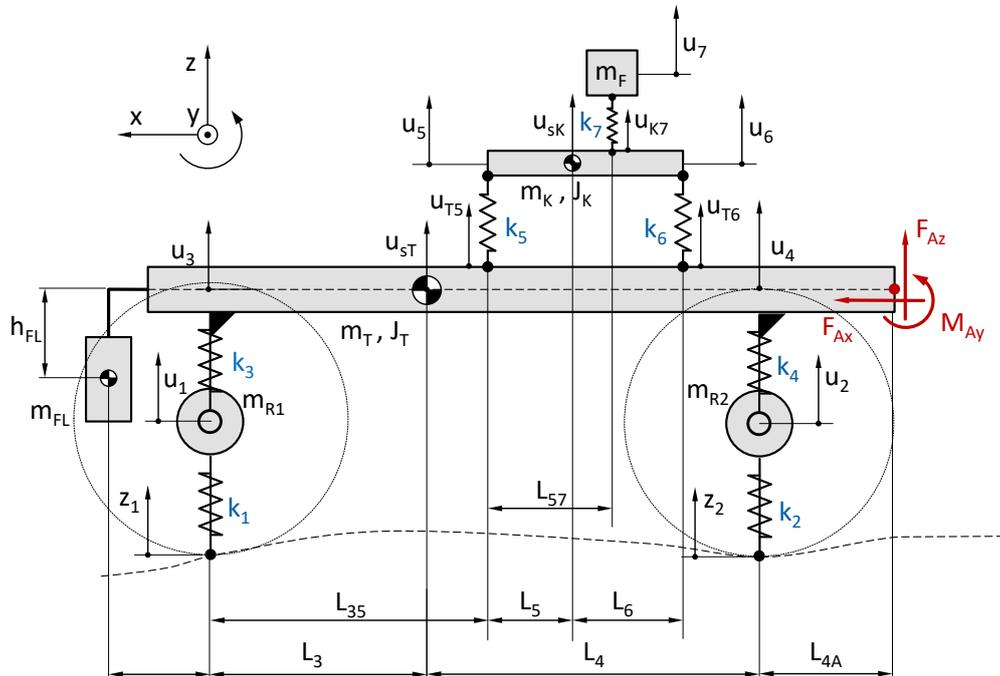


Abb. 34: Einspurmodell eines Traktors mit den Anbindungspunkten A, B, C für einen Heckkraftheber

Unter der Annahme, dass die Auslenkungen des Fahrzeugs nur kleine Kippwinkel⁴ hervorrufen, werden lediglich die linearisierten Zusammenhänge zwischen den jeweiligen Bewegungsgrößen herangezogen. Die Verschiebung der Schwerpunkte des Traktorsaufbaus und der Kabine lassen sich unter dieser Annahme in Abhängigkeit der Verbindungspunkteschiebungen mit den Gleichungen (20) und (21) beschreiben.

$$u_{sT} = a_{34} \cdot u_4 + (1 - a_{34}) \cdot u_3 \quad \text{mit:} \quad a_{34} = \frac{L_3}{L_3 + L_4} \quad (20)$$

$$u_{sK} = a_{56} \cdot u_8 + (1 - a_{56}) \cdot u_7 \quad \text{mit:} \quad a_{56} = \frac{L_5}{L_5 + L_6} \quad (21)$$

Die Verschiebung der Anbindungspunkte am Traktorrahmen und an der Kabine ergeben sich äquivalent mit den Gleichungen (22), (23) und (24).

$$u_{T5} = a_{35} \cdot u_4 + (1 - a_{35}) \cdot u_3 \quad \text{mit:} \quad a_{35} = \frac{L_{35}}{L_3 + L_4} \quad (22)$$

$$u_{T6} = a_{36} \cdot u_4 + (1 - a_{36}) \cdot u_3 \quad \text{mit:} \quad a_{36} = \frac{L_{35} + L_5 + L_6}{L_3 + L_4} \quad (23)$$

$$u_{K7} = a_{57} \cdot u_8 + (1 - a_{57}) \cdot u_7 \quad \text{mit:} \quad a_{57} = \frac{L_{57}}{L_5 + L_6} \quad (24)$$

Die Neigungswinkel des Traktors und der Kabine lassen sich näherungsweise entsprechend durch die Gleichungen (25) und (26) beschreiben.

$$\varphi_{34} = b_{34} \cdot u_4 - b_{34} \cdot u_3 \quad \text{mit:} \quad b_{34} = \frac{1}{L_3 + L_4} \quad (25)$$

$$\varphi_{56} = b_{56} \cdot u_6 - b_{56} \cdot u_3 \quad \text{mit:} \quad b_{56} = \frac{1}{L_5 + L_6} \quad (26)$$

Die Auswertung der Kräfte- und Momentengleichgewichte am unverformten Modell unter Verwendung der oberen Gleichungen liefert die Systemmatrizen des kinematischen Traktormodells, die wie folgt bezeichnet werden (siehe Anhang A-1)

M_T : Massenmatrix

K_T : Steifigkeitsmatrix

D_T : Dämpfungsmatrix

Die verwendete Zuordnung der Bewegungsgrößen des Gleichungssystems zeigt Tab. 4

Tab. 4: Zuordnung der Bewegungsgrößen im Gleichungssystem

Zeile	Gleichung	Bewegungsgröße	Position
1	Kräftegleichgewicht der Vorderachse	u_1	Vorderachse
2	Kräftegleichgewicht der Hinterachse	u_2	Hinterachse
3	Kräftegleichgewicht des Aufbaus	u_3	Aufbau, vorn
4	Momentengleichgewicht des Aufbaus	u_4	Aufbau, hinten
5	Kräftegleichgewicht der Kabine	u_5	Kabine, vorn
6	Momentengleichgewicht der Kabine	u_6	Kabine, hinten
7	Kräftegleichgewicht des Fahrersitzes	u_7	Fahrersitz

⁴ Auf Grundlage der vorhandenen Federwegbegrenzungen des TUB-Trac und unter Beachtung der Federwege der Reifen kann von einem Kippwinkel unter 10° ausgegangen werden.

Die an den Rädern auf Grund der Fahrbahnebenheiten angreifenden Kräfte $z_{1/2}(t)$ werden dabei mit dem Kraftvektor F_Z berücksichtigt (Gleichung (27)).

$$F_Z = K_Z \cdot \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{bmatrix} + D_Z \cdot \begin{bmatrix} \dot{z}_1(t) \\ \dot{z}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 & 0 \\ 0 & d_2 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{z}_1(t) \\ \dot{z}_2(t) \end{bmatrix} \quad (27)$$

Unter der Annahme, dass die Bodenkontur bei der Überfahrt unverändert bleibt und die Form der Fahrbahn durch die vom Weg s abhängige Funktion $z(s)$ beschrieben wird, kann der Radkraftvektor F_Z abhängig von der Fahrgeschwindigkeit V_T und dem Radabstand auch geschrieben werden als:

$$F_Z = K_Z \cdot \begin{bmatrix} z(V_T \cdot t + (L_3 + L_4)) \\ z(V_T \cdot t) \end{bmatrix} \quad (28)$$

Werden die Schnittlasten am Anbindungspunkt A ebenfalls als äußere Anregungen aufgefasst, ergibt sich zusätzlich der Lastvektor F_A nach Gleichung (29).

$$F_A = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{Az} \\ M_{Ay} + F_{Az} \cdot (L_4 + L_{AA}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (29)$$

Die gesuchte Bewegungsgleichung des Traktormodells kann dann mit dem linearen Differentialgleichungssystem nach Gleichung (30) angegeben werden.

$$M_T \cdot \ddot{u} + D_T \cdot \dot{u} + K_T \cdot u = -F_A - F_Z \quad (30)$$

4.2. Modellierung des hydropneumatischen, semiaktiven Fahrwerks des TUB-Trac

Ein Ansatz zur Beschreibung der hydropneumatischen Federkraft wurde bereits in Abschnitt 3.1.1 erläutert, in welchem die Grenzen des Federungssystems des TUB-Trac quantifiziert wurden. Die Modellierung der Federkraft des hydropneumatischen Systems erfolgt daher auf Grundlage der im Abschnitt 3.1.1 angeführten Gleichung (8), die den Zusammenhang zwischen der Radeinfederung und der Rückstellkraft am Rad auf Grund der Kompression der Gasvolumen der Blasenspeicher beschreibt.

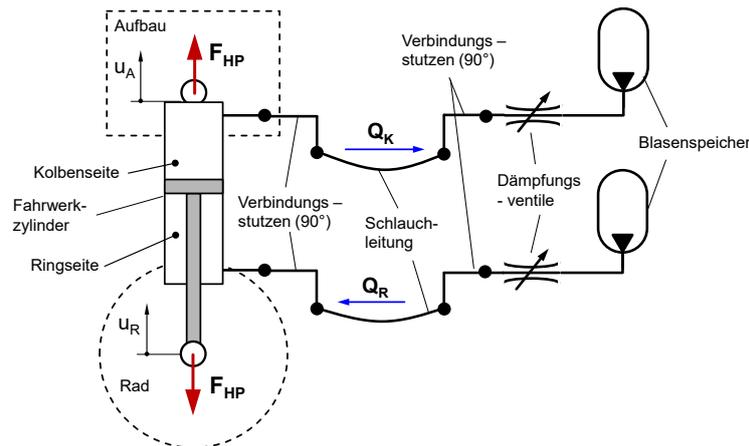


Abb. 35: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks.

Um den nichtlinearen Zusammenhang der pneumatischen Federung im DGL-System (30) zu berücksichtigen, wurden die verschiebungsproportionalen Einträge der „Rad-Aufbau-Federn“ (Index 3 und 4, vgl. Abb. 34) aus den Einträgen der Steifigkeitsmatrix entfernt und als „äußere“ Kräfte auf der rechten Seite des Gleichungssystems (30) erfasst. In gleicher Weise wurden auch die geschwindigkeitsabhängigen Kräfte im Gleichungssystem berücksichtigt. Mit den modifizierten Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen, sowie der nun von „außen“ auf das Rad und den Aufbau wirkenden Fahrwerkskraft F_{HP} ergibt sich das neue, modifizierte Gleichungssystem mit Gleichung (31).

$$\mathbf{M}_T \cdot \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}_{T,HP} \cdot \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_{T,HP} \cdot \mathbf{u} = -\mathbf{F}_A - \mathbf{F}_Z + \mathbf{F}_{HP} \quad (31)$$

Die Einträge des Vektors der Fahrwerkskräfte F_{HP} ergeben sich nach erneuter Auswertung der Kräfte- und Momentenbilanzen an den Rädern und am Aufbau mit:

$$\mathbf{F}_{HP} = \begin{bmatrix} F_{HP13} \\ F_{HP24} \\ -F_{HP13} - F_{HP24} \\ F_{HP13} \cdot L_3 - F_{HP24} \cdot L_4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (32)$$

F_{HP13} und F_{HP24} sind hierbei die zwischen dem Aufbau und den Rädern wirksamen, hydropneumatischen Kräfte. Der Index „13“ steht für die Anbindungspunkte der Feder am Vorderrad und der Index „24“ für die am Hinterrad (vgl. Nummerierung der Verbindungspunkte in Abb. 34). Die Kraftkomponenten F_{HP} beinhalten sowohl die Feder- als auch die Dämpfungskraft der jeweiligen Rad-Aufbau-Verbindung, welche abhängig von deren Einfederung Δu_{RA} bzw. deren Einfederungsgeschwindigkeit $\Delta \dot{u}_{RA}$ sind (vgl. Gleichung (33)).

$$F_{HP}(\Delta u_{RA}, \Delta \dot{u}_{RA}) = F_f(\Delta u_{RA}) + F_d(\Delta \dot{u}_{RA}) \quad (33)$$

Die Relativbewegung Δu_{RA} zwischen Rad und Aufbau wird im Folgenden als positiv für das Einfedern definiert. Mit den in Abb. 34 und Abb. 35 eingezeichneten positiven Bewegungsrichtungen kann diese wie folgt formuliert werden:

$$\Delta u_{RA} = u_R - u_A \quad (34)$$

Um die wirksamen Dämpfungskräfte des Federungssystems zu beschreiben, werden die in Abb. 35 dargestellten Hydraulikkomponenten betrachtet. Das hydropneumatische System einer Radaufhängung des TUB-Trac besteht aus dem Fahrwerkzylinder, welcher kolben- und ringseitig über Verbindungsstutzen und flexible Leitungen an die Drosselventile (Dämpfungsventile) angeschlossen ist und zwei Blasenspeichern, welche direkt in die Gehäuse der Drosselventile eingeschraubt sind (vgl. Abb. 36).



Abb. 36: Aufbau des hydropneumatischen Federungssystems der Vorderachse des TUB-Trac

In den folgenden Abschnitten werden die relevanten Dämpfungseinflüsse und deren formelmäßige Zusammenhänge beschrieben. Als maßgebend für die Dämpfungswirkung des hydropneumatischen Systems nach Abb. 35 werden dabei folgende Einflüsse betrachtet:

- Strömungswiderstände des Drosselventils
- Strömungswiderstände der Hydraulikleitung
- Strömungswiderstände der Anschlüsse des Fahrwerkzylinders
- Strömungswiderstände der Verbindungsstutzen
- Reibung im Fahrwerkzylinder

4.2.1. Widerstände des Dämpfungsventils

Als Grundlage für die Beschreibung der Dämpfungswirkung der Fahrwerkventile wird die Grundgleichung einer einfachen Blende herangezogen. Der Volumenstrom Q_d im Querschnitt A_d , der sich abhängig von der Druckdifferenz Δp_d , der Dichte der Hydraulikflüssigkeit ρ_{HF} und der Durchflusszahl α_d einstellt, lässt sich wie folgt beschreiben:

$$Q_d = \alpha_d \cdot A_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_d}{\rho_{HF}}} \quad (35)$$

Zur Bestimmung der unbekanntenen Gleichungsgrößen wurden die zu Verfügung stehenden Kennlinien des Ventils ausgewertet. Im ersten Schritt wurde der im Datenblatt [27] gegebene Druckabfall am Ventil (Abb. 37) über dem Volumenstrom anhand von Gleichung (35) approximiert. Hierfür wurden die Durchflusszahl mit $\alpha_d = 0.8$ und die Dichte des Öls mit $\rho_D = 900 \text{ kg/m}^3$ als gängige Werte angenommen, sodass sich der unbekannte, theoretische, maximale Öffnungsquerschnitt durch den Abgleich mit der vorliegenden Kennlinie bestimmen lässt. Für die angeführten Werte ergibt sich ein theoretischer maximaler Öffnungsquerschnitt mit einem Durchmesser von:

$$d_{d,max} = \sqrt{A_{d,max} \cdot \frac{4}{\pi}} = 7,9 \text{ mm} \quad (36)$$

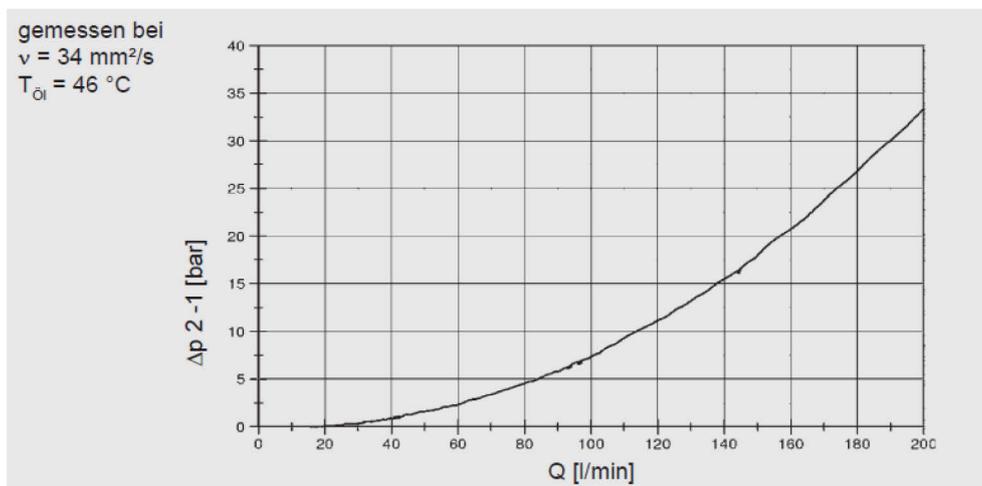


Abb. 37: Druckabfall am Drosselventil über dem Volumenstrom für den maximalen Öffnungsquerschnitt aus Datenblatt [27]

In einem zweiten Schritt wurde ein Ansatz gesucht, um die Abhängigkeit des Öffnungsquerschnitts von der Bestromung des Ventils zu beschreiben. Hierfür bieten die vom Hersteller zur Verfügung stehenden Messdaten der Ventile die Grundlage für eine Abschätzung. Aus dieser lassen sich die ungefähren Eckwerte für den Bestromungsbereich ermitteln, in dem der Ventilquerschnitt veränderlich ist. Diese sind im Mittel etwa:

- Minimaler Strom für Öffnung des Ventils: $I_{PV,1} = 270 \text{ mA}$
- Maximaler Strom für Öffnung des Ventils: $I_{PV,2} = 650 \text{ mA}$

Die Ansteuerung der Ventile erfolgt über HYDAC Verstärkermodule EHCD-AM005 [28], die mit einer Steuerspannung von 0 bis 10 V einen proportionalen Ventilstrom von 0 bis 800 mA erzeugt. Danach lässt sich der Ventilstrom abhängig von der Steuerspannung mit folgendem Zusammenhang angeben:

$$I_{PV}(U_{PV}) = \frac{I_{PV,max}}{U_{PV,max}} \cdot U_{PV} = \frac{800 \text{ mA}}{10 \text{ V}} \cdot U_{PV} = 80 \frac{\text{mA}}{\text{V}} \cdot U_{PV} \quad (37)$$

Durch Umstellung von Gleichung (37) können auch die Eck-Spannungswerte für den Beginn und für das Ende der Ventilöffnung bestimmt werden. Diese ergeben sich im vorliegenden Fall mit:

$$U_{PV,1} = U_{PV}(I_{PV,1}) = \frac{270 \text{ mA} \cdot V}{80 \text{ mA}} = 3.375 \text{ V} \quad (38)$$

$$U_{PV,2} = U_{PV}(I_{PV,2}) = \frac{650 \text{ mA} \cdot V}{80 \text{ mA}} = 8.125 \text{ V} \quad (39)$$

Die Dämpfung des Versuchsfahrzeugs lässt sich also nur in dem angegebenen Steuerspannungsbereich verändern. Natürlich wäre das Verstärkermodul auch so konfigurierbar, dass der beeinflussende Strombereich durch eine Spanne von 0 bis 10 V abgedeckt wird. Das jetzige Setup wurde allerdings als feste Einstellung beibehalten. Auch ist zu beachten, dass die betrachteten Kennlinien nur für einen geringen Druckabfall am Ventil gelten und der Öffnungsquerschnitt auch vom Druck abhängig sein kann.

Um eine Druckdifferenz abhängig von der Steuerspannung angeben zu können, muss ein Ansatz gewählt werden, mit dem der Öffnungsquerschnitt abhängig von der Steuerspannung beschrieben werden kann. Verwendet man hierfür beispielsweise eine Geradengleichung, ergibt sich der Öffnungsquerschnitt über der Steuerspannung mit:

$$A_d(U_{PV}) = \begin{cases} 0 & ; U_{PV} < U_{PV,1} \\ \frac{A_{d,max}}{U_{PV,2} - U_{PV,1}} \cdot (U_{PV} - U_{PV,1}) & ; U_{PV,1} \leq U_{PV} \leq U_{PV,2} \\ A_{d,max} & ; U_{PV} > U_{PV,2} \end{cases} \quad (40)$$

Abb. 38 zeigt die Approximation des Drosselquerschnittes in Abhängigkeit von der Steuerspannung für den linearen Ansatz nach (40), einem quadratischen Ansatz und einer Interpolation anhand von Stützwerten (siehe Tab. 5), die aus den vorliegenden Kennlinien des Herstellers ermittelt wurden. Der letztgenannte Ansatz wurde dabei für die Modellierung des Dämpfungsverhaltens des hydropneumatischen Fahrwerks herangezogen.

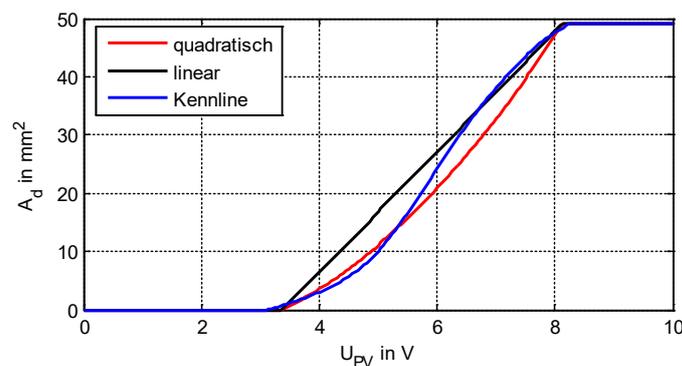


Abb. 38: Theoretische Verläufe des Drosselquerschnitts abhängig von der Steuerspannung für eine lineare, quadratische und eine anhand der Kennlinie approximierte Ansatzfunktion.

Durch die Vorgabe eines Drosselquerschnittsverlaufs $A_d(U_{PV})$ lässt sich die gesuchte Druckdifferenz am Ventil durch Umstellen von Gleichung (35) wie folgt angeben:

$$\Delta p_d = \frac{\rho_{HF} \cdot Q_d^2}{2 \cdot \alpha_d^2 \cdot A_d(U_{PV})^2} \quad (41)$$

Einen Vergleich von Messwerten eines Ventils mit den aus Gleichung (41) berechenbaren Volumenströmen für verschiedene Druckdifferenzen unter Verwendung der Eckwerte nach Tab. 5 zeigt Abb. 39.

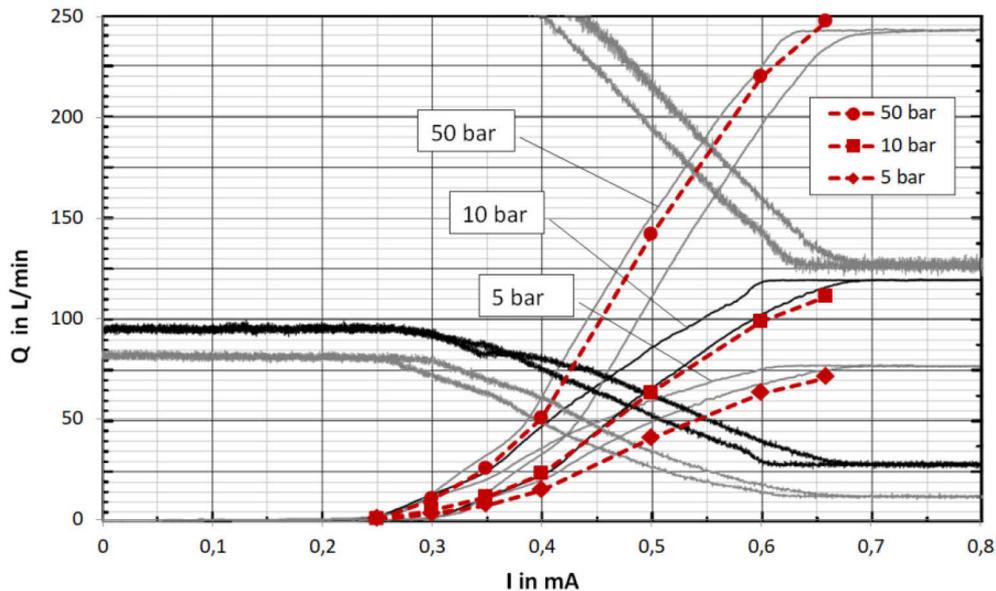


Abb. 39: Volumenströme für unterschiedliche Druckdifferenzen über der Ventilbestromung.
Gestrichelte Linien: nach Gleichung (41) berechnete Verläufe unter Verwendung der
Eckwerte nach Tab. 5. Markierte, durchgezogene Linien: am Ventil gemessene
Volumenströme (nur der obere Pfad der Hysterese ist markiert)

Der Vergleich der Kurven zeigt dabei eine annehmbare Übereinstimmung⁵, obwohl die berechneten Volumenströme für die kleineren Druckdifferenzen im mittleren Bereich etwas zu gering ausfallen.

Tab. 5: Eckwerte für die Interpolation des Drosselquerschnittes

I in mA	U _{PV} in V	A _d in mm ²
0,25	3,13	0
0,3	3,75	2
0,35	4,375	5
0,4	5	10
0,5	6,25	28
0,6	7,5	43
0,66	8,25	49

Da für die Ring- und die Kolbenseite jeweils ein Drosselventil verbaut ist, ergibt sich die Gesamtdruckdifferenz aus der Summe beider Strömungswiderstände. Bei gleichen Drosselparametern und Öffnungsquerschnitten kann die Gesamtdruckdifferenz abhängig von den jeweiligen Volumenströmen geschrieben werden als:

$$\Delta p_d = \frac{\rho_{HF} \cdot (Q_{d,K}^2 + Q_{d,R}^2)}{2 \cdot \alpha_d^2 \cdot A_d (U_{PV})^2} \quad (42)$$

Drückt man die Volumenströme durch das Produkt der jeweiligen Kolbenflächen und der Einfederungsgeschwindigkeit des Fahrwerkzylinders aus, kann die am Zylinder wirksame Dämpfungskraft der Drossel mit Gleichung (43) beschrieben werden.

$$F_{F,d} = \frac{\rho_{HF} \cdot (A_K^3 + A_R^3) \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}|}{2 \cdot \alpha_d^2 \cdot A_d (U_{PV})^2} \quad (43)$$

⁵ Als Größenordnung für die quantitative Bewertung der Übereinstimmung von Mess- und Simulationsergebnissen soll folgende Zuordnung gemacht werden: sehr gute Übereinstimmung: < 5% rel. Abweichung; gute Übereinstimmung: < 15% rel. Abweichung; annehmbare Übereinstimmung: < 30% rel. Abweichung

Die Aufteilung der quadrierten Einfederungsgeschwindigkeit in die vorzeichenbehaftete und die betragsmäßige Geschwindigkeit berücksichtigt die entstehende Kraftwirkungsrichtung. Demnach wird die Dämpfungskraft beim Einfedern positiv und beim Ausfedern negativ.

Äquivalent zur Federkraft des Fahrwerkes (vgl. Abschnitt. 3.1.1) kann auch hier eine mögliche Hebelübersetzung der Radaufhängung berücksichtigt werden, sodass sich die effektiv am Rad wirksame Dämpfungskraft durch

$$F_{F,d,eff} = \frac{\rho_{HF} \cdot (A_{K,K}^3 + A_{K,R}^3) \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}|}{2 \cdot \alpha_d^2 \cdot A_d (U_{PV})^2} \cdot f_{hebel}^3 \quad (44)$$

ergibt. Durch den quadratischen Einfluss der Einfederungsgeschwindigkeit ergibt sich für die Dämpfungskraft eine kubische Abhängigkeit von der Hebelübersetzung.

4.2.2. Das dynamische Verhalten des Dämpfungsventils

In der Arbeit von Krüger [6] wurde angeführt, dass die Dynamik des Dämpfungssystems des hydropneumatischen Fahrwerks eine entscheidende Rolle für dessen Regelbarkeit spielt. Dabei ist vor allem die Verzögerung der Ventilverstellung ein maßgebender Faktor.

Eine Möglichkeit, die Dynamik des Dämpfungsventils zu beschreiben, ist, dieses als einfaches Masse-Feder-Dämpfer-System zu berücksichtigen. Hierbei wird der Schieber als gefederte bzw. gedämpfte Masse betrachtet, wobei vereinfacht angenommen wird, dass sich das Schwingungsverhalten durch den aperiodischen Grenzfall des Feder-Masse-Systems adäquat beschreiben lässt (vgl. Abb. 40).

Die Dynamik des Schiebers als gefederte Masse mit einem Freiheitsgrad lässt sich anhand von Gleichung (45) beschreiben.

$$m_{PV} \cdot \ddot{u}_{PV} + d_{PV} \cdot \dot{u}_{PV} + k_{PV} \cdot u_{PV} = F_{PV} \quad (45)$$

Durch die Betrachtung des aperiodischen Grenzfalls lässt sich die Ventildynamik mit dem, im Folgenden dargestellten Ansatz, allein durch einen Verzögerungswert Δt_{PV} und den zu erreichenden Schieberweg $x_{PV,soll}$ parametrieren.

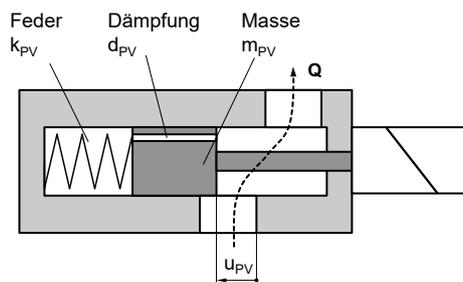


Abb. 40: Skizze des Ventilmodells als einfaches, gedämpftes Feder-Masse-System

Die allgemeine Lösung der oberen DGL für eine konstante Kraft F_{PV} , dem Fall $D=1$ und einem sich zum Zeitpunkt $t=0$ in Ruhe befindlichem System lautet:

$$u_{PV}(t) = \frac{F_{PV}}{k_{PV}} \cdot (1 + e^{\omega_d t} (\omega_d \cdot t - 1)) \quad \text{mit} \quad \omega_d = -\sqrt{\frac{k_{PV}}{m_{PV}}} \quad (46)$$

Legt man eine Tangente in den Wendepunkt WP (vgl. Abb. 41) der Lösungsfunktion, kann der Schnittpunkt mit der horizontalen Gerade des maximalen Schieberwegs $x_{PV,max}$ als Wert für die Ventilverzögerung verwendet werden. Der Schnittpunkt der Geraden liegt dann bei dem Verzögerungswert $t = \Delta t_{PV}$.

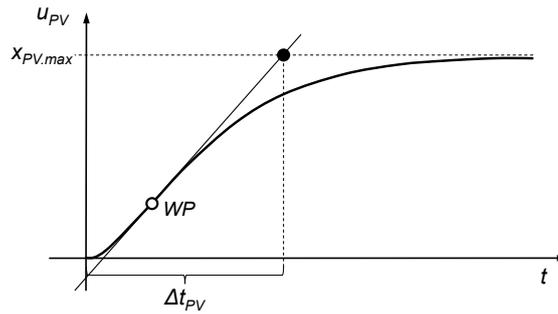


Abb. 41: Zeitlicher Ventilöffnungsverlauf für den aperiodischen Grenzfall eines Schwingers mit einem Freiheitsgrad mit dem Parameter Δt_{PV} als Wert für die Ventilverzögerung

Wertet man die Geradengleichung mit der Lösung aus Gleichung (46) aus und gibt den zu erreichenden Ventilweg $x_{PV,soll}$ an, lässt sich die Lösung der oberen DGL wie folgt schreiben:

$$u_{pv}(t) = x_{PV,soll} \cdot (1 + e^{\omega_d \cdot t} (\omega_d \cdot t - 1)) \quad \text{mit} \quad \omega_d = -\sqrt{\frac{9}{\Delta t_{PV}^2}} \quad (47)$$

Somit lässt sich die Ventildynamik allein durch den zu erreichenden Schieberweg $x_{PV,soll}$ und die Verzögerungszeit Δt_{PV} parametrieren. Die sich für eine allgemeine Beschreibung der aperiodischen Dynamik ergebende DGL kann dann anhand der beiden Parameter wie folgt geschrieben werden:

$$\frac{\Delta t_{PV}^2}{9} \cdot \ddot{u}_{pv} + 2 \cdot \frac{\Delta t_{PV}}{3} \cdot \dot{u}_{pv} + u_{pv} = x_{PV,soll} \quad (48)$$

Gleichung (48) und (49) ermöglichen damit die Berechnung der Schieberstellung des Ventils, abhängig von der vorgegebenen Sollstellung und der Verzögerungszeit.

Zielstellung der Modellierung des Ventils ist es, die wirksame Dämpferkraft, ausgehend von einem vorgegebenen Ventilsteuerungsverlauf, berechenbar zu machen. Da diese Kraft direkt abhängig von dem Ventilöffnungsquerschnitt ist, muss ein Zusammenhang zwischen der Ventilspannung und dem Öffnungsquerschnitt gefunden werden.

Nimmt man vereinfachend an, dass der Öffnungsquerschnitt des Ventils in einem linearen Zusammenhang zur Steuer Spannung steht, dann lässt sich dieser nach Gleichung (40) beschreiben. Damit kann die erforderliche Ventilspannung ermittelt werden, die zum Erreichen des vorgegebenen Öffnungsquerschnittes anliegen muss. Geht man nun davon aus, dass auch der Schieberweg in einem linearen Zusammenhang mit der Ventilspannung steht, lässt sich dieser wie folgt beschreiben:

$$x_{PV}(U_{PV}) = \begin{cases} 0 & ; U_{PV} < U_{PV,1} \\ \frac{x_{PV,max}}{U_{PV,2} - U_{PV,1}} \cdot (U_{PV} - U_{PV,1}) & ; U_{PV,1} \leq U_{PV} \leq U_{PV,2} \\ x_{PV,max} & ; U_{PV} > U_{PV,2} \end{cases} \quad (49)$$

Somit kann der erforderliche Schieberweg zum Erreichen eines vorgegebenen Öffnungsquerschnitts A_d aus den oberen Gleichungen wie folgt angegeben werden.

$$x_{PV,soll}(A_d) = \frac{x_{PV,max}}{A_{d,max}} \cdot A_d \quad (50)$$

Mit der DGL (48) und der Gleichung (50) sind die notwendigen Zusammenhänge beschrieben, mit denen sich die Ventilöffnung, ausgehend von einer Soll-Ventilöffnung, berechnen lässt.

4.2.3. Leitungswiderstände

Als Leitungswiderstände werden im Folgenden die Strömungswiderstände der Schlauchleitungen und der Verbindungsstutzen betrachtet. Um die Dämpfungswirkung auf Grund der Leitungswiderstände zu formulieren, wurde auf die Ausführungen in [29] zurückgegriffen. Der Druckabfall in einer geraden bzw. schwach gekrümmten Leitung wird in [29] mit Gleichung (51) angegeben.

$$\Delta p_{RL} = \lambda_{RL} \cdot \frac{L_{RL}}{d_{RL}} \cdot \frac{\rho_{HF}}{2} \cdot v_{RL}^2 \quad (51)$$

Dieser ist u. a. abhängig von der Rohrwiderstandszahl λ_{RL} , der Leitungslänge L_{RL} und dem Rohrinne Durchmesser d_{RL} . Die Rohrwiderstandszahl λ_{RL} wird im Modell für ein glattes Rohr mit turbulenter Strömung⁶ berücksichtigt. In [29] wird hierfür die folgende Abhängigkeit angegeben:

$$\lambda_{RL} = \frac{0,3164}{Re^{1/4}} \quad (52)$$

Hierbei wird die Reynolds-Zahl für Rohrleitungen in Abhängigkeit des Rohrinne Durchmessers d_{RL} , der kinematischen Viskosität ν_{RL} und der mittleren Rohrströmungsgeschwindigkeit v_{HF} wie folgt definiert:

$$Re = v_{RL} \cdot \frac{d_{RL}}{\nu_{HF}} \quad (53)$$

Die mittlere Rohrströmungsgeschwindigkeit kann in Abhängigkeit der Wirkflächen des Fahrwerkzylinders, also der Kolben bzw. der Ringseite (Index K bzw. R), mit Gleichung (54) beschrieben werden.

$$v_{RL} = \Delta \dot{u}_{RA} \cdot \frac{A_{K(R)}}{A_{RL}} \quad (54)$$

Die aus den ring- und kolbenseitigen Leitungswiderständen zusammengesetzte Gesamtkolbenkraft am Fahrwerkzylinder kann anhand der Gleichungen (51) bis (54) folgendermaßen angegeben werden:

$$F_{RL} = \lambda_{RL} \cdot \frac{L_{RL}}{d_{RL}} \cdot \frac{\rho_{HF}}{2} \cdot \frac{1}{A_{RL}^2} \cdot (\lambda_{RL,K} \cdot A_K^3 + \lambda_{RL,R} \cdot A_R^3) \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}| \quad (55)$$

Auch hier ergibt sich unter Berücksichtigung des Hebelverhältnisses für die effektiv am Rad wirksame Dämpfungskraft eine kubische Abhängigkeit:

$$F_{RL,eff} = \lambda_{RL} \cdot \frac{L_{RL}}{d_{RL}} \cdot \frac{\rho_{HF}}{2} \cdot \frac{1}{A_{RL}^2} \cdot (\lambda_{RL,K} \cdot A_K^3 + \lambda_{RL,R} \cdot A_R^3) \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}| \cdot f_{hebel}^3 \quad (56)$$

Äquivalent kann auch der Widerstand der Verbindungsstutzen beschrieben werden.

4.2.4. Reibungswiderstände am Fahrwerkzylinder

Eine adäquate Beschreibung der Reibungswiderstände am Fahrwerkzylinder ist auf Grund der Komplexität der physikalischen Zusammenhänge und der mathematischen Beschreibung vergleichsweise schwierig. Hinzu kommt, dass die für eine Modellierung notwendigen Parameterwerte

⁶ Für lange, gerade Rohre wird die kritische Reynolds-Zahl mit $Re^* = 2320$ in [16] angegeben

der Fahrwerkzylinder, wie z. B. die geschwindigkeits- und lastabhängigen Haft- und Gleitreibwerte, nicht zur Verfügung stehen.

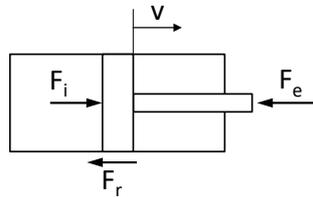


Abb. 42: Am Hydraulikzylinder wirksame Kräfte

Ausgangspunkt für die Betrachtung stellt der hydraulisch-mechanische-Wirkungsgrad der Zylinder dar, durch den die innere Reibung der Zylinder berücksichtigt werden kann. Dieser ist als Quotient der am Zylinder effektiv nutzbaren Kraft F_e und der innen wirkenden Kraft F_i auf Grund des anliegenden Hydraulikdrucks definiert (57).

$$\eta_{hm} = \frac{F_e}{F_i} \quad (57)$$

Unter Berücksichtigung der Richtung der Zylindergeschwindigkeit v ergibt sich die wirksame Reibungskraft F_r im Zylinder als Differenz der inneren und äußeren Kraft mit Gleichung (58).

$$\text{sign}(v) \cdot F_r = F_i - F_e \quad (58)$$

Die innere Kraft auf Grund der anliegenden Hydraulikdrücke ergibt sich mit den jeweiligen Kolbenflächen des Zylinders mit Gleichung (59).

$$F_i = A_K \cdot p_K - A_R \cdot p_R \quad (59)$$

Einsetzen von Gleichung (57) und (59) in (58) liefert die wirksame Reibkraft am Zylinder in Abhängigkeit vom ring- und kolbenseitigen Druck nach Gleichung (60).

$$F_r = (A_K \cdot p_K - A_R \cdot p_R) \cdot (1 - \eta_{hm}) \cdot \text{sign}(v) \quad (60)$$

Für das Modell wird angenommen, dass die am Zylinder wirksame Reibkraft prinzipiell unabhängig von der Einfederungsgeschwindigkeit ist und der Einfederung entgegenwirkt. In der Berechnung wird die Schwankung des im Fahrwerkzylinder wirksamen Druckes nicht berücksichtigt, sodass nur abhängig von statischen Druckverhältnissen ein fester Wirkungsgrad ermittelt wird.

4.2.5. Zusammenfassung der Dämpfungseinflüsse des Versuchsfahrzeugs

Die Beschreibung der Fahrwerkdämpfung anhand der in den oberen Abschnitten angeführten Modellierungen bezieht sich auf die Einflüsse der Komponenten des hydropneumatischen Systems. In Versuchen hat sich gezeigt, dass die damit abgebildeten Dämpfungseinflüsse nicht ausreichen, um eine sehr gute Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnis erzielen zu können. Der Aufbau der hydropneumatischen Federung der Vorderachse unterscheidet sich nur unwesentlich von dem der Hinterachse. Ein wesentlicher Unterschied besteht allerdings in der Aufhängung der Vorder- und Hinterachse, was eine mögliche Ursache für die gefundenen Abweichungen sein kann. In diesem Zusammenhang ist es denkbar, dass die Anbindung der Längslenker der Hinterachse (vgl. Abb. 43), die auch für die Führung in Querrichtung zuständig sind, Reibungsverhältnisse bedingt, die zu einer erhöhten Dämpfung führen. Während die Vorderachse lediglich durch einen Panhardstab und das

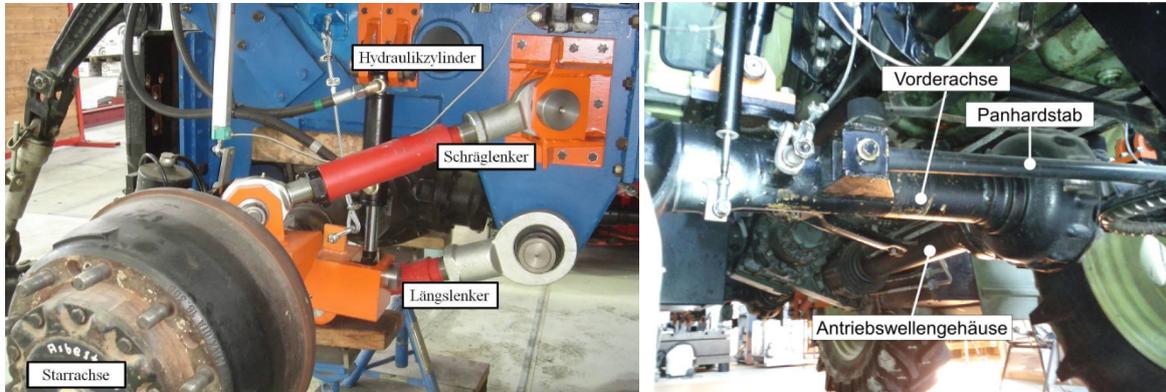


Abb. 43: Anbindung der Hinter- und Vorderachse an den Rahmen des Versuchstraktors. Links: Achsanbindung der Hinterachse mit Längs- und Schräglenkern [7]; rechts: Anbindung der Vorderachse mit Panhardstab und Antriebswellengehäuse

Abb. 44 dargestellt. Die hierbei verwendeten Zahlenwerte der Parameter sind in Tab. 5 und Tab. 15 aufgelistet.

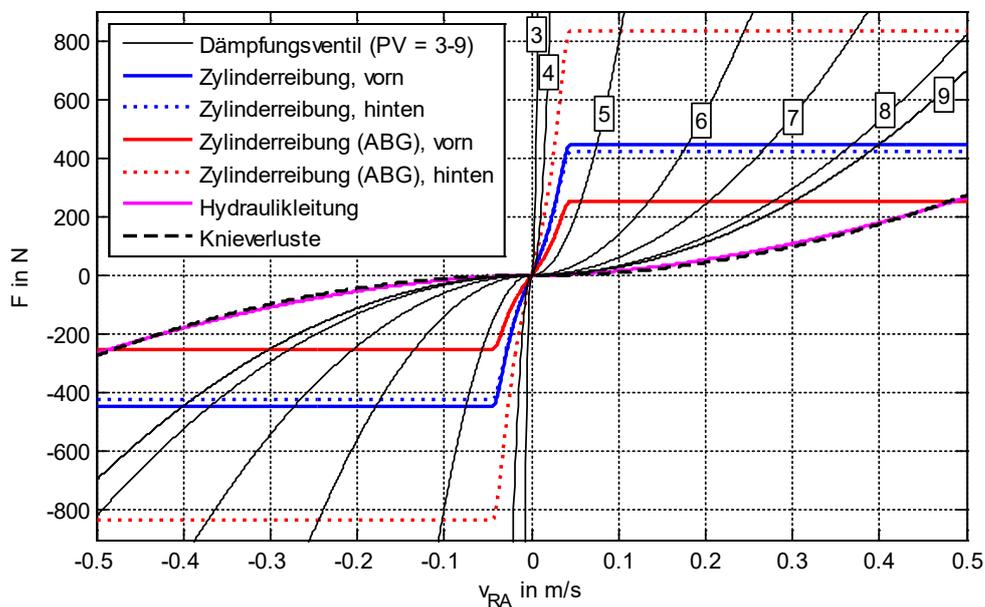


Abb. 44: Effektive Dämpfungskräfte des TUB-Trac Modells zwischen Achsen und Aufbau der Vorder- und Hinterräder, aufgeteilt nach Komponenten. Die Dämpfungskraft des Drosselventils ist für die Ventilstellungen 3-9 dargestellt. Zahlenwerte der Modellparameter nach Tab. 5 und Tab. 15

4.2.6. Modellierung des ursprünglichen MB-Trac Fahrwerk

In einigen der nachfolgenden Abschnitten wird das Verhalten des MB-Trac 1600 Turbo, der die Basis für den TUB-Trac darstellt, als Referenzfahrzeug betrachtet, um die Ergebnisse, die für den TUB-Trac ermittelt wurden, auch in Relation zu denen eines sich im Einsatz befindlichen Systemtraktors setzen zu können. Dies ist insofern relevant, als dass ein Großteil der hier vorgestellten Ergebnisse auf Simulationsrechnungen beruht, deren Güte sich nur begrenzt für eine direkte Bewertung der TUB-Trac-Dynamik eignen. Ein Vergleich mit Simulationsergebnissen des MB-Trac-Modells hingegen erlaubt eine relative Bewertung, die hinsichtlich der betrachteten Systemeigenschaften deutlich aussagekräftiger und anschaulicher ist.

Da sich der Aufbau des ursprünglichen MB-Trac, abgesehen vom den im Abschnitt. 0 beschriebenen Modifikationen der Fahrwerkskomponenten, nicht wesentlich von dem des TUB-Trac unterscheidet, werden für dessen Modellierung lediglich die angepassten Fahrwerkskomponenten betrachtet. Zum einen wird die Heckfederung im Modell „gesperrt“, sodass eine starre Verbindung zwischen Hinterachse und Aufbau abgebildet wird. Zum anderen wird die vordere Fahrwerksfederung durch ein Feder-Dämpfersystem mit bereichsweise linearen Kennlinien beschrieben.

Anhand der Angaben im Werkstatthandbuch des MB-Trac [26] wird eine Federsteifigkeit der Vorderachsfederung mit einem Wert von 12,2 kp/mm, was etwa einem Wert von 119,64 N/mm entspricht, für die Modellierung verwendet.

Abb. 45 zeigt die abgeleiteten Kennlinien des Stoßdämpfers, die im Simulationsmodell Verwendung finden.

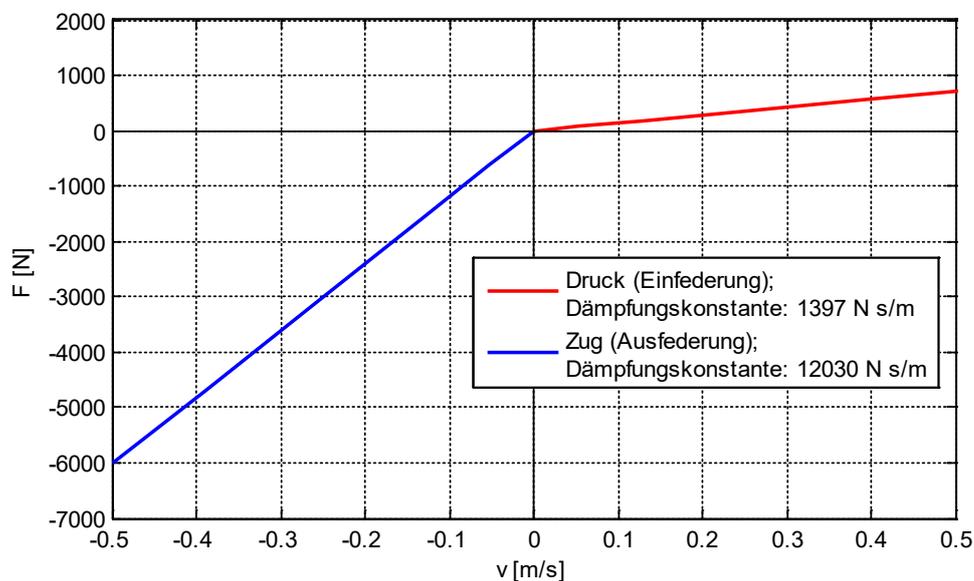


Abb. 45: Linearisierte Kennlinie des ursprünglich im MB-Trac verbauten Dämpfers auf Grundlage der bereitgestellten Kennwerte des Herstellers des Dämpfers

Die für den MB-Trac ursprünglich verwendeten Dämpfer werden im Modell mit den folgenden Dämpfungskonstanten beschrieben

- Druckbereich (Einfedern): $d_{MB-Trac,druck} = 1.397 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$
- Zugbereich (Ausfedern): $d_{MB-Trac,zug} = 12.030 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$

4.3. Modellierung des Heckkrafthebers mit Anbaugerät

4.1 beschrieben. Als Basis für die angeführten Betrachtungen soll das ebene Modell nach Abb. 46 dienen. Die dargestellte Geometrie berücksichtigt die wesentlichen kinematischen Eigenschaften des HKH samt eines exemplarischen Anbaupflugs.

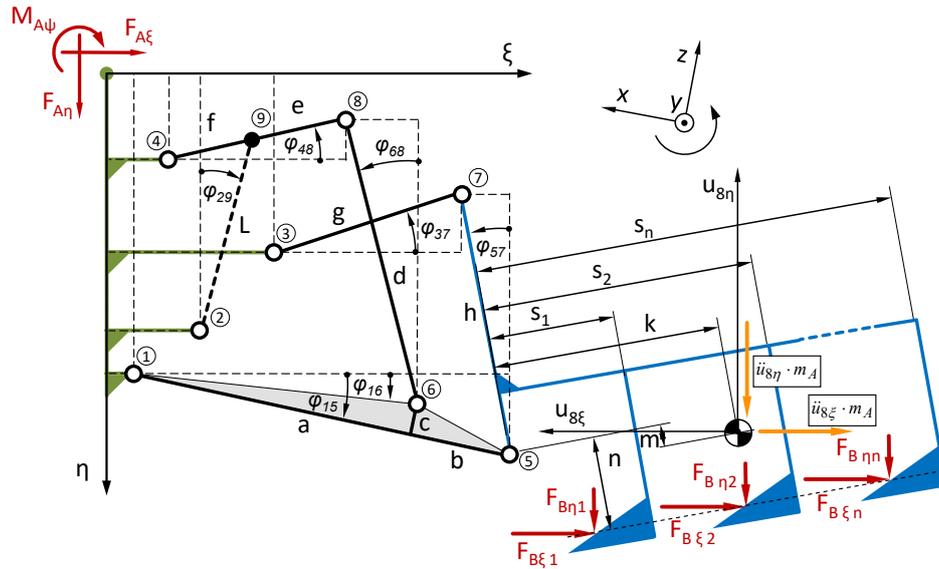


Abb. 46: Ebenes Modell des Heckkrafthebers mit Pflug im lokalen Koordinatensystem

Die Kinematik des HKH nach Abb. 46 lässt sich anhand der Gleichungen (61) bis (66) beschreiben, die sich aus der Betrachtung der geschlossenen Linienzüge der beiden Viergelenke in den jeweiligen Koordinatenrichtungen ergeben.

$$\eta_1 + a \cdot \sin(\varphi_{16}) - d \cdot \cos(\varphi_{68}) + (f + e) \cdot \sin(\varphi_{48}) - \eta_4 = 0 \quad (61)$$

$$\xi_1 + a \cdot \cos(\varphi_{16}) - d \cdot \sin(\varphi_{68}) - (f + e) \cdot \cos(\varphi_{48}) - \xi_4 = 0 \quad (62)$$

$$\eta_1 + (a + b) \cdot \sin(\varphi_{15}) - h \cdot \cos(\varphi_{57}) + g \cdot \sin(\varphi_{37}) - \eta_3 = 0 \quad (63)$$

$$\xi_1 + (a + b) \cdot \cos(\varphi_{15}) - h \cdot \sin(\varphi_{57}) - g \cdot \cos(\varphi_{37}) - \xi_3 = 0 \quad (64)$$

$$\tan(\varphi_{29}) = \frac{\xi_4 - \xi_2 + f \cdot \cos(\varphi_{48})}{\eta_2 - \eta_4 + f \cdot \sin(\varphi_{48})} \quad (65)$$

$$\tan(\varphi_{15} - \varphi_{16}) = \left(\frac{c}{a}\right) \quad (66)$$

Die unbekannt Winkel lassen sich unter Einschränkung des bestehenden Freiheitsgrades, z. B. durch Vorgabe des Winkels φ_{48} , aus den angeführten Gleichungen bestimmen. Die Position des Anbaugeräteschwerpunktes ergibt sich entsprechend mit den Gleichungen (67) und (68).

$$u_{8\xi} = \xi_1 + (a + b) \cdot \cos(\varphi_{15}) + m \cdot \sin(\varphi_{57}) + k \cdot \cos(\varphi_{57}) \quad (67)$$

$$u_{8\eta} = \eta_1 + (a + b) \cdot \sin(\varphi_{15}) + m \cdot \cos(\varphi_{57}) - k \cdot \sin(\varphi_{57}) \quad (68)$$

Die Länge L , die dem Abstand der durch den Hydraulikzylinder verbundenen Punkte 2 und 9 entspricht, lässt sich mit dem geometrischen Zusammenhang nach Gleichung (69) bestimmen:

$$L = \sqrt{[\xi_4 - \xi_1 + f \cdot \cos(\varphi_{48})]^2 + [\eta_4 - \eta_1 + f \cdot \sin(\varphi_{48})]^2} \quad (69)$$

Abb. 47 zeigt beispielhaft die anhand der oberen Gleichung ermittelte, maßstabsgetreue Geometrie des HKH-Modells des TUB-Trac in unterer, mittlerer und oberer Stellung. Zur Veranschaulichung wurde auch ein beispielhafter Anbau abgebildet, um die Gesamtkinematik zu verdeutlichen.

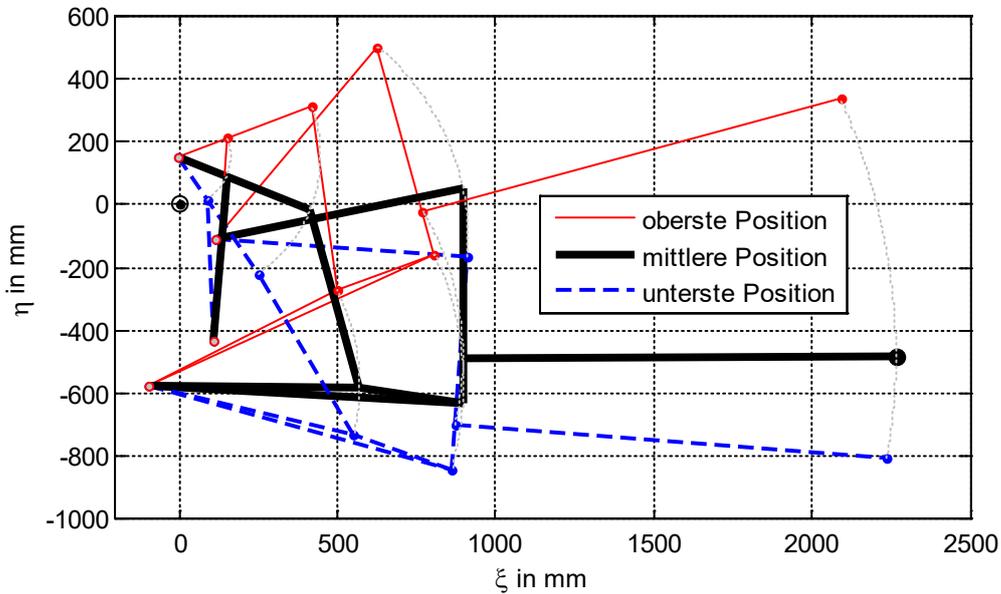


Abb. 47: Geometrie des hier betrachteten HKH mit angebautem Gerät in oberer (rot), unterer (blau) und Arbeitsstellung (schwarz). Die Bewegungsbahnen der Gelenkpunkte sind durch die grau-gestrichelten Kurven dargestellt

Für die oben dargestellte Geometrie ergeben sich für die Längenänderung der Hydraulikzylinder ΔL , die vertikale und horizontale Verschiebung $\Delta u_{S\xi}$ und $\Delta u_{S\eta}$ des Anbaugeräteschwerpunkts in Abhängigkeit vom Oberlenkerwinkel φ_{48} die Übertragungsverläufe nach Abb. 48.

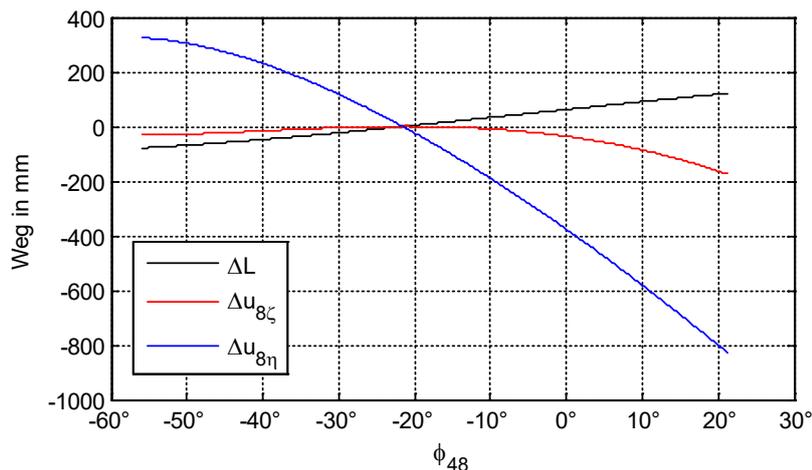


Abb. 48: Verlauf des Anbaugeräteschwerpunkts und die Längenänderung über den Drehwinkel des Oberlenkers, ausgehend von der Horizontalstellung des Pfluges

Als äußere Anregung der Kraftheber-Gerätekombination werden die zwischen dem Boden und dem Anbaugerät wirkenden Kräfte betrachtet. Bezogen auf das lokale Koordinatensystem des HKH greifen die Bodenkontaktkräfte

$$F_{B\xi_i}, F_{B\eta_i} \quad (70)$$

und die Beschleunigungskräfte am Schwerpunkt des Anbaugerätes

$$\ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A ; \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \quad (71)$$

an. Diese werden abhängig von der gegebenen Kinematik auf den Rahmen des Fahrzeugs übertragen. Für einen fiktiven Kraftangriffspunkt A am Traktor, an dem die Lasten in den Rahmen eingeleitet werden, sollen im Folgenden die Schnittgrößen

$$F_{A\xi}, F_{A\eta}, M_{A\psi}$$

betrachtet werden (vgl. Abb. 34 und Abb. 46). Das am Traktor wirkende Schnittmoment $M_{A\psi}$ lässt sich unter Berücksichtigung der Bodenkräfte und der Beschleunigungskräfte des Anbaugeräteschwerpunktes durch das Momentengleichgewicht nach Gleichung (72) bestimmen:

$$\begin{aligned} M_{A\psi} = & \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \cdot \underbrace{(-n \cdot \cos(\varphi_{57}) - s_i \cdot \sin(\varphi_{57}) + (a+b) \cdot \sin(\varphi_{15}) + \eta_1)}_{f_{A-B\xi_i}} \\ & + \sum_{i=1}^m F_{B\eta_i} \cdot \underbrace{(n \cdot \sin(\varphi_{57}) + s_i \cdot \cos(\varphi_{57}) + (a+b) \cdot \cos(\varphi_{15}) + \xi_1)}_{f_{A-B\eta_i}} \\ & + \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot \underbrace{(m \cdot \cos(\varphi_{57}) - k \cdot \sin(\varphi_{57}) + (a+b) \cdot \sin(\varphi_{15}) + \eta_1)}_{f_{A-S\xi}} \\ & + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot \underbrace{(-(m \cdot \sin(\varphi_{57}) + k \cdot \cos(\varphi_{57}) + (a+b) \cdot \cos(\varphi_{15}) + \xi_1))}_{f_{A-S\eta}} \end{aligned} \quad (72)$$

Die in Klammern gefassten Faktoren in Gleichung (72) entsprechen hierbei von der Stellung des HKH abhängigen Übertragungsgliedern, mit denen sich die drei Schnittlasten am Punkt A wie folgt darstellen lassen:

$$M_{A\psi} = \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \cdot f_{A-B\xi_i} + \sum_{i=1}^m F_{B\eta_i} \cdot f_{A-B\eta_i} + \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot f_{A-S\xi} + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot f_{A-S\eta} \quad (73)$$

$$F_{A\xi} = \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \quad (74)$$

$$F_{A\eta} = -\ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{B\eta_i} \quad (75)$$

Abb. 49 zeigt den Verlauf der Übertragungsglieder als Verhältnis der angreifenden Kräfte und dem wirksamen Schnittmoment, in Abhängigkeit der HKH-Stellung über dem Winkel des Hubarms φ_{48} für die Geometrie nach Abb. 46. Die ermittelten Übertragungsfaktoren lassen sich hierbei als effektive Hebelarme der Einzelkräfte zum betrachteten Anbindungspunkt A am Traktor interpretieren.

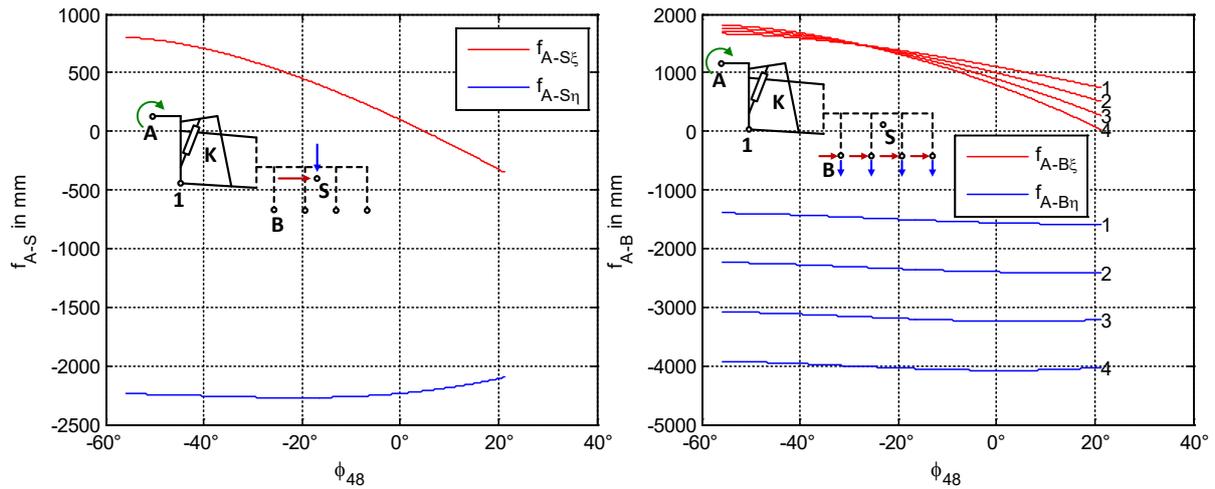


Abb. 49: Übertragungsfaktoren zur Berechnung des Schnittmoments M_A für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über dem Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte

In gleicher Weise können auch die Übertragungsglieder für den Hydraulikzylinder des HKH dargestellt werden. Betrachtet wird hierbei die Übertragung der am Pflug angreifenden Boden- und Trägheitskräfte auf den Hydraulikzylinder. Dabei wird der Zusammenhang nach Gleichung (76) herangezogen:

$$F_K = \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot f_{K-S\xi} + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot f_{K-S\eta} + \sum_{i=1}^m F_{B\xi i} \cdot f_{K-B\xi i} + F_{B\eta i} \cdot f_{K-B\eta i} \quad (76)$$

Die Hydraulikzylinderkraft F_K setzt sich demnach aus einem Anteil der Beschleunigungskraft der Einzelmasse in horizontaler und vertikaler Richtung sowie den Bodenkräften zusammen.

Abb. 50 zeigt die Verläufe der Übertragungsfaktoren der am Anbaugerät angreifenden Kräfte auf den Hydraulikzylinder.

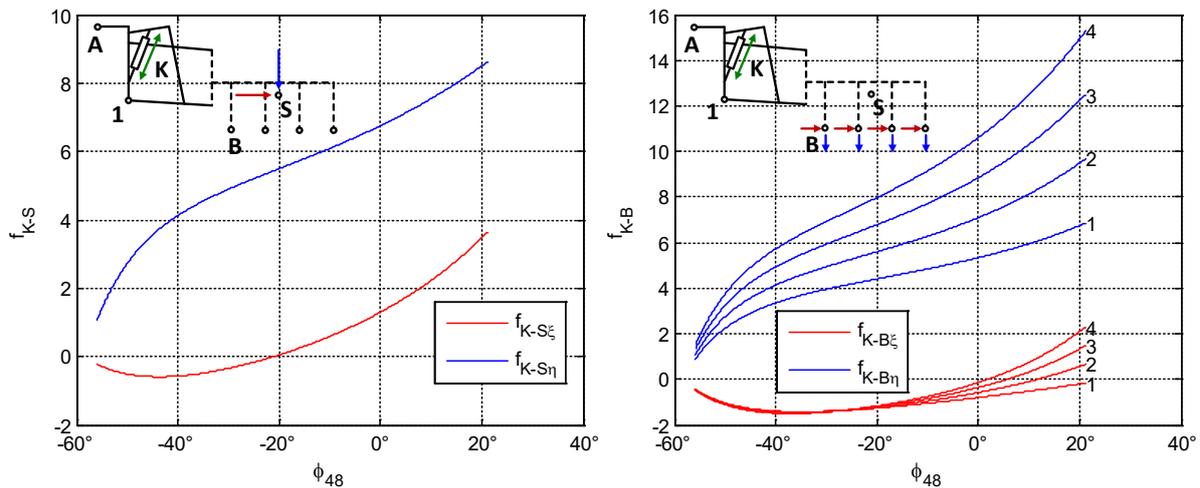


Abb. 50: Übertragungsfaktoren zur Berechnung der Zylinderkraft des HKH für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über dem Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte

Da für die Kraftregelung der EHR die am Bolzen des Unterlenkers wirksamen Kräfte verwendet werden, wurden auch die Übertragungsfaktoren zur Beschreibung der Kräfte am Gelenkpoint 1 bestimmt. Die am Kraftmessbolzen wirksamen Kräfte in den jeweiligen Koordinatenrichtungen lassen sich anhand der Übertragungsfaktoren mit den Gleichungen (77) und (78) bestimmen:

$$F_{1\xi} = \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot f_{1\xi-S\xi} + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot f_{1\xi-S\eta} + \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \cdot f_{1\xi-B\xi_i} + F_{B\eta_i} \cdot f_{1\xi-B\eta_i} \quad (77)$$

$$F_{1\eta} = \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot f_{1\eta-S\xi} + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot f_{1\eta-S\eta} + \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \cdot f_{1\eta-B\xi_i} + F_{B\eta_i} \cdot f_{1\eta-B\eta_i} \quad (78)$$

Abb. 51 zeigen die Verläufe der Übertragungsfaktoren der angreifenden Kräfte am Anbaugerät auf den mit dem Messbolzen versehenen Gelenkpoint 1.

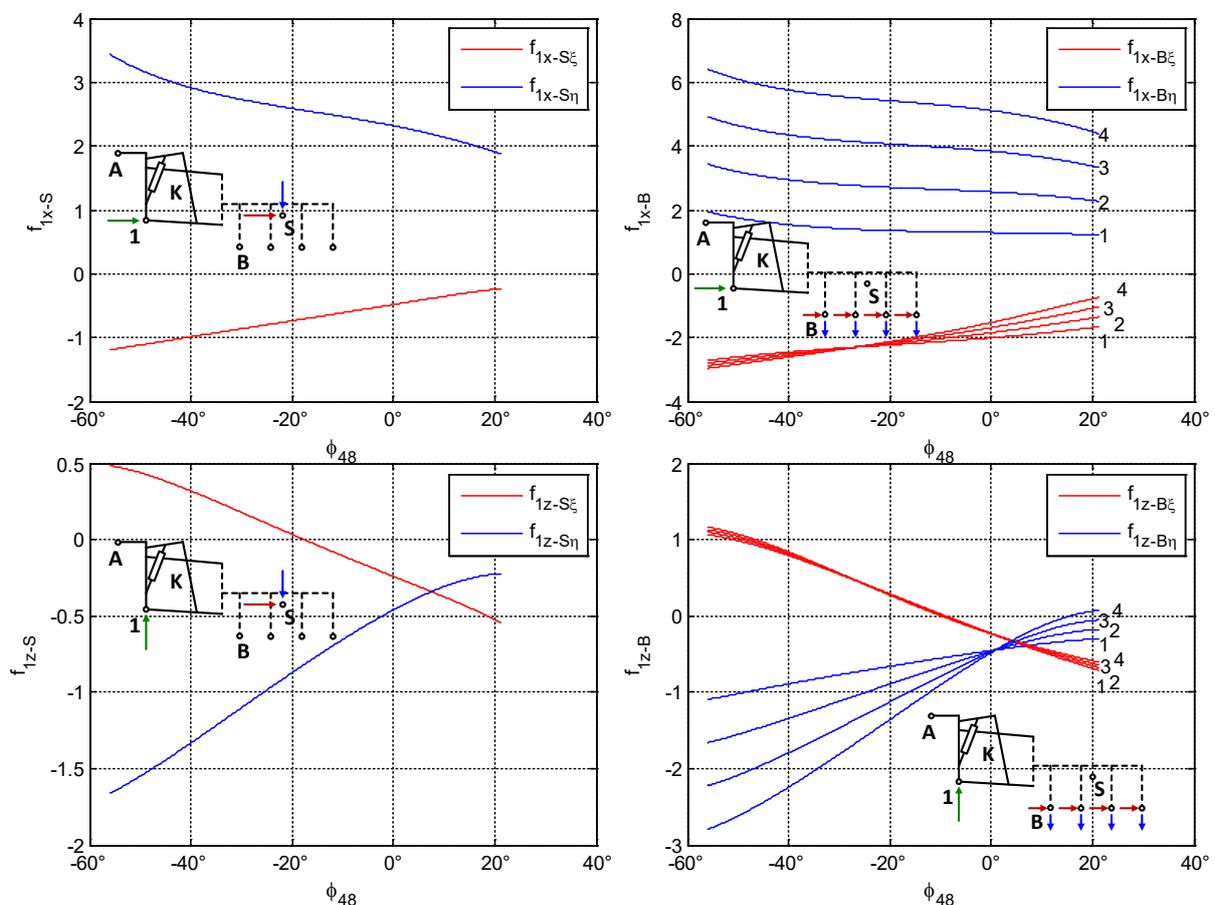


Abb. 51: Übertragungsfaktoren zur Berechnung der Kraft am Kraftmessbolzen für gegebene Boden- und Beschleunigungskräfte am Anbaugerät über den Drehwinkel des Hubarmes. Links: Übertragung der Schwerpunktkräfte, Rechts: Übertragung der Bodenkräfte

Für die im nachfolgenden Kapitel durchzuführende Integration des Heckkrafthebers in das ebene Fahrzeugmodell sollen abschließend noch die Bewegungsgrößen des Anbaugeräteschwerpunktes in Abhängigkeit vom Weg des HKH-Hydraulikzylinders beschrieben werden. Anhand der ermittelten Kennlinien lässt sich die Auslenkung des ABG-Schwerpunktes in Abhängigkeit von der Hydraulikzylinderstellung über eine direkte Zuordnung

$$\Delta u_{8\xi,\eta} = \Delta u_{8\xi,\eta}(L) \quad (79)$$

ermitteln. Die spitze Klammer in Gleichung (79) steht hierbei für eine Interpolation der gesuchten Schwerpunktverschiebungen aus den Kennlinien anhand der der HKH-Zylinderlänge L .

Um die zeitlichen Ableitungen der Schwerpunktverschiebung in Abhängigkeit von der Zylinderbewegung bestimmen zu können, lassen sich die folgenden Zusammenhänge nach Gleichung (80) und (81) nutzen.

$$\frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dt} = \frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dL(t)} \cdot \frac{dL(t)}{dt} = \frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dL(t)} \cdot \frac{d(L_0 + z_K(t))}{dt} = \frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dL(t)} \cdot \dot{z}_K(t) \quad (80)$$

$$\frac{d^2u_{8\xi,\eta}(t)}{dt^2} = \frac{d\left(\frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dL(t)} \cdot \dot{z}_K(t)\right)}{dt} = \dots = \frac{d^2u_{8\xi,\eta}(t)}{dL^2(t)} \cdot \dot{z}_K^2(t) + \frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dL(t)} \cdot \ddot{z}_K(t) \quad (81)$$

Die in den Gleichungen (80) und (81) enthaltenen Ableitungen der Schwerpunktverschiebung nach der HKH-Zylinderstellung lassen sich anhand der gegebenen Kennlinien berechnen. Somit können die zeitlichen Änderungen der Schwerpunktverschiebung mit Hilfe einer Interpolation der partiellen Ableitungen und der Zylindergeschwindigkeit bzw. Beschleunigung nach Gleichung (82) bzw. (83) berechnet werden.

$$\frac{du_{8\xi,\eta}(t)}{dt} = \left. \frac{du_{8\xi,\eta}}{dL} \right|_{(L)} \cdot \dot{z}_K(t) \quad (82)$$

$$\frac{d^2u_{8\xi,\eta}(t)}{dt^2} = \left. \frac{d^2u_{8\xi,\eta}}{dL^2} \right|_{(L)} \cdot \dot{z}_K^2(t) + \left. \frac{du_{8\xi,\eta}}{dL} \right|_{(L)} \cdot \ddot{z}_K(t) \quad (83)$$

4.4. Integration der Heckkraftheber- und Anbaugerätekinematik in das ebene Traktormodell

Anhand der im vorherigen Abschnitt angeführten Übertragungsverläufe lässt sich die Integration des HKH mit Anbaugerät in das ebene Traktormodell vornehmen. Das zu lösende DGL-System für den Traktor lautet nach Gleichung (30):

$$\mathbf{M}_T \cdot \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}_T \cdot \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_T \cdot \mathbf{u} = -\mathbf{F}_A - \mathbf{F}_Z$$

Die Kopplung beider Systeme erfolgt, wie bereits erwähnt, durch den Schnittlastvektor \mathbf{F}_A , dessen Einträge die zusätzlichen Kräfte und Drehmomente auf Grund der wirksamen Anbaugerätelasten, bezogen auf den Traktorschwerpunkt, berücksichtigen. Nach der Struktur des verwendeten Gleichungssystems kann dieser mit Gleichung (84) angegeben werden.

$$\mathbf{F}_A = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{Az} \\ M_{Ay} + F_{Az} \cdot (L_4 + L_{4A}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (84)$$

Die dort enthaltenden Schnittlasten M_A und F_{Az} wurden nach den Gleichungen (73), (74) und (75) im lokalen Koordinatensystem (ξ, η) wie folgt beschrieben:

$$\begin{aligned} M_{A\psi} &= \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \cdot f_{A-B\xi_i} + \sum_{i=1}^m F_{B\eta_i} \cdot f_{A-B\eta_i} + \ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A \cdot f_{A-S\xi} + \ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A \cdot f_{A-S\eta} \\ F_{A\xi} &= -\ddot{u}_{8\xi} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{B\xi_i} \\ F_{A\eta} &= -\ddot{u}_{8\eta} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{B\eta_i} \end{aligned}$$

Unter der bereits angeführten Annahme kleiner Nickwinkel des Fahrzeugs kann die Drehung des lokalen Koordinatensystems des Heckkrafthebers gegenüber dem globalen Koordinatensystem des Fahrzeugs vernachlässigt werden. Entsprechend können beide Koordinatensysteme als gleichgerichtet betrachtet werden, sodass die bisherigen Indizes ξ, η, ψ formal für die ABG-Schwerpunktauslenkung und die wirksamen Kräfte durch x, z, y ersetzt werden können. Damit ergeben sich die Schnittlasten M_A und F_{Az} mit den Gleichungen (85), (86) und (87).

$$M_{Ay} = \sum_{i=1}^m F_{Bx_i} \cdot f_{A-B\xi_i} + \sum_{i=1}^m F_{Bz_i} \cdot f_{A-B\eta_i} + \ddot{u}_{8x} \cdot m_A \cdot f_{A-S\xi} + \ddot{u}_{8z} \cdot m_A \cdot f_{A-S\eta} \quad (85)$$

$$F_{Ax} = -\ddot{u}_{8x} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{Bx_i} \quad (86)$$

$$F_{Az} = -\ddot{u}_{8z} \cdot m_A - \sum_{i=1}^m F_{Bz_i} \quad (87)$$

Die noch unbekanntes Verschiebungskomponenten u_{8z} und u_{8x} des Anbaugeräteschwerpunktes können näherungsweise aus der Summe der Verschiebung durch die Mitnahme des Traktors u_{80} und der Verschiebung durch die Betätigung des Hydraulikzylinders Δu_{8x} und Δu_{8z} nach Gleichung (88) und (89) gebildet werden (vgl. Abb. 52):

$$u_{8z} = u_{8z0} + \Delta u_{8z} \quad (88)$$

$$u_{8x} = u_{8x0} + \Delta u_{8x} \quad (89)$$

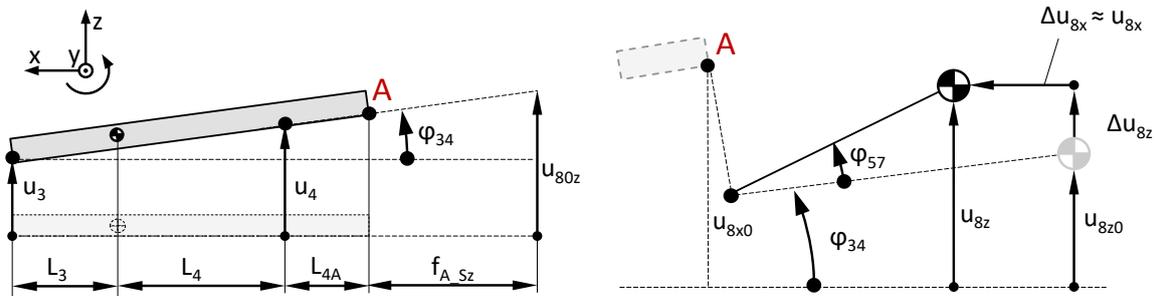


Abb. 52: Geometrischer Zusammenhang zwischen der Auslenkung des Traktors und dem Heckkrafttheber. Links: Auslenkung des Traktors mit Übertragung auf den Anbaugeräteschwerpunkt, rechts: Überlagerung der Auslenkungen des Anbaugeräteschwerpunktes

Die Verschiebungen des Geräteschwerpunktes infolge der Mitnahme durch den Traktor u_{80} können mit den linearisierten Bewegungszusammenhängen aus Abschnitt 4.1 geschrieben werden als:

$$u_{8z0} = u_4 + \varphi_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-Sz}) = u_4 \cdot (1 + b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-Sz})) - u_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-Sz}) \quad (90)$$

$$u_{8x0} = u_4 \cdot b_{34} \cdot f_{A-Sx} - u_3 \cdot b_{34} \cdot f_{A-Sx} \quad (91)$$

Die Verschiebung des Geräteschwerpunktes in x-Richtung auf Grund einer Betätigung der HKH-Hydraulik, kann mit Kenntnis der im oberen Abschnitt beschriebenen HKH-Kinematik, durch dessen Verschiebung in z-Richtung dargestellt werden. Der Zusammenhang soll hier durch die lineare Funktion

$$\Delta u_{8x} = b_0 \cdot \Delta u_{8z} \quad (92)$$

hergestellt werden. Dabei ist b_0 die Ableitung der Verschiebung des ABG-Schwerpunktes in x-Richtung nach der Verschiebung in z-Richtung um die Ausgangslage u_{8z0} (Gleichung (93)).

$$b_0 = \left. \frac{du_{8x}}{du_{8z}} \right|_{u_{8z0}} \quad (93)$$

Die Verschiebung des Geräteschwerpunktes in vertikaler Richtung Δu_{8z} durch eine Betätigung der HKH-Hydraulik kann in Abhängigkeit des HKH-Zylinderhubes Δu_L ebenfalls durch einen linearen Zusammenhang nach Gleichung (94) beschrieben werden.

$$\Delta u_{8z} = b_{0zS} \cdot \Delta u_L \quad (94)$$

(95)).

$$b_{0zS} = \left. \frac{du_{8z}}{du_L} \right|_{u_{8z0}} \quad (95)$$

Mit den angeführten Zusammenhängen lässt sich die Verschiebung des ABG-Schwerpunktes durch die Gleichungen (96) und (97) bestimmen.

$$u_{8z} = u_{8z0} + \Delta u_{8z} = u_4 \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta})\right) - u_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta}) - b_{0ZS} \cdot \Delta u_L \quad (96)$$

$$u_{8x} = u_4 \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} - u_3 \cdot b_{34} \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} + b_0 b_{0ZS} \cdot \Delta u_L \quad (97)$$

Die Beschleunigung ergibt sich somit anhand der Gleichungen (98) und (99).

$$\ddot{u}_{8z} = \ddot{u}_4 \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta})\right) - \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta}) + b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \quad (98)$$

$$\ddot{u}_{8x} = \ddot{u}_4 \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} - \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} + b_0 b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \quad (99)$$

Mit den Beschleunigungen können nun die am Traktor wirkenden Schnittlasten formuliert werden. Das Drehmoment $M_{A\psi}$ ergibt sich zu

$$\begin{aligned} M_{Ay} &= m_A \cdot \ddot{u}_4 \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} \cdot f_{A-S\xi} - m_A \cdot \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot f_{A-S\xi} \cdot f_{A-S\xi} + m_A \cdot b_0 b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \cdot f_{A-S\xi} \\ &+ m_A \cdot \ddot{u}_4 \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta})\right) \cdot f_{A-S\eta} - m_A \cdot \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta}) \cdot f_{A-S\eta} + m_A \cdot b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \cdot f_{A-S\eta} \end{aligned} \quad (100)$$

Die Querkraft F_{Az} ergibt sich äquivalent aus

$$F_{Az} = m_A \cdot \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta}) - m_A \cdot \ddot{u}_4 \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{4A} + f_{A-S\eta})\right) - m_A \cdot b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \quad (101)$$

Damit können die Einträge des Schnittlastvektors F_A wie folgt beschrieben werden

$$\begin{aligned} F_{A_4} &= M_{A\psi} + F_{Az} \cdot (L_{A4} + L_4) \\ &= m_A \cdot \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot \left((L_{A4} + f_{A-S\eta}) \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta}) + b_{34} \cdot f_{A-S\xi}^2 \right) \\ &- m_A \cdot \ddot{u}_4 \cdot \left(\left(1 + b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta})\right) \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta}) + b_{34} \cdot f_{A-S\xi}^2 \right) \\ &- m_A \cdot b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \cdot f_{A-S\eta} \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta} - b_0 \cdot f_{A-S\xi}) \end{aligned} \quad (102)$$

$$F_{A_3} = F_{Az} = m_A \cdot \ddot{u}_3 \cdot b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta}) - m_A \cdot \ddot{u}_4 \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta})\right) - m_A \cdot b_{0ZS} \cdot \Delta \ddot{u}_L \quad (103)$$

Die Schnittlast setzt sich demnach aus einem von der Traktorbewegung abhängigen und einem aus der Boden- und Hydraulikanregung stammenden Anteil zusammen. Der erste Teil kann in einer Anbaugeräte-Massenmatrix zusammengefasst werden, deren Einträge dann wie folgt lauten:

$$\begin{aligned} M_{A_{3,3}} &= m_A \cdot b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta}) \\ M_{A_{3,4}} &= m_A \cdot \left(1 + b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta})\right) \\ M_{A_{4,3}} &= m_A \cdot b_{34} \cdot \left((L_{A4} + f_{A-S\eta}) \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta}) + b_{34} \cdot f_{A-S\xi}^2 \right) \\ M_{A_{4,4}} &= m_A \cdot \left(\left(1 + b_{34} \cdot (L_{A4} + f_{A-S\eta})\right) \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta}) + b_{34} \cdot f_{A-S\xi}^2 \right) \end{aligned} \quad (104)$$

Die dem Traktormodell zu überlagernde Massenmatrix des Anbaugerätes hat die folgende Form:

$$\mathbf{M}_A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{A_{3,3}} & M_{A_{3,4}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{A_{4,3}} & M_{A_{4,4}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (105)$$

Die verbleibenden Anteile der durch die Bodenanregung und durch die Hydraulik des Heckkrafthebers eingeleiteten Lasten werden mit den Lastvektoren \mathbf{F}_B und \mathbf{F}_q nach Gleichung (106) und (107) berücksichtigt.

$$\mathbf{F}_B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \sum_{i=1}^m F_{Bz_i} \\ \sum_{i=1}^m F_{Bx_i} \cdot f_{A-B\xi_i} + \sum_{i=1}^m F_{Bz_i} \cdot f_{A-B\eta_i} + \sum_{i=1}^m F_{Bz_i} \cdot (L_4 + L_{aA}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (106)$$

$$\mathbf{F}_q = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_A \cdot b_{0zS} \\ m_A \cdot b_{0zS} \cdot f_{A-S\eta} \cdot (L_{A4} + L_4 + f_{A-S\eta} - b_0 \cdot f_{A-S\xi}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \Delta \ddot{u}_L \quad (107)$$

Somit kann das ursprüngliche Gleichungssystem des Traktormodells nach Gleichung (12) für die Integration des Heckkrafthebers und des Anbaugeräts in die Gleichung (108) überführt werden.

$$(\mathbf{M}_T + \mathbf{M}_A) \cdot \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}_T \cdot \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_T \cdot \mathbf{u} = -\mathbf{F}_B - \mathbf{F}_q - \mathbf{F}_Z \quad (108)$$

4.5. Modellierung der Bodenkräfte beim Pflügen

Zur Bewertung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts eines Traktors spielt u. a. die Analyse der Vertikalfahrzeugdynamik bei mittleren und höheren Geschwindigkeiten, z. B. bei Straßenfahrten, eine zentrale Rolle. Das Mitführen eines Heckanbaus muss auf Grund der veränderten Gesamtdynamik der Traktor-Geräte-Kombination entsprechend in eine solche Analyse einbezogen werden. Für eine Bewertung der Fahrzeugdynamik auf dem Feld, z. B. bei der Durchführung von Bodenbearbeitungen, scheint es dagegen nicht auszureichen, das Anbaugerät lediglich als starr angebrachte oder eine durch die Heckkraftheberhydraulik bewegte Masse am Fahrzeug zu behandeln. Vielmehr wird es notwendig sein, den Kontakt des Geräts mit dem Boden in die Modellierung bzw. in Versuche einzubeziehen. Die damit bei einer Simulation bestehende Aufgabe, Kontaktkräfte zwischen dem Boden und dem Bodenbearbeitungsgerät zu modellieren, stellt sich - zumindest für die Analyse der Fahrzeugdynamik - als sehr komplex dar. Allein die Beschreibung des Bodens in seiner Vielfalt und die Ableitung handhabbarer Parameter für dessen mathematische Beschreibung stellen bis heute eine Herausforderung für die entsprechenden wissenschaftlichen Fachbereiche dar. Des Weiteren wäre für eine genauere Beschreibung des Geräte-Bodenkontakts ein Bodenmodell erforderlich, das u. a. die Schneid-, die Verdrängungs- und die Beschleunigungswirkung von Teilen des Bodens, die Stützwirkung der Flugsohle und die tribologischen Effekte berücksichtigt.

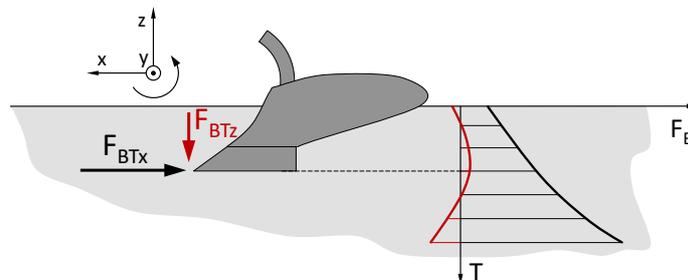


Abb. 53: Richtung der wirksamen Bodenkräfte

Einen sehr einfachen Ansatz für die rechnerische Abschätzung der an einem Pflug wirksamen Kräfte stellt Pfab [30] vor. In diesem wertet er die in Versuchen gemessenen Kräfte an Pflugscharen (aus [31] und [32]) mittels Regressionsrechnung aus und stellt einen formelmäßigen Zusammenhang zwischen Pflugtiefe und Pflugbreite für verschiedene Bodentypen auf. Die für die Formulierung zugrundeliegenden Versuche wurden bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von 1,6 m/s (6,12 km/h) bei verschiedenen Arbeitstiefen und mit unterschiedlichen Pflugkörpern durchgeführt. Für den Pflugkörper „Universalform II“ gibt Pfab [30] die folgenden Gleichungen für die horizontale Pflugkraft F_{BTx} und die vertikale Pflugkraft F_{BTz} an:

$$F_{BTx} = B \cdot (a_{Bx} + b_{Bx} \cdot T_B + c_{Bx} \cdot T_B^2) \quad (109)$$

$$F_{BTz} = a_{Bz} + b_{Bz} \cdot T_B + c_{Bz} \cdot T_B \cdot B + d_{Bz} \cdot T_B \cdot B^2 + e_{Bz} \cdot T_B^2 + f_{Bz} \cdot B \cdot T_B^2 + g_{Bz} \cdot B^2 \cdot T_B^2 \quad (110)$$

Hierbei ist B die Pflugbreite pro Pflugkörper, und T_B die Arbeitstiefe der Pflugkörper. Für die in dieser Arbeit betrachteten Bodentypen „lehmiger Sand“ und „sandiger Lehm“ sind die Koeffizienten in Anhang A-2.1.4, Tab. 18 angegeben. Die Richtungen der positiven Bodenkräfte sind in Abb. 53 dargestellt.

Abb. 54 zeigt die Verläufe der vertikalen und horizontalen Kräfte, bezogen auf die Pflugbreite B am Pflugkörper nach Gleichung (109) und (110), bezogen auf die Pflugbreite pro Pflugkörper für lehmigen Sand, der als „leichter“ Boden betrachtet werden kann und sandigen Lehm, als „schwerer“ Boden.

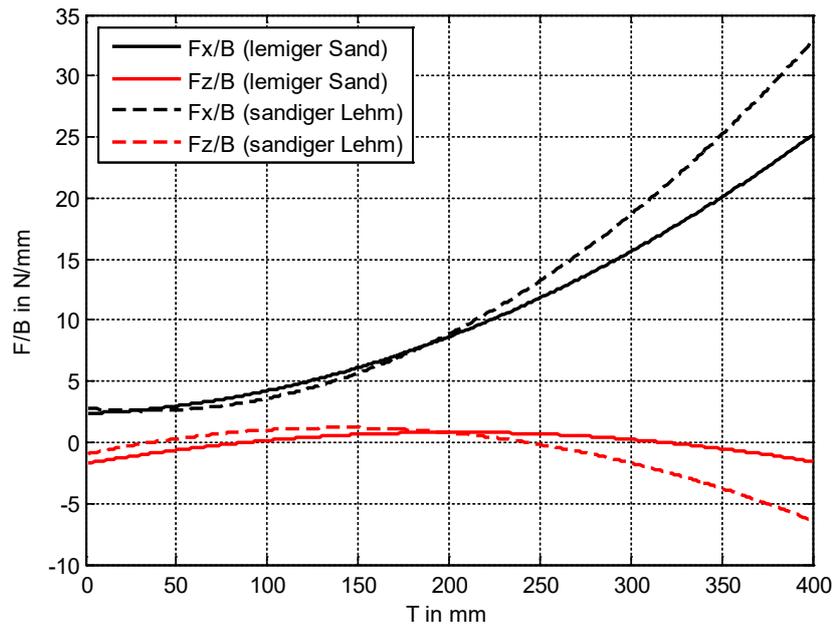


Abb. 54: Nach den Modellen von [30] berechnete Pflugkräfte, bezogen auf die Arbeitsbreite

Für einen Vergleich wurden die Regressionsgleichung für die horizontalen Kräfte mit einer jüngeren Messung aus [33] mit verschiedenen Pflugscharen verglichen. In diesen Messungen wurden die Kräfte direkt an der Grindel, am zweiten und am dritten Pflugkörper bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von 8 km/h gemessen. Abb. 55 zeigt eine annehmbare Übereinstimmung der berechneten Zugkraft mit den aus [33] stammenden Zahlenwerten, auch wenn die Zugkräfte der neueren Messungen geringer ausfallen. Grund hierfür könnten die geometrischen Unterschiede der Pflugkörper sein, was allerdings unwahrscheinlich ist, da alle Werte der getesteten Pflugkörper unterhalb der Berechneten liegen und auch die Fahrgeschwindigkeit der aktuellen Messungen höher lag.

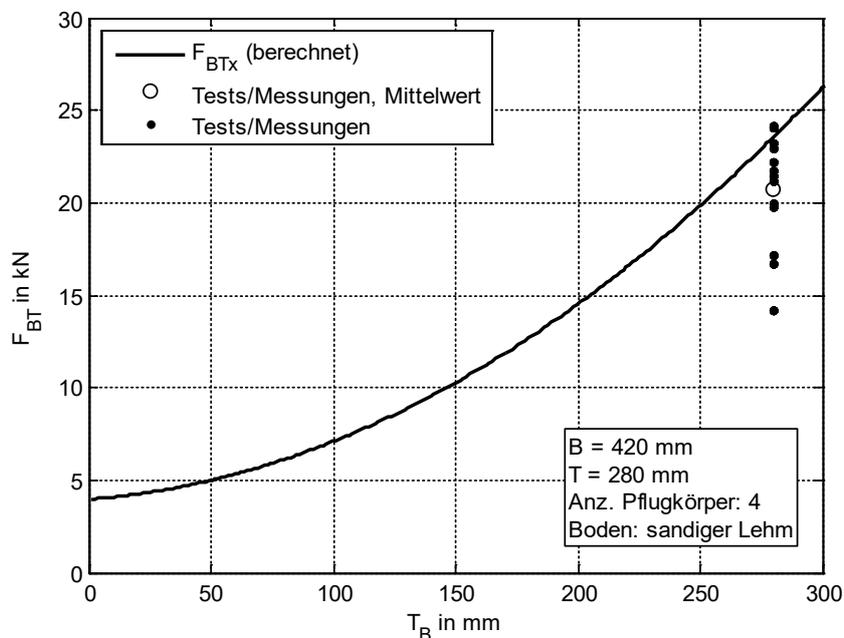


Abb. 55: Vergleich der Kräfte am Pflug, abhängig von der Tiefe und der Arbeitsbreite für sandigen Lehm, bei einer Arbeitstiefe von 28 cm und einer Arbeitsbreite von 42 cm aufgetragen (aus [33])

4.6. Validierung des Simulationsmodells anhand von Messergebnissen

Um zu überprüfen, inwieweit das einfache Simulationsmodell das wesentliche Verhalten des Versuchstraktors abbildet und ob somit die maßgebenden schwingungsbeeinflussenden Eigenschaften und Parameter berücksichtigt wurden, werden im folgenden Abschnitt Ergebnisse aus Simulationen und Messungen gegenübergestellt. Für den direkten Vergleich der Messwerte mit den Ergebnissen des ebenen Simulationsmodells wurden aus den Messwerten der linken und der rechten Fahrwerkskomponenten Mittelwerte berechnet, um den Einfluss von Wankbewegungen möglichst gering zu halten. Die verwendeten Zahlenwerte der Modellparameter der diesen Vergleichen zugrundeliegenden Simulationen sind in Anhang A-2.1. aufgeführt, in dem auch die Bestimmung der jeweiligen Parameterwerte beschrieben wird.

4.6.1. Validierungen anhand von Sprungantworten

Ein erster Vergleich von Simulations- und Versuchsergebnissen wurde anhand von Sprungantworten des Traktors durchgeführt, um die Abbildungsgüte des Eigenschwingverhaltens des Traktormodells zu beurteilen. Hierfür wurden in Versuchen die Hinter- und Vorderräder synchron durch die Hydropulsanlagenstempel sprunghaft mit einem Zylinderweg von 40 mm angeregt. Diese Versuche wurden für verschiedene Dämpfungseinstellungen jeweils mindestens viermal durchgeführt, um die Vergleichbarkeit der Messungen für eine Dämpfungsstufe bewerten zu können.

Abb. 56 zeigt exemplarisch die gemessenen Beschleunigungswerte der Achsen (schwarz) sowie des Aufbaus (rot) für geschlossene (links) und für voll geöffnete (rechts) Dämpfungsventile.

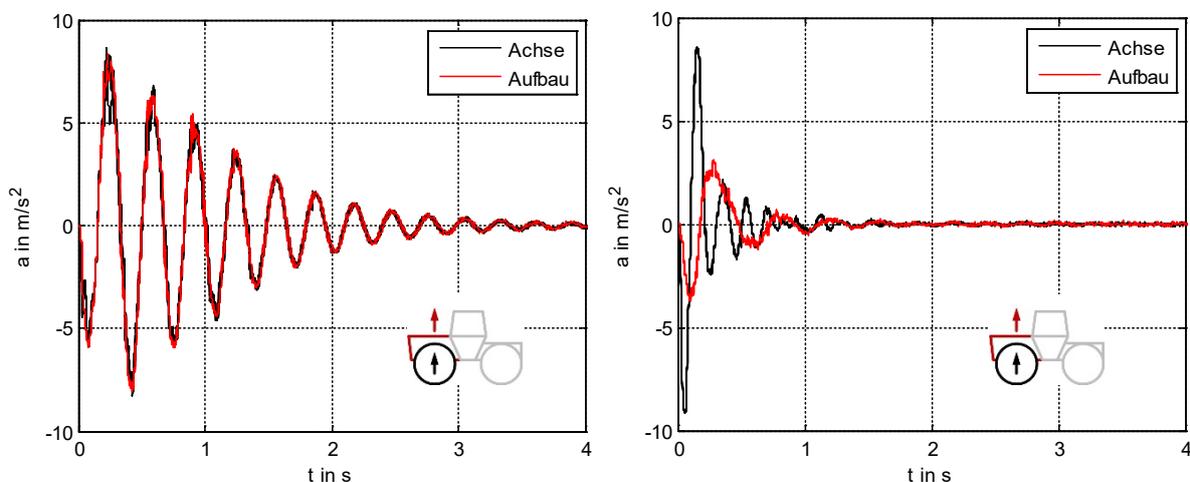


Abb. 56: Mehrfachmessung der Beschleunigung am Vorderrad und am vorderen Aufbau des TUB-Trac. Darstellung von 5 Folgemessungen bei geschlossenem (links) und voll geöffnetem Dämpfungsventil (rechts) und synchroner, sprunghafter Anregung durch den Hydropulsler von 40 mm

In den abgebildeten Graphen sind die vier Messungen der jeweiligen Reihe übereinander geplottet. Das heißt jeder Graph beinhaltet vier rote und vier schwarze Beschleunigungsverläufe. Die Tatsache, dass die jeweiligen Messwertverläufe sehr dicht beieinander liegen, lässt die Annahme zu, dass zumindest bei unmittelbar aufeinanderfolgenden Versuchen gleicher Einstellung eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messwerte vorliegt.

Der linke Graph von Abb. 56 zeigt die abklingenden Beschleunigungsverläufe des Aufbaus und der Achsen bei geschlossenem Dämpfungsventil. Der Aufbau und die Achse erfahren fast identische Beschleunigung, da bei geschlossenem Dämpfungsventil keine wesentliche Relativbewegung zwischen Aufbau und Achsen stattfinden kann. Bei voll geöffnetem Dämpfungsventil führen der

Aufbau und die Achsen eine Relativbewegung zueinander aus, was sich entsprechend anhand der unterschiedlichen Beschleunigungsverläufe von Achse und Aufbau widerspiegelt (vgl. Abb. 56, rechts). Durch die stärkere Entkopplung des Aufbaus von den Achsen wird die Beschleunigung des Aufbaus bei geöffnetem Dämpfungsventil erwartungsgemäß reduziert. Auch lassen sich hier bereits die unterschiedlichen Eigenfrequenzen des Aufbaus und der Achsen anhand der groben Periodendauern erkennen.

Neben den Beschleunigungen wurden auch die Relativbewegung zwischen den Achsen und dem Aufbau als Federweg am Versuchsfahrzeug gemessen. Die zu den in Abb. 56 dargestellten Beschleunigungsverläufen gehörenden Federwege der Vorderachse sind ergänzend in Abb. 57 dargestellt.

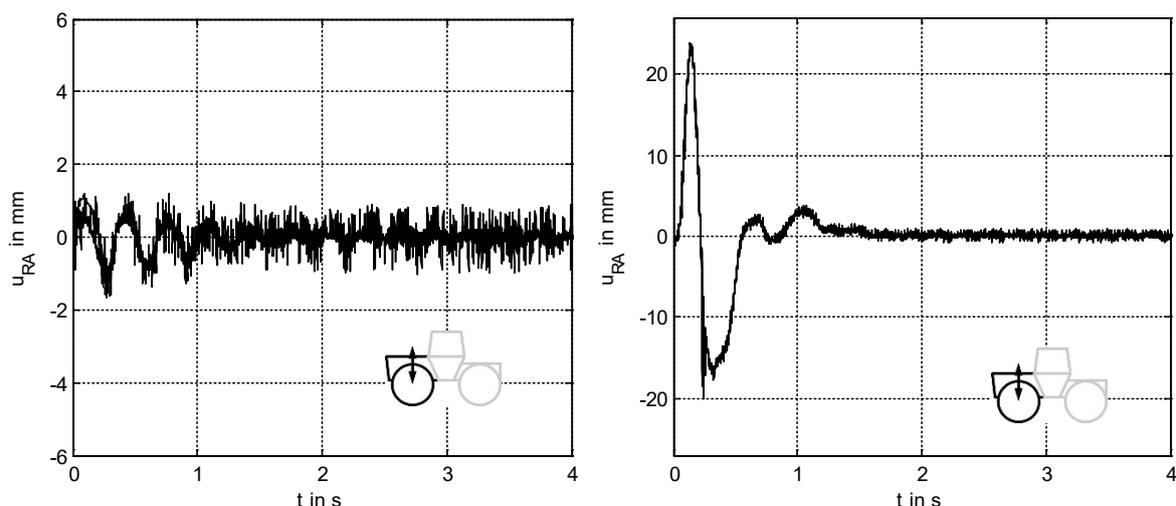


Abb. 57: Gemessene Einfederung der Vorderachse aus 4 Folgemessungen bei geschlossenen (links) und voll geöffneten Dämpfungsventilen (rechts) bei synchroner, sprunghafter Anregung durch den Hydropulser von 40 mm

Der linke Graph aus Abb. 57 zeigt jeweils die vier gemessenen Einfederungsverläufe des vorderen Fahrwerks bei geschlossenen Dämpfungsventilen. Zu erkennen sind die dicht übereinanderliegenden Verläufe der vier Messungen und die geringen Federwege von ca. 3 mm. Auch bei geschlossenem Dämpfungsventil weist das Fahrwerk erwartungsgemäß eine Nachgiebigkeit auf, was z. B. durch die Elastizität der Schlauchleitungen, der Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit sowie der Steifigkeit der Zylinderkomponenten bedingt wird. Der rechte Graph von Abb. 57 zeigt die gemessenen Einfederungen bei voller Ventilöffnung, bei denen entsprechend große Federwege im Bereich von ca. 35 mm zu erkennen sind.

Für das Eigenschwingungsverhalten des Fahrzeugs ist zu erwarten, dass die Einfederungsverläufe die Form einer allmählich abklingenden, harmonischen Funktion aufweisen. Dies ist bei den gemessenen Verläufen der Einfederungen des vorderen Fahrwerks nur bedingt zu erkennen. Vielmehr wird die Einfederung nach etwa einem Schwingenspiel relativ abrupt reduziert, sodass im anschließenden Verlauf nur noch kleinere Relativbewegungen zwischen Achse und Aufbau zu erkennen sind.

Im Folgenden werden die mit dem Simulationsmodell berechneten Ergebnisse mit den gemessenen Verläufen verglichen. Für einen direkten Vergleich der Daten wurden die in den Versuchen aufgezeichneten Hydropulsbewegungen als Eingangsdaten für die Radanregung in der Simulation verwendet, um den Einfluss der Hydropulserdynamik zu berücksichtigen bzw. als Einflussgröße auszuschließen. Abb. 58 und Abb. 59 zeigen die gemittelten Beschleunigungsverläufe der Achsen und des Aufbaus für die Dämpfungsstufen 3 bis 9, sowie die berechneten Beschleunigungen.

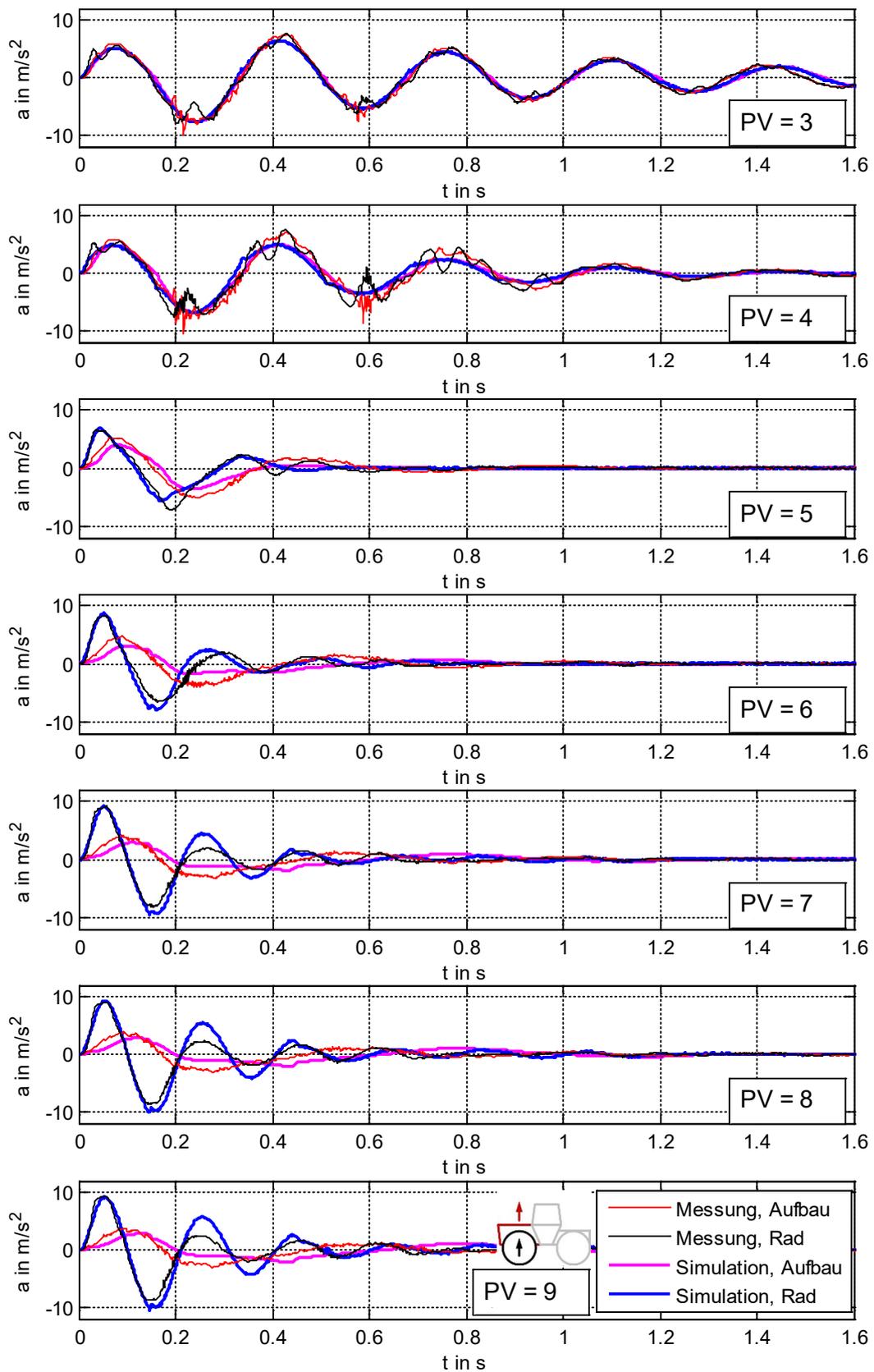


Abb. 58: Vergleich der gemessenen und berechneten Beschleunigungen des vorderen Aufbaus und der Vorderachsen bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9

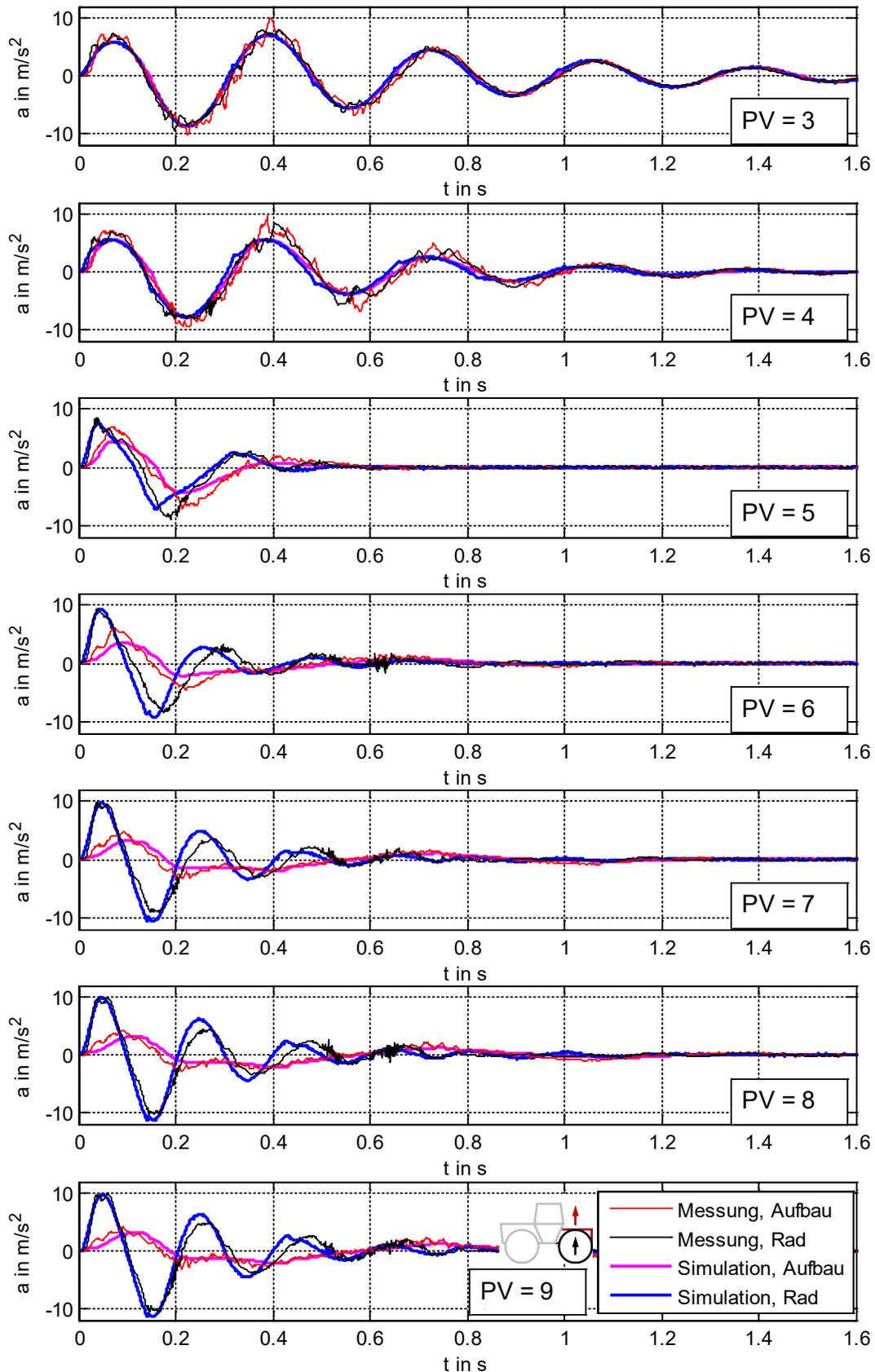


Abb. 59: Vergleich der gemessenen und berechneten Beschleunigungen des hinteren Aufbaus und der Hinterachsen bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9

Ein Vergleich der in Abb. 58 und Abb. 59 dargestellten Verläufe zeigt eine prinzipiell gute Übereinstimmung der berechneten mit den gemessenen Beschleunigungen. Als positiv zu bewerten ist die scheinbar gute Abbildung des Einflusses der Dämpfungsventile, da die qualitative Übereinstimmung der Verläufe für alle berechneten Dämpfungsstufen ähnlich gut ist. Allerdings weisen die am vorderen Fahrwerk berechneten Beschleunigungen im Vergleich zu jenen am hinteren Fahrwerk eine stärkere Abweichung von den Messwerten aus (siehe Abb. 58). Zum einen klingen die Achsbeschleunigungen für höhere PV-Werte nicht so stark ab wie die der Gemessenen, zum anderen weicht die berechnete Aufbaubeschleunigung auch in der Form von der Gemessenen ab. Insgesamt weist die berechnete Aufbaubeschleunigung zu geringe und die berechnete Achsbeschleunigung im Mittel zu hohe Amplituden auf, was für eine stärkere, gegenseitige Beeinflussung von Achse und Aufbau im realen Fahrzeug spricht. Dies würde auch erklären, warum die Einfederung des vorderen Fahrwerks relativ schnell abklingt. Ein möglicher Grund hierfür könnten Reibungswiderstände oder andere dämpfende Einflussgrößen der Radaufhängung sein. Es ist auch denkbar, dass Baugruppen des Fahrzeugs auf Grund ihres Eigenschwingungsverhaltens diese Ergebnisse hervorrufen.

Ergänzend zu den dargestellten Beschleunigungsverläufen zeigen Abb. 60 und Abb. 61 die dazugehörigen berechneten bzw. gemessenen Einfederungen der Fahrwerkzylinder. Auch der Vergleich der berechneten mit den gemessenen Einfederungsverläufen zeigt eine prinzipiell annehmbare bis gute Übereinstimmung. Insgesamt liegen die berechneten Einfederungsraten der Simulation etwas höher als die gemessenen, wobei die berechneten Einfederungswerte der Vorderachse deutlich stärker von den gemessenen Verläufen abweichen als die der Hinterachse. Besonders bei Einstellungen geringer Dämpfung wird diese Abweichung am vorderen Fahrwerk recht deutlich.

Da aufgrund der annähernd symmetrischen Massenverteilung und der ähnlichen Fahrwerkseinstellungen zwischen Vorder- und Hinterachse des TUB-Trac zu erwarten ist, dass die Verläufe des vorderen und des hinteren Fahrwerks keine große Unterschiede zueinander aufweisen, überrascht diese Abweichung. Zu Beginn weichen beide Verläufe nicht nennenswert voneinander ab, erst bei der ersten Ausfederung nimmt der Federweg des vorderen Fahrwerks deutlich und relativ abrupt ab, im Gegensatz zum hinteren Fahrwerk - was für die oben angesprochenen Einflüsse sprechen könnte.

An dieser Stelle bleibt festzuhalten, dass die Abbildung des Eigenschwingungsverhaltens des TUB-Trac anhand von sprunghaften Fahrbahnanregungen durch das verwendete Simulationsmodell Ergebnisse liefert, die prinzipiell denen der herangezogenen Messungen entsprechen. Dabei wird das Eigenschwingungsverhalten, das hier anhand von Rad- und Aufbaubeschleunigungen sowie Fahrwerksfederwegen verglichen wurde, des vorderen Fahrwerks scheinbar schlechter als das des hinten wiedergegeben. Es liegt die Vermutung nahe, dass Reibungseinflüsse, die höchstwahrscheinlich von der Fahrwerksaufhängung ausgehen, die ermittelten Abweichungen bedingen. Ob dies vornehmlich die Fahrwerkzylinder betrifft, ist noch unklar.

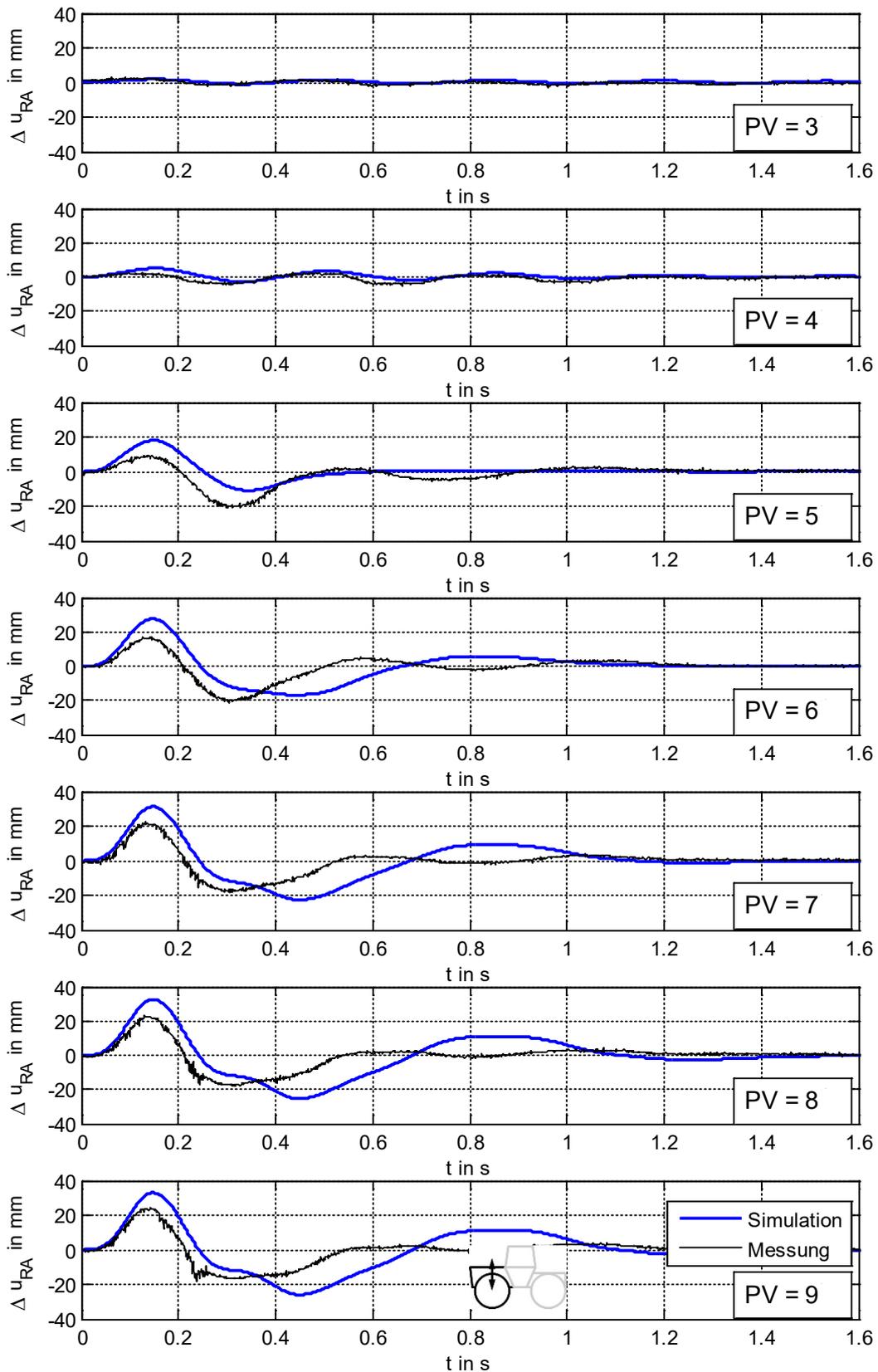


Abb. 60: Vergleich von gemessenen und berechneten Federwegen der Vorderachse bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9

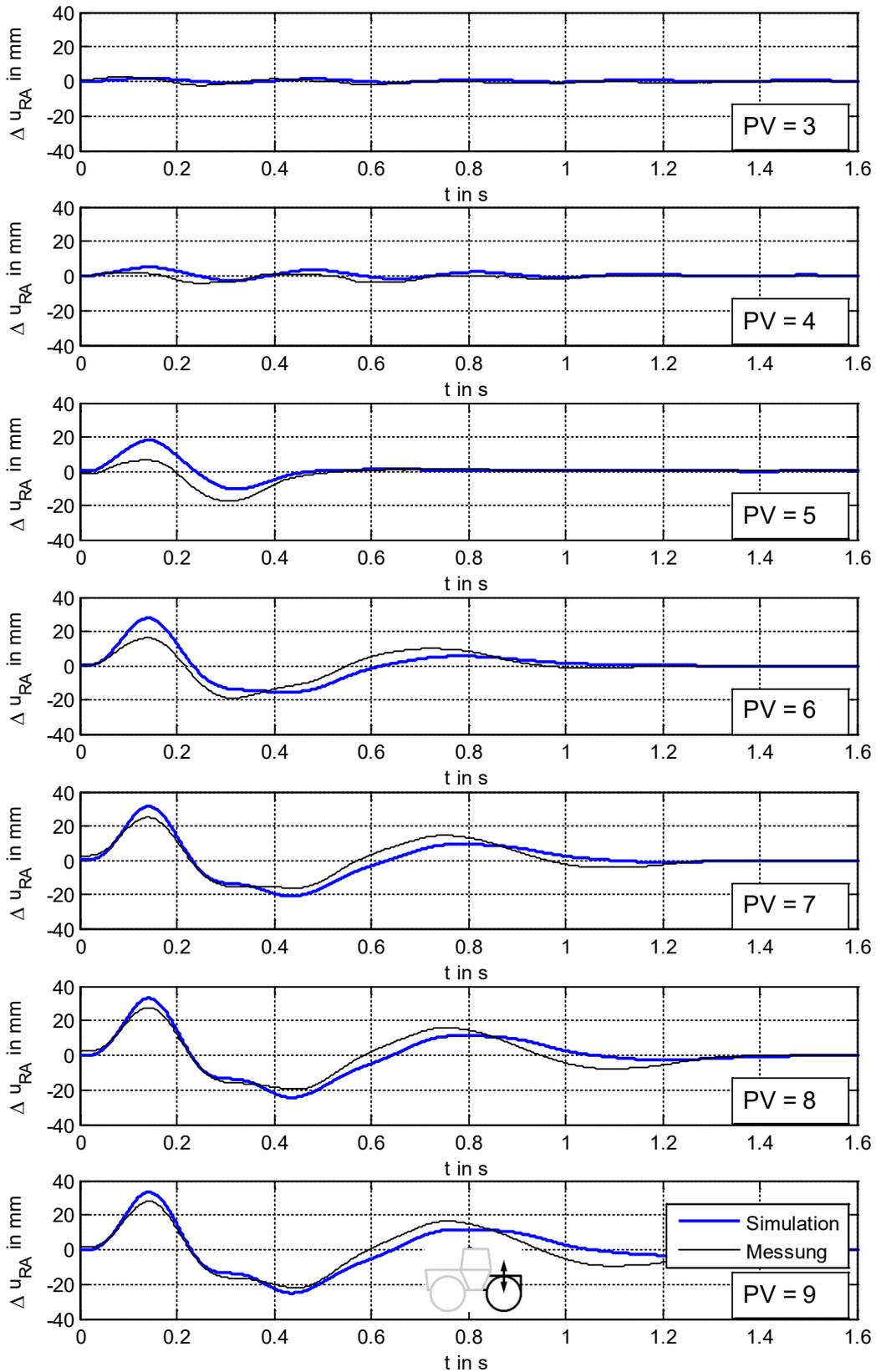


Abb. 61: Vergleich von gemessenen und berechneten Federwegen der Hinterachse bei sprunghafter Anregung von 40 mm für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9

4.6.2. Validierungen anhand von Frequenzband-Anregungen

In einem zweiten Schritt wurde das Übertragungsverhalten der Fahrbahnanregung auf die Fahrzeugdynamik untersucht. Hierfür wurden die Räder des Versuchstraktors durch eine synchrone, sinusförmige Bewegung der Hydropulsstempel mit einer Amplitude von 4 mm angeregt, wobei die Frequenz der Anregung mit der Zeit kontinuierlich vergrößert wurde. Die Anregung wurde durch eine Sinus-Funktion nach Gleichung (111) beschrieben (vgl. Abb. 62).

$$z_{HP}(t) = \hat{z}_{HP} \cdot \sin(2\pi \cdot f_{HP}(t) \cdot t) \quad (111)$$

Die Frequenz $f_{HP}(t)$ wurde dabei als lineare Funktion der Zeit formuliert, um ein vorgegebenes konstantes Anregungsspektrum innerhalb einer Zeitspanne von $t_{HP,e}$ abzubilden. Zur Beschreibung des Frequenzverlaufs wurde Gleichung (112) verwendet.

$$f_{HP}(t) = \frac{f_{HP,max} - f_{HP,min}}{\frac{t_{HP,e}}{k_{HP}}} \cdot t \quad (112)$$

Um zu ermitteln, welche maximale Frequenz im Anregungssignal enthalten ist – denn diese entspricht nicht dem Wert f_{max} – kann eine Abschätzung auf Grundlage des letzten Schwingenspiels der Funktion vorgenommen werden. Folgende Überlegung kann dafür angestellt werden:

Die n-te, positive Nullstelle der Funktion nach Gleichung (111) ergibt sich mit:

$$t_{HP,0}(n_N) = -\frac{f_{HP,min}}{2k_{HP}} + \sqrt{\left(\frac{f_{HP,min}}{2k_{HP}}\right)^2 + \frac{n_N}{2k_{HP}}} \quad (113)$$

Die gesuchte maximale Frequenz kann durch den zeitlichen Abstand der letzten beiden Nullstellen abgeschätzt werden. Die theoretische Anzahl der positiven Nullstellen für die betrachtete Zeitspanne $t_{HP,e}$ ergibt sich nach Umstellen von Gleichung (113) mit:

$$n_{N,e} = 2 \cdot f_{HP,min} \cdot t_{HP,e} + 2 \cdot k_{HP} \cdot t_{HP,e}^2 \quad (114)$$

Die Position der vorletzten Nullstelle $n_{N,e} - 1$ (vgl. Abb. 62) ergibt sich durch Einsetzen von Gleichung (114) in (113) mit:

$$t_{HP,0}(n_{N,e} - 1) = -\frac{f_{HP,min}}{2k_{HP}} + \sqrt{\left(\frac{f_{HP,min}}{2k_{HP}}\right)^2 + \frac{n_{N,e} - 1}{2k_{HP}}} \quad (115)$$

Damit kann die größte im Signal vorhandene Frequenz durch den Kehrwert des doppelten Nullstellenabstands (= Schwingenspiel) mit Gleichung (116) abgeschätzt werden.

$$f_{max} = \frac{1}{2 \cdot (t_{HP,e} - t_{HP,0}(n_{N,e} - 1))} \quad (116)$$

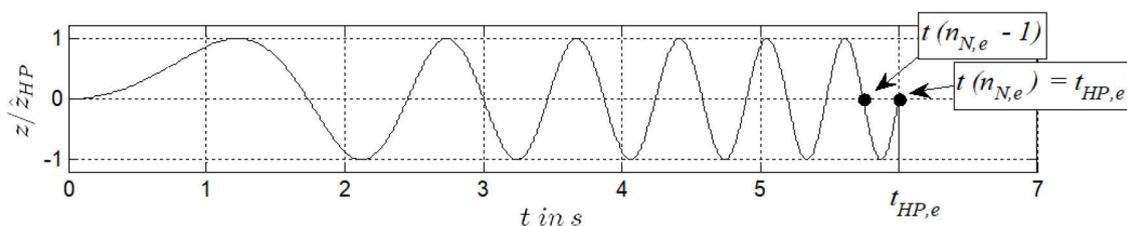


Abb. 62: Beispielhafter Verlauf der Gleichung (55) mit Markierung der letzten und vorletzten Nullstelle

Für den Fall, dass die untere Frequenz f_{min} gleich Null ist, vereinfacht sich die obere Gleichung, sodass die maximal auftretende Frequenz mit Gleichung (117) ermittelt werden kann.

$$f_{max} = \frac{1}{2 \cdot \left(t_{HP,e} - \sqrt{t_{HP,e}^2 - \frac{t_{HP,e}}{2 \cdot f_{HP,max}}} \right)} ; \text{ (für } f_{HP,min} = 0 \text{)} \quad (117)$$

Wird t_e im Verhältnis zu f_{max} sehr groß, strebt der obere Ausdruck gegen das Doppelte der Frequenz f_{max} , sodass als Anhaltswert angenommen werden kann, dass die maximale, im Spektrum auftretende Frequenz in etwa doppelt so groß ist wie der Maximalwert f_{max} der linearen Frequenzfunktion nach Gleichung (112).

Zur Darstellung des Übertragungsverhaltens der Fahrbahnanregungen auf die Fahrzeugdynamik wurden die Amplitudenspektren aus den Messwerten bzw. den Simulationsergebnissen berechnet. Das Spektrum der Anregungsfunktion umfasste dabei Frequenzen bis etwa 8 Hz, wobei die Länge der Anregungsfunktion $t_{HP,e} = 60$ s betrug.

Abb. 63 und Abb. 64 zeigen die berechneten Amplitudenspektren der am Fahrzeug gemessenen bzw. der mit dem Simulationsmodell berechneten Beschleunigungen der Achsen und des Aufbaus für verschiedene Dämpfungsstufen.

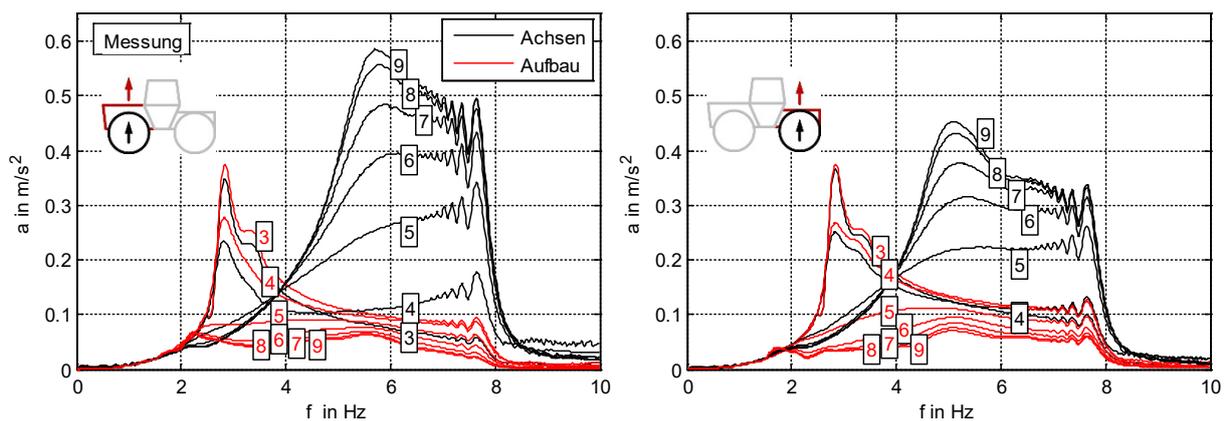


Abb. 63: Amplitudengänge der gemessenen Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9

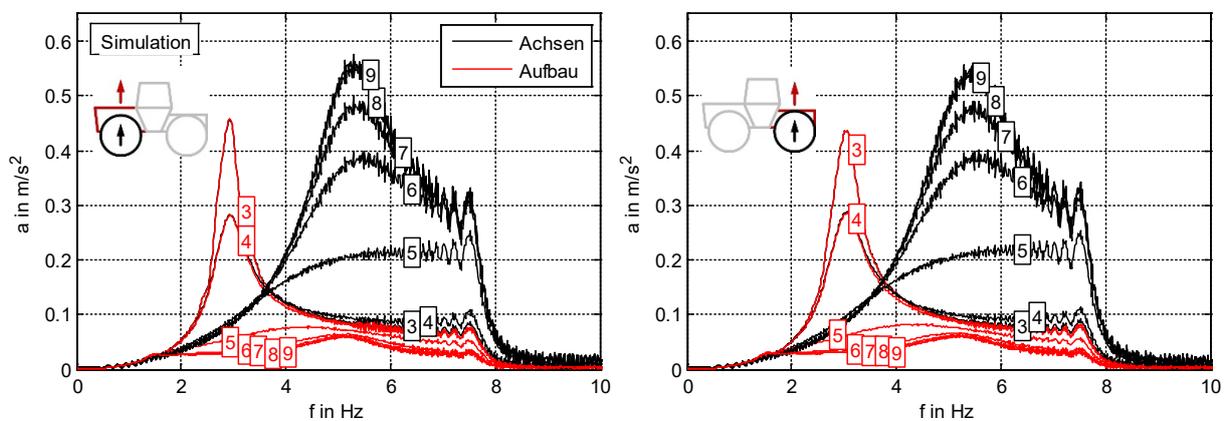


Abb. 64: Amplitudengänge der simulierten Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9

Der Vergleich der abgebildeten Amplitudenspektren der Rad- und Aufbaubeschleunigungen zeigen eine prinzipiell gute Übereinstimmung, sowohl im qualitativen als auch quantitativen Verlauf, obwohl

die simulierten Beschleunigungsamplituden der Vorderachse für höhere Anregungsfrequenzen bei geringer Dämpfung geringer ausfallen als die der Gemessenen.

Die oben angeführten Messungen des unbeladenen TUB-Trac wurden auch für das Fahrzeug mit Heckanbaumasse vorgenommen. Hierbei wurde der in Abschnitt 3.2 beschriebene Anbaugerätesimulator an den Heckkraftheber des TUB-Trac angebunden und das Fahrzeug mit dem oben beschriebenen Frequenzband über die Räder angeregt. Diese Versuche wurden anschließend mit dem Simulationsmodell nachgebildet. Abb. 65 und Abb. 66 zeigen, äquivalent zu den bereits angeführten Diagrammen, die berechneten Beschleunigungsamplituden der Achsen und des Aufbaus für den vorderen und hinteren Teil des TUB-Trac, die auch im Falle einer zusätzlich angebrachten Heckmasse eine grundlegende Übereinstimmung aufweisen.

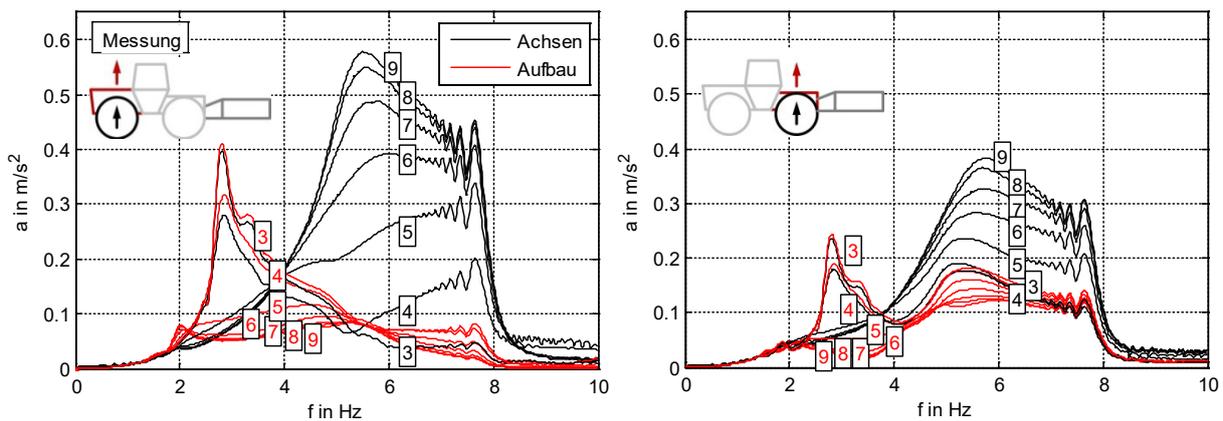


Abb. 65: Amplitudengänge der gemessenen Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9 am TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator

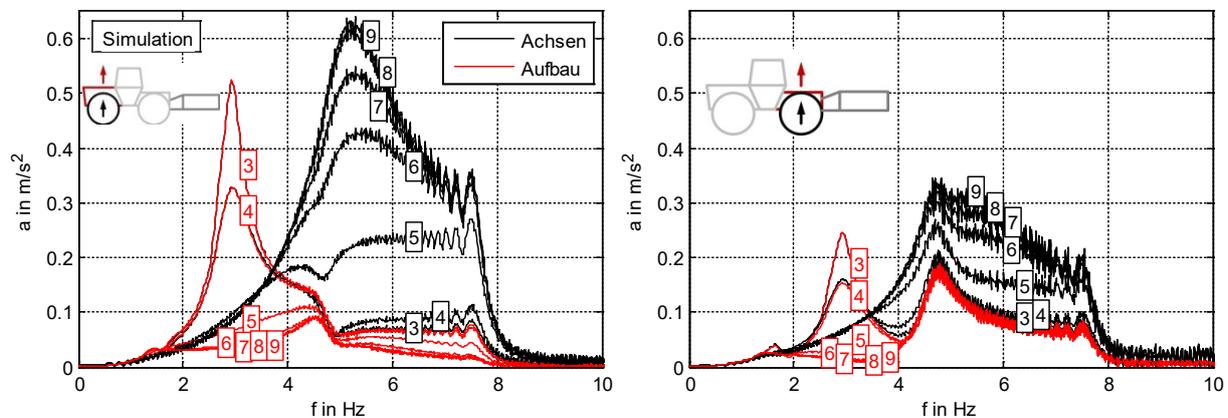


Abb. 66: Amplitudengänge der berechneten Rad- und Aufbaubeschleunigungen für die Dämpfungsstufen 3 bis 9 am TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator

Auch wenn an dieser Stelle noch nicht auf den Einfluss einer zusätzlichen Heckanbaumasse auf die Veränderung des Übertragungsverhaltens von Fahrbananregungen eingegangen werden soll, ist bereits erkennbar, dass die Anbringung des Heckanbaus zu einer deutlichen Verringerung der hinteren Achs- und Aufbaubeschleunigungen führt.

Im Vergleich weisen die, auf Basis der Simulationen bestimmten, Beschleunigungsamplituden der Vorderachse bei geringerer Dämpfung (PV6 - 9) höhere Werte im Bereich der Radeigenfrequenz (4,5 - 6 Hz) auf. Für die Hinterachse ergeben sich in der Simulation etwas geringe Werte. Auffällig ist, dass die berechneten Amplitudengänge der hinteren Aufbaubeschleunigung im Resonanzbereich der Achsen (4,5 - 6 Hz) dichter zusammenliegen als die der Messungen. In dem hier angeführten Beispiel wird somit scheinbar eine geringere Abhängigkeit der hinteren Aufbaubeschleunigung von der Dämpfung durch das Simulationsmodell abgebildet.

4.6.3. Validierungen anhand stochastischer Fahrbahnanregungen

In einem letzten Schritt wurde die Abbildungsgüte des TUB-Track-Simulationsmodells anhand von Messungen am Fahrzeug bei einer stochastischen Fahrbahnanregung untersucht. Als Grundlage hierfür wurde der ISO smooth-track als Fahrbahnprofil bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h gewählt.

Die Bewertung und der Vergleich der Fahrzeugdynamik, die durch äußere stochastische Anregungen, die z. B. beim Überfahren von Untergründen mit zufällig verteiltem Unebenheitsprofil hervorgerufen werden, erfordert in den meisten Fällen die Verwendung geeigneter Vergleichsgrößen. In dieser Arbeit werden zur Beurteilung der, durch stochastische Anregungen hervorgerufenen, Vertikaldynamik des Fahrzeugs zum einen der Radlastvariationskoeffizient n_{RLS} und zum anderen der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung a_{RMS} als Bewertungsgrößen herangezogen. Der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung stellt dabei eine Vergleichsgröße für die Intensität der vom Aufbau übertragbaren Schwingungen dar. Somit lässt sich dieser Wert zur Beurteilung des Fahrkomforts eines Fahrzeuges nutzen. Der Radlastvariationskoeffizient stellt ebenfalls einen Effektivwert dar, der sich aus dem Effektivwert der Schwankung der Radaufstandskraft ergibt und ins Verhältnis zur statischen Radaufstandskraft gesetzt wird. Die zur Bestimmung der beiden Größen herangezogenen Formulierungen und Randbedingungen werden in den späteren Abschnitten 5.1.1 und 5.1.2 erläutert. Beide Bewertungsgrößen spielen bei der Beurteilung des vertikaldynamischen Verhaltens des TUB-Trac eine zentrale Rolle und werden daher bereits an dieser Stelle zur Validierung des Simulationsmodells herangezogen.

Zur grafischen Darstellung beider Bewertungsgrößen werden diese häufig in einem Diagramm - das hier als Konfliktdiagramm bezeichnet wird - übereinander aufgetragen. Der Punkt, der sich aus einem Paar der effektiven Aufbaubeschleunigung und dem Radlastvariationskoeffizienten ergibt, wird im Folgenden als Konfliktpunkt bezeichnet.

Für die zur Validierung herangezogenen Simulationsergebnisse wurden auch hier die, in dem dazugehörigen Versuch aufgezeichneten, Stempelbewegungen der Hydropulsanlage als Anregungsprofil in der Berechnung verwendet, um den Einfluss der Systemdynamik des Hydropulsers auf die Gesamtdynamik zu berücksichtigen. Dabei wurden Versuche am Fahrzeug mit und ohne Anbaugerätesimulator für verschiedene Dämpfungsstufen sowie synchroner als auch asynchroner Radanregung durchgeführt.

Bevor der eigentliche Vergleich von Simulations- und Messergebnissen vorgestellt wird, soll als Ergänzung der Einfluss der Hydropulsdynamik auf die Ausprägung der Aufbaubeschleunigung und der Radaufstandskräfte betrachtet werden. Hierfür werden Simulationsergebnisse, die auf Basis der theoretischen, im Versuch als Sollwert vorgegebenen Hydropulserstempelbewegung berechnet wurden, mit denen verglichen, die auf Basis der gemessenen Hydropulsbewegungen berechnet wurden. Damit soll grob abgeschätzt werden, in welchem Maße die Dynamik des Hydropulsers die berechnete bzw. gemessene Dynamik des Fahrzeugs beeinflusst.

Abbildung Abb. 67 zeigt die aus Simulationen ermittelten Konfliktdiagramme des TUB-Trac mit und ohne Anbaugerät auf dem ISO smooth-track bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h. Die jeweils 11 aufgetragenen Konfliktpunkte der einzelnen Kurven entsprechen dabei verschiedenen Dämpfungsstufen des Fahrwerks im Bereich von PV=4 (hohe Dämpfung) und PV=9 (sehr geringe Dämpfung). Die Anregungen der Vorder- und Hinterräder sind bei diesem Vergleich synchron.

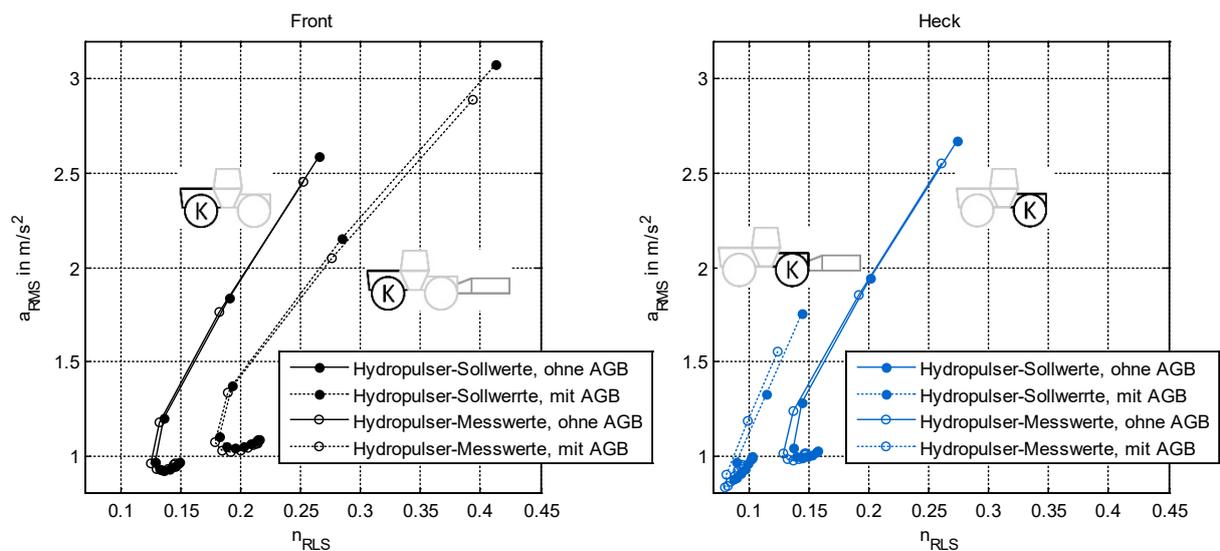


Abb. 67: Konflikt diagramm: MB-Trac mit und ohne Anbaugerätesimulator, ISO smooth-track, 10km/h, sync. Gegenüberstellung der Simulationen mit gemessener Hydropulsbewegung und mit der Sollvorgabe der Hydropulsbewegung für die Vorder- und Hinterachse

Man erkennt die recht dicht beieinanderliegenden Konfliktpunkte für die verschiedenen PV-Werte. Eine Abweichung zwischen den berechneten Werten unter Verwendung der gemessenen Hydropulsbewegung und der Soll-Hydropulsbewegung ergibt sich in der Art, dass die Simulationen, bei denen als Anregung die aufgezeichneten Hydropulsbewegungen verwendet wurden, einen geringeren Radlastvariationskoeffizienten aufweisen als die, bei denen die exakten Werte des ISO smooth-track zugrunde gelegt wurden. Auch die mit den gemessenen Hydropulser-Zylinderwegen berechneten Aufbaubeschleunigungen weisen geringere Werte auf als die auf Grundlage der Sollwerte berechneten Beschleunigungen. Der Vergleich lässt vermuten, dass bei einer nicht zu stark überschwingenden Hydropulsbewegung (bei entsprechender Regelung) eine sanftere Anregung des Fahrzeugs vorliegt, sodass sowohl die Aufbaubeschleunigungen als auch die Radlastvariationskoeffizienten bei Verwendung der tatsächlichen Hydropulsbewegung als Simulationsgrundlage etwas geringer ausfallen.

Um den Einfluss der Hydropulserdynamik auf die des Fahrzeugs etwas näher zu quantifizieren, wurden die relativen Abweichungen der, mit dem Hydropulser-Messwerten simulierten, effektiven Aufbaubeschleunigungen und der Radlastvariationskoeffizienten von denen mit dem Hydropulser-Sollwert simulierten Werten bestimmt. Die Diagramme in Abb. 68 zeigen die relativen Abweichungen der effektiven Aufbaubeschleunigungen (links) und die des Radlastvariationskoeffizienten (rechts) für verschiedene Fahrwerksdämpfungswerte im Bereich $PV=3$ bis $PV=9$. Die zugrundeliegenden Hydropulswege wurden in Versuchen mit einem mittleren Pumpendruck von 180 bar ermittelt.

Anhand der in Abb. 68 (links) dargestellten relativen Abweichungen lässt sich erkennen, dass die effektiven Aufbaubeschleunigungen beim TUB-Trac mit Heckanbaumasse erwartungsgemäß stärker durch die Hydropulserdynamik beeinflusst werden als die des unbeladenen TUB-Trac. Dabei ergeben sich für die effektive Aufbaubeschleunigung im Bereich der Hinterachse beim Mitführen eines ABG deutlich stärkere Abweichungen als für die der Vorderachse, was auf Grund der höheren Belastung der hinteren Hydropulszylinder durch das ABG nachvollziehbar ist.

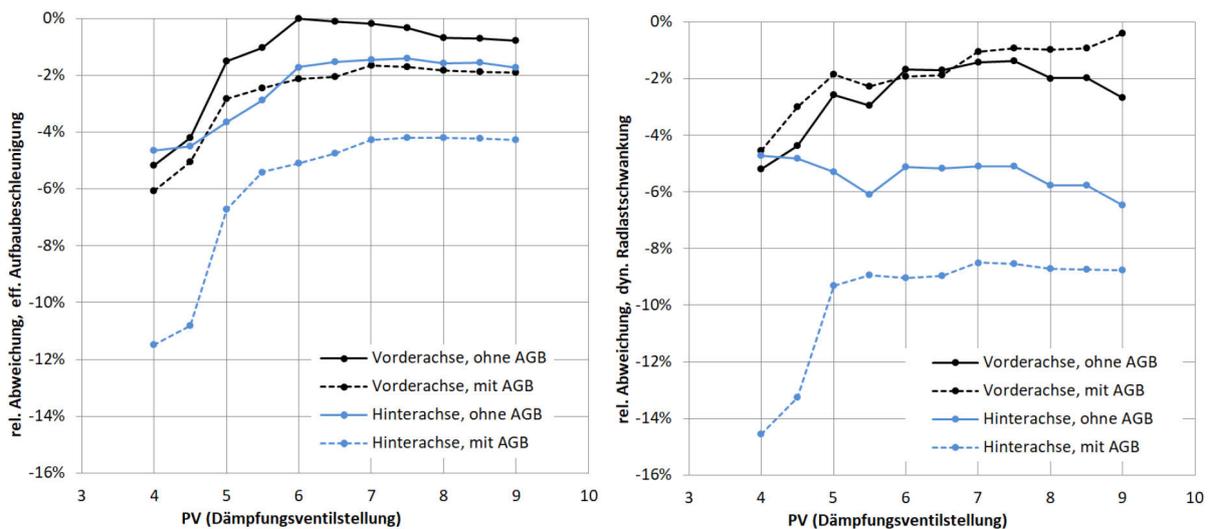


Abb. 68: Relative Abweichung der, mit den gemessenen Hydropulswegen simulierten, Effektivwerte von denen mit den Sollwerten der Hydropulsbewegungen simulierten Effektivwerten für verschiedene PV-Werte der Fahrwerksdämpfung

Im Konkreten ist also bei einer hohen Fahrwerksdämpfung im Bereich $PV=4$ davon auszugehen, dass die gemessene Aufbaubeschleunigung beim unbeladenen TUB-Trac um ca. 5% niedriger liegen als es der Fall wäre, wenn der Hydropulser die Sollvorgabe des Anregungsprofils ohne Abweichung auf das Fahrzeug übertragen würde. Für den TUB-Trac mit AGB kann angenommen werden, dass die effektive Aufbaubeschleunigung bei einer Dämpfungsventilstellung von $PV=4$ im Bereich der Vorderachse ebenfalls ca. 5% niedriger liegt als für die theoretisch exakte Radanregung. Im Bereich der Hinterachse ist bei Verwendung des AGB mit einer ca. 12% geringeren effektiven Aufbaubeschleunigung zu rechnen.

Die relative Abweichung des Radlastvariationskoeffizienten zeigt Abb. 68 (rechts). Auch hier ergeben sich für niedrige Dämpfungsventilstellungen tendenziell die größten Abweichungen. Für den unbeladenen TUB-Trac ergeben sich für die Vorder- und Hinterachsen bei einer Dämpfungsventilstellung von $PV=4$ Abweichungen von ca. -5%. Demnach wird der gemessene Radlastvariationskoeffizient um ca. 5% niedriger liegen als bei der theoretisch exakten Radanregung. Im Falle des heckbeladenen TUB-Trac muss bei Messungen mit hoher Fahrwerksdämpfung mit einem ca. 15% geringeren Radlastvariationskoeffizienten der Hinterachsen gerechnet werden.

Anhand des angeführten Vergleichs kann vermutet werden, dass die Trägheit des Hydropulsers und des damit einhergehenden „sanfteren“ Verlaufs der Zylinderbewegung, bei der vorliegenden Regelung, prinzipiell zu einer geringeren mittleren Rad- und Aufbaubeschleunigung führen, als es bei einer idealen Anregung durch die Sollvorgabe der Fall wäre. Dabei scheint die Dynamik des Hydropulsers - und damit die Fahrzeugbeschleunigung - deutlich von der Fahrzeugmasse beeinflusst zu werden.

Unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse muss angenommen werden, dass der vom Sollwert abweichende Anregungsverlauf des Hydropulsers die Fahrzeugdynamik so stark beeinflusst, dass ein direkter Vergleich von Simulations- und Messergebnissen nicht ohne weiteres angeführt werden kann. Daher werden, wie eingangs erwähnt, zur folgenden Validierung des Simulationsmodells - anhand stochastischer Fahrbahnanregungen - die gemessenen Hydropulsbewegungen als Eingangsgrößen für die Radanregungen in der Simulation herangezogen.

Zur Beurteilung der mit dem Simulationsmodell berechneten TUB-Trac Dynamik soll als Erstes ein direkter qualitativer Vergleich der gemessenen und berechneten Beschleunigungszeitverläufe herangezogen werden. Abb. 69 und Abb. 70 zeigen Ausschnitte der aus Messungen und Simulationen ermittelten Beschleunigungsverläufe der Achsen und des Aufbaus für den vorderen und den hinteren Teil des TUB-Trac für die Dämpfungsstufen PV=3 bis PV=9.

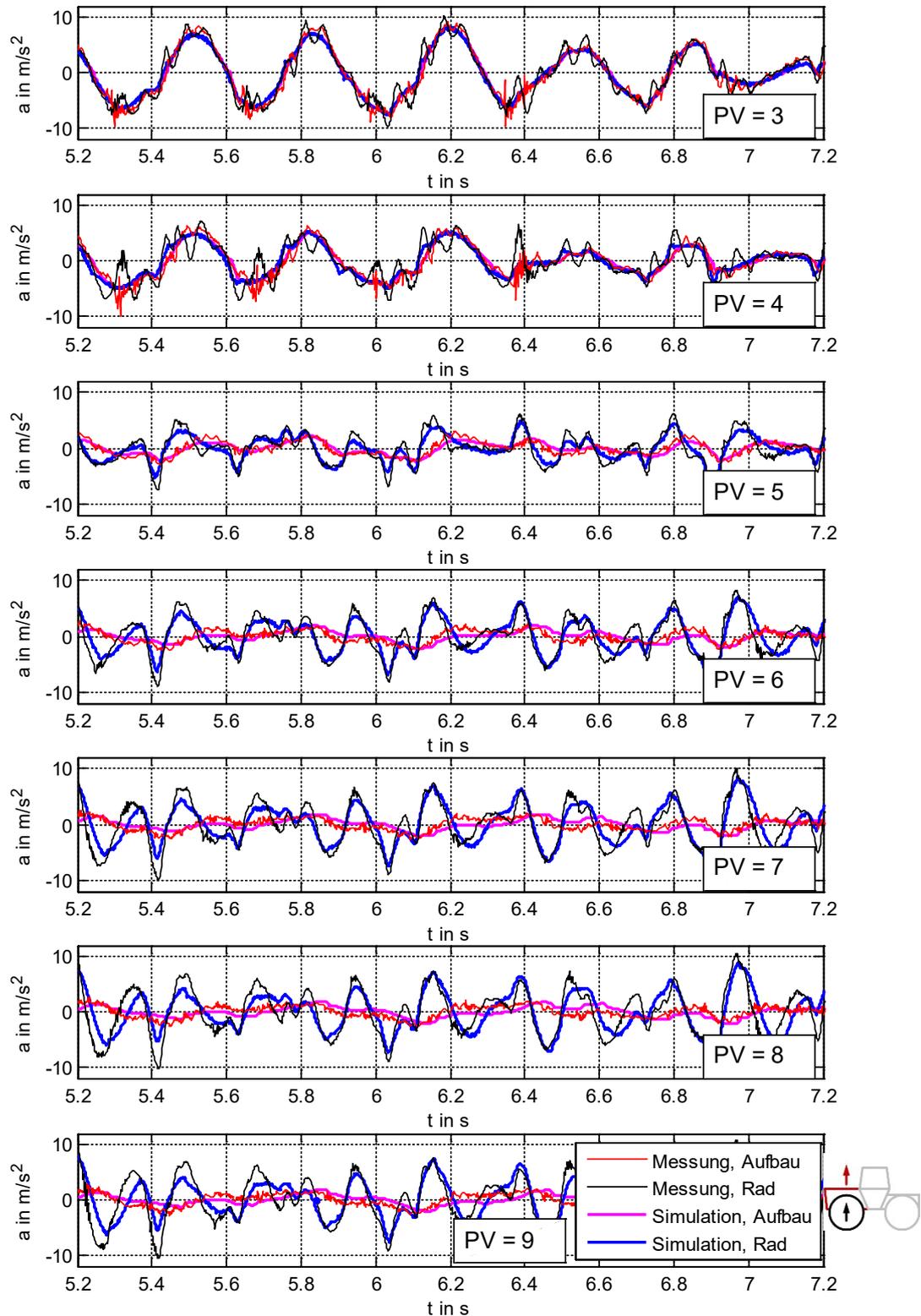


Abb. 69: Gemessene und berechnete Rad- und Aufbaubeschleunigung des Vorderteils des TUB-Trac, smooth-track, 10km/h, synchrone Radanregung

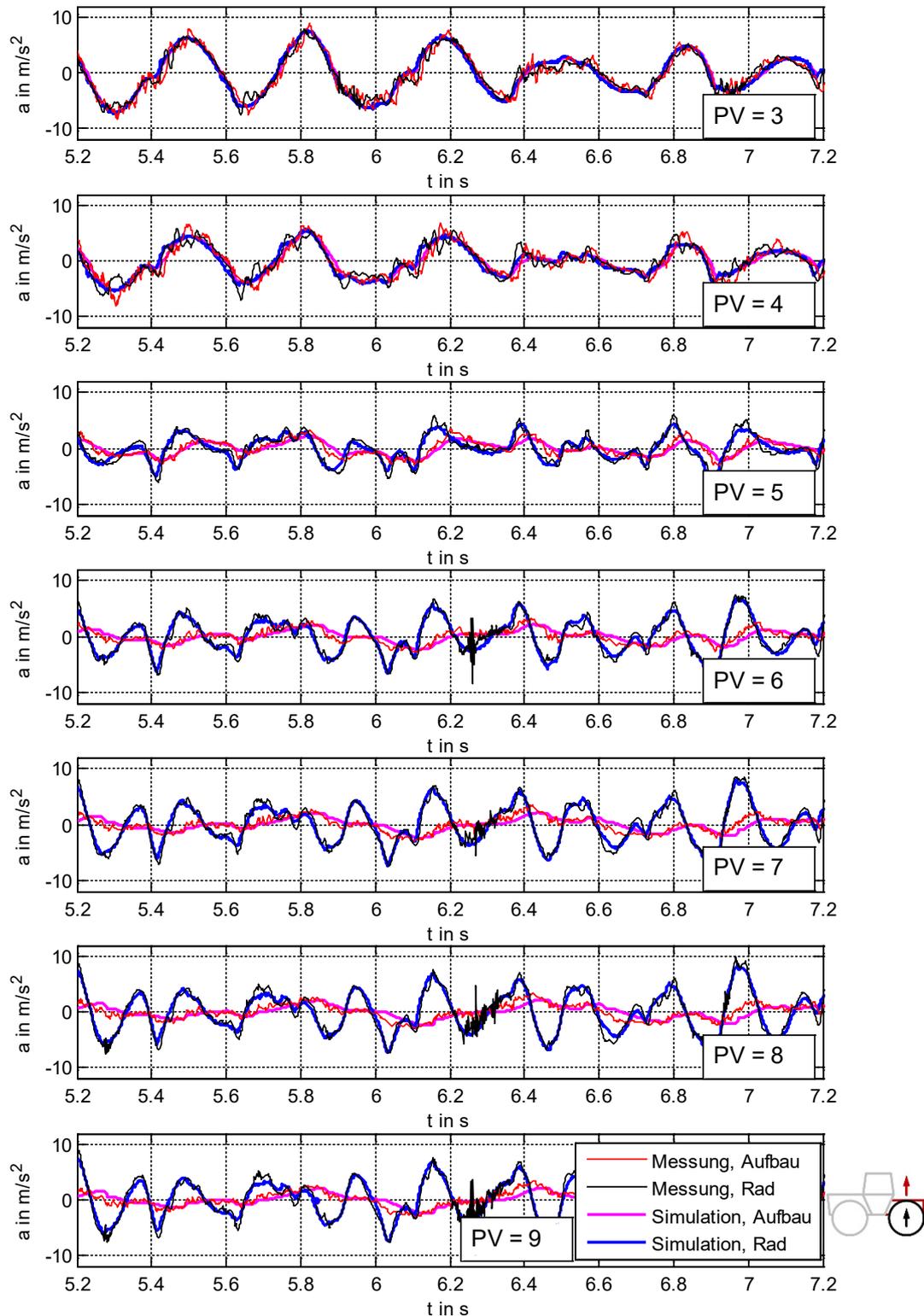


Abb. 70: Gemessene und berechnete Rad- und Aufbaubeschleunigung des Vorderteils des TUB-Trac, smooth-track, 10km/h, synchrone Radanregung

Der Vergleich der Kurvenverläufe zeigt eine grundlegend gute Übereinstimmung von Mess- und Simulationswerten. Erwartungsgemäß weisen die gemessenen Beschleunigungswerte Schwingungsanteile mit sichtbar höheren Frequenzen auf als die der Simulation. Auch ist erkennbar, dass die berechneten Beschleunigungen der Räder etwas geringer ausfallen als die Gemessenen. Zudem weisen die berechneten Verläufe des hinteren Teils des Fahrzeugs eine sichtbar bessere Übereinstimmung mit den Messwerten auf als die des vorderen Fahrzeugbereichs.

Die aus diesen Messungen und Simulationen ermittelten, effektiven Aufbaubeschleunigungen und Radlastvariationskoeffizienten zeigt Abb. 71. In dieser sind sowohl die effektiven Aufbau- und Achsbeschleunigungen (links) als auch der Radlastvariationskoeffizient über den betrachteten Fahrwerksdämpfungen (PV-Werte) aufgetragen (rechts). An dieser Stelle sei angemerkt, dass zur Berechnung der effektiven Aufbaubeschleunigung und des Radlastvariationskoeffizienten tiefpassgefilterte Messwerte verwendet wurden. Ein Vergleich der aus Messungen und Simulationen ermittelten Effektivwerte zeigt erwartungsgemäß die prinzipiell gute Übereinstimmung der Werte.

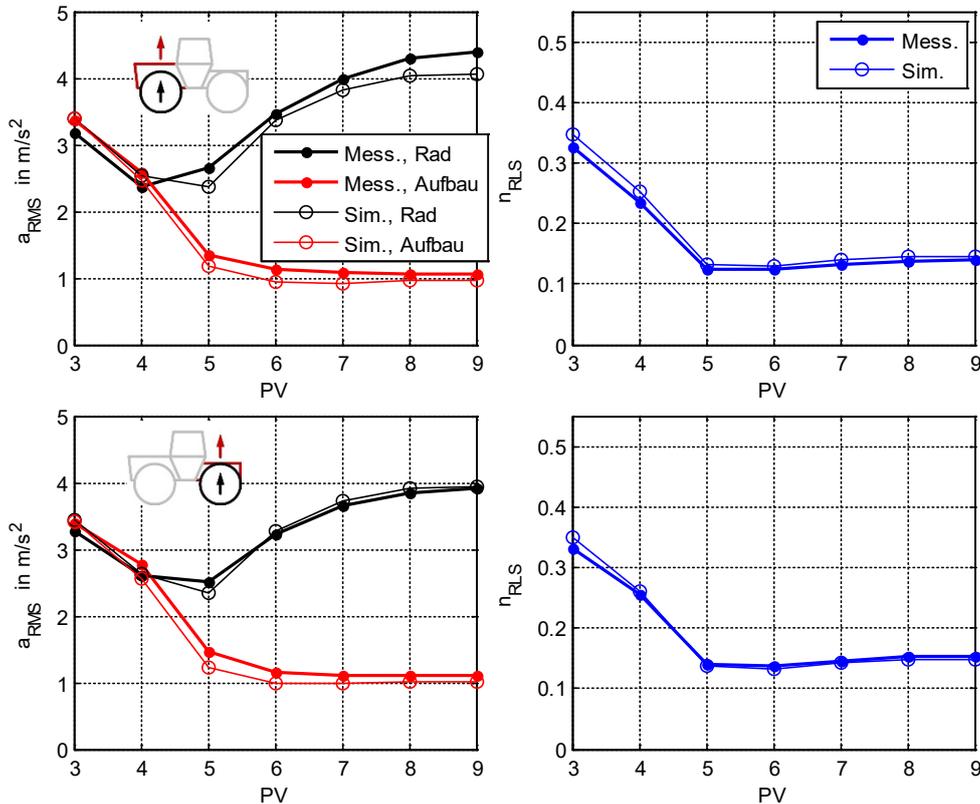


Abb. 71: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie des Radlastvariationskoeffizient des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10km/h) bei synchroner Anregung der Räder.

Für eine asynchrone Anregung der Vorder- und Hinterräder mit dem ISO smooth-track wurden die in Abb. 72 dargestellten Effektivwerte aus Messungen und Simulation ermittelt. Im Vergleich zur synchronen Radanregung weisen die aus der Simulation ermittelten Effektivwerte der asynchronen Anregung im Bereich hoher Dämpfungswerte – d. h. kleinen PV-Werten – etwas höhere Abweichungen zu den aus den Messungen ermittelten Werten auf. Sowohl die Aufbaubeschleunigungen als auch die Radlastvariationskoeffizienten fallen in diesem Dämpfungsbereich etwas zu hoch aus. Im Konkreten liegen sowohl die auf den Messungen basierenden Radlastschwankungen, als auch die effektiven Aufbaubeschleunigungen bei hoher Dämpfung und einer asynchronen Anregung, etwas niedriger als bei der synchronen Anregung von Vorder- und Hinterrädern.

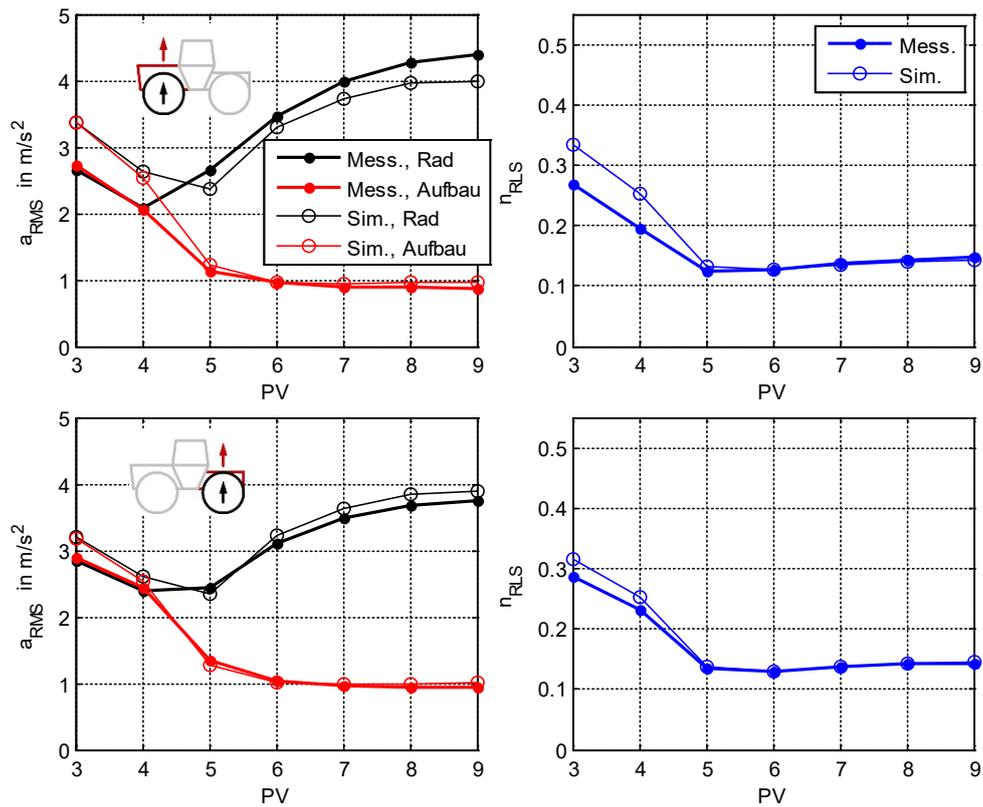


Abb. 72: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h).

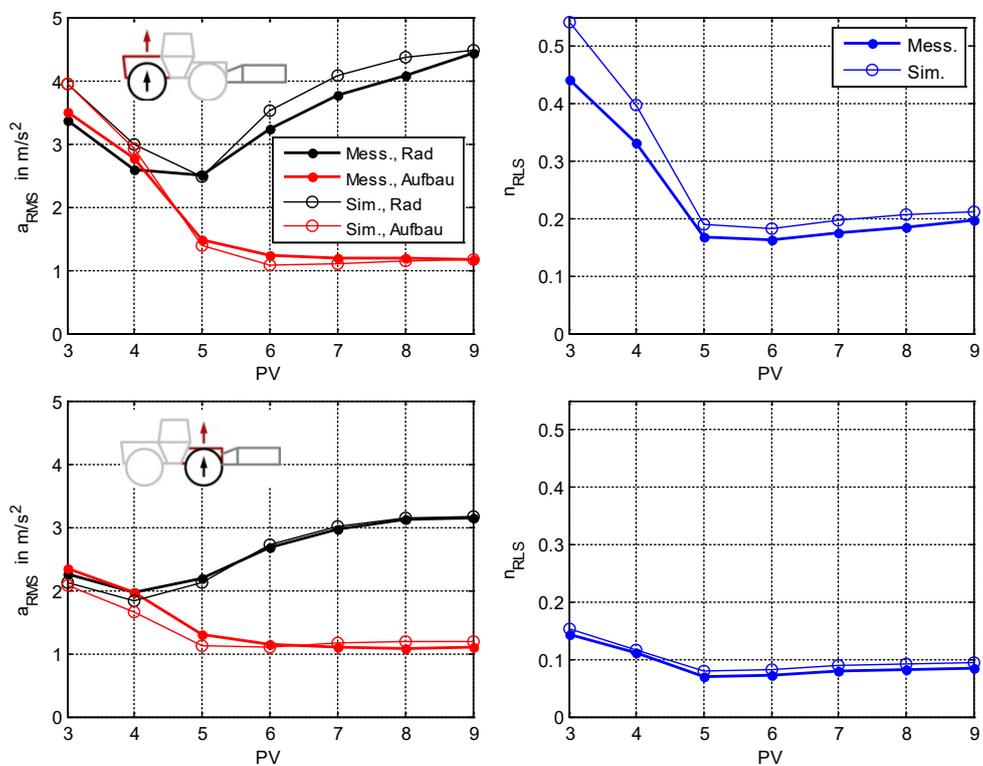


Abb. 73: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h) bei synchroner Anregung der Räder.

Für den Fall des mit dem Anbaugerätesimulator beladenen TUB-Trac ergeben sich für eine synchrone und eine asynchrone Anregung der Räder die in Abb. 73 und Abb. 74 dargestellten Verläufe der effektiven Aufbaubeschleunigungen und der Radlastvariationskoeffizienten. Auch anhand dieser Kurven lässt sich eine annehmbare Abbildung der TUB-Trac-Vertikaldynamik anhand des Simulationsmodells ableiten, auch wenn im Bereich hoher Dämpfung (PV=3...5) stärkere Abweichungen vorliegen.

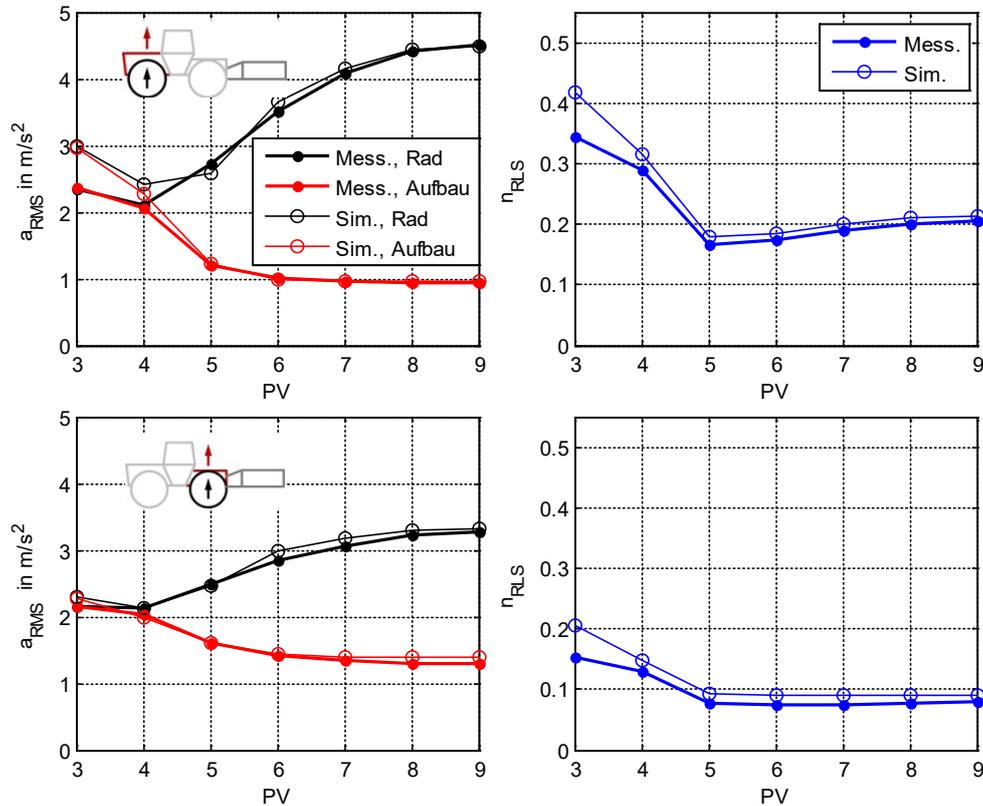


Abb. 74: Gegenüberstellung der aus Simulation und Messungen ermittelten effektiven Beschleunigungen der Vorder- und Hinterachsen sowie der Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac ohne ABG für Anregungen mit dem ISO smooth-track (10 km/h).

4.6.4. Validierung des Heckkraftheber-Modells anhand von Messwerten am Versuchstraktor

Um die Abbildungsgüte der Modellierung der Heckkraftheberkinematik nach Abschnitt 4.3 zu bewerten, wurden die am Versuchsfahrzeug gemessenen Kräfte an den Hydraulikzylindern sowie die der Kraftmessbolzen mit denen der Simulation verglichen. Die für den Vergleich verwendete Messung wurde am TUB-Trac mit dem Anbaugerätesimulator nach Abschnitt 3.2 durchgeführt. Dabei wurde der Heckkraftheber bei einer Zylindergeschwindigkeit von ca. 6 mm/s hoch- und nach kurzer Zeit wieder heruntergefahren. Abb. 1 zeigt die aus Messungen der Heckkraftheberzylinderdrücke ermittelten Zylinderkräfte (grau), die mit Reibungsparametern korrigierte Kennlinie (schwarz) sowie die anhand der Simulation ermittelten Kräfte (rot) am Zylinder.

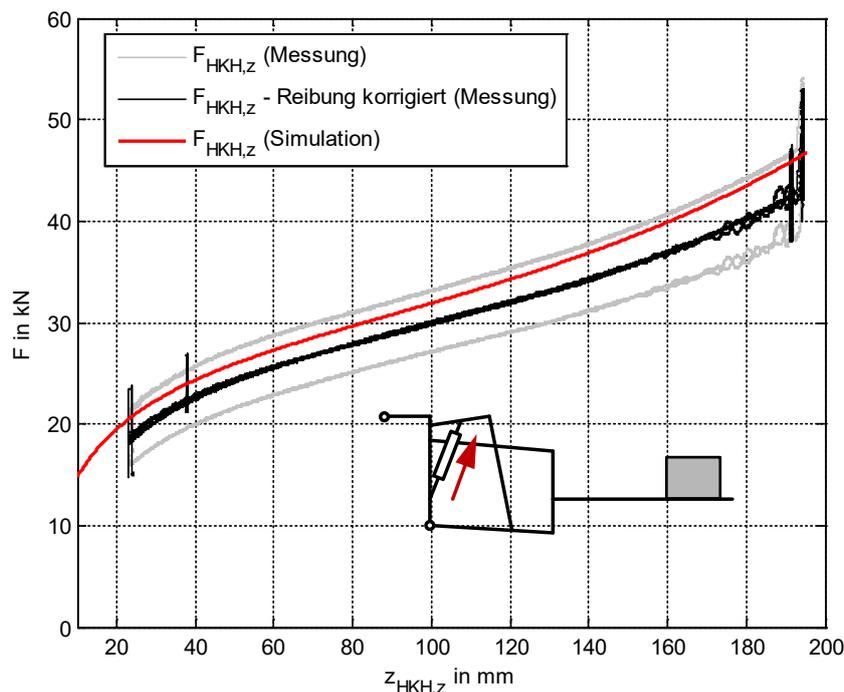


Abb. 75: Vergleich der aus Messungen bestimmten Heckkraftheber-Zylinderkraft beim Heben des Anbaugerätesimulators bei einer Hubgeschwindigkeit von ca. 6 mm/s

Der Vergleich der Messwerte mit denen der Simulation zeigt die prinzipielle Übereinstimmung von Simulation und Versuch. Auch wenn der simulierte Kraftverlauf etwas höher ausfällt als der gemessene, weist die Kurvenform der simulierten Kraft eine recht gute Übereinstimmung mit der Gemessenen auf.

Ein ähnliches Ergebnis konnte auch für die an den Kraftmessbolzen wirkenden Kräfte ermittelt werden. Abb. 76 zeigt die anhand von Messungen ermittelten Kräfte der Kraftmessbolzen als Mittelwert des linken und rechten Bolzens sowie den simulierten Kraftverlauf. Zu erkennen ist auch hier die reibungsbedingte Hysterese der wirksamen Kraft beim Hoch- und Runterfahren des Heckanbaus. Auch in diesem Fall weist der simulierte Kraftverlauf eine qualitativ gute Übereinstimmung mit dem der Messung auf, wobei die aus der Simulation stammenden Werte insgesamt höher liegen als die gemessen.

Für die in der Arbeit durchgeführten Simulationen wird dieses Ergebnis als ausreichend betrachtet, zumal anhand der Kurvenverläufe davon ausgegangen werden kann, dass kein maßgebender Fehler bei der mathematischen Beschreibung bzw. der Parametrierung vorliegt.

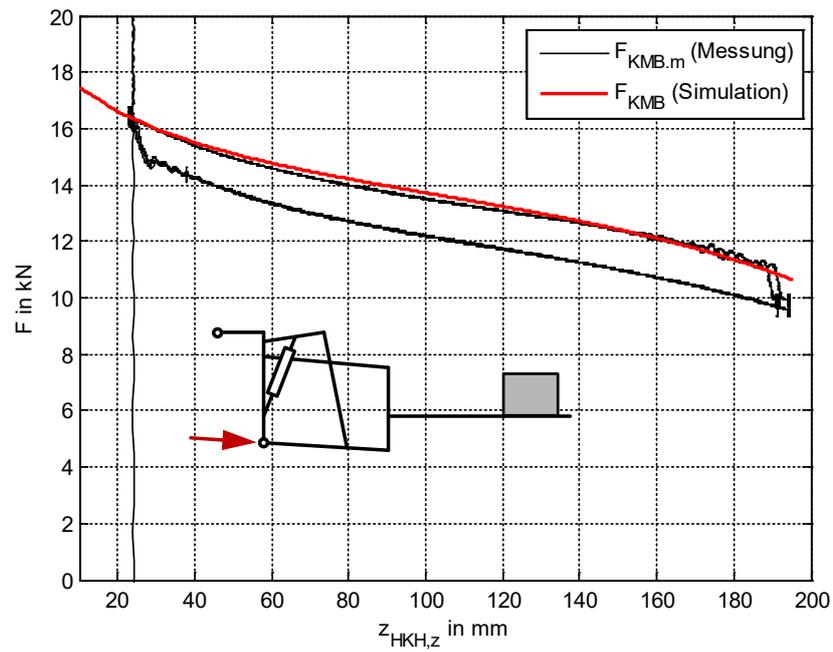


Abb. 76: Vergleich der aus Messungen bestimmten, gemittelten Kraft der Kraftmessbolzen beim Heben des Anbaugerätesimulator bei einer Hubgeschwindigkeit von ca. 6 mm/s mit den in der Simulation bestimmten Werten.

4.7. Die MATLAB - Simulationsumgebung

Zur rechnerischen Lösung des oben beschriebenen Differentialgleichungssystems wurde auf das Programm MATLAB der Fa. Mathworks zurückgegriffen. MATLAB bietet mit seiner umfangreichen Funktionsbibliothek zur Lösung mathematisch-numerischer Problemstellungen eine Programmierumgebung, die es ermöglicht, komplexe Programmstrukturen mit einem verhältnismäßig geringen Programmieraufwand zu erzeugen. Für die Verwendung von MATLAB in dieser Arbeit sprechen im Wesentlichen die beiden folgenden Punkte. Zum einen wird eine Umgebung genutzt, die es ermöglicht, eine große Anzahl an Berechnungen, die sich zum Großteil aus der Variation von Fahrzeug-Simulationsparametern ergeben, in annehmbarer Rechenzeit zu lösen und anschließend in interpretierbare bzw. aussagekräftige Größen zu verrechnen. Zum anderen ist es von Bedeutung, die Ergebnisse der Simulationen in grafische Formen bringen zu können, die die z. T. komplexeren Ergebnisse in einer annehmbaren Weise veranschaulichen, ohne dafür große Datenmengen mit anderen Auswerteprogrammen austauschen zu müssen.

Zur übersichtlicheren und intuitiveren Bedienung des umgesetzten Programmcodes wurde auf das MATLAB GUIDE-Modul (GUI development environment) zurückgegriffen, mit dem eine GUI (graphical user interface) zur Steuerung des Simulationsprogramms umgesetzt wurde. Abb. 77 zeigt die Benutzeroberfläche des erzeugten Simulationsprogramms.

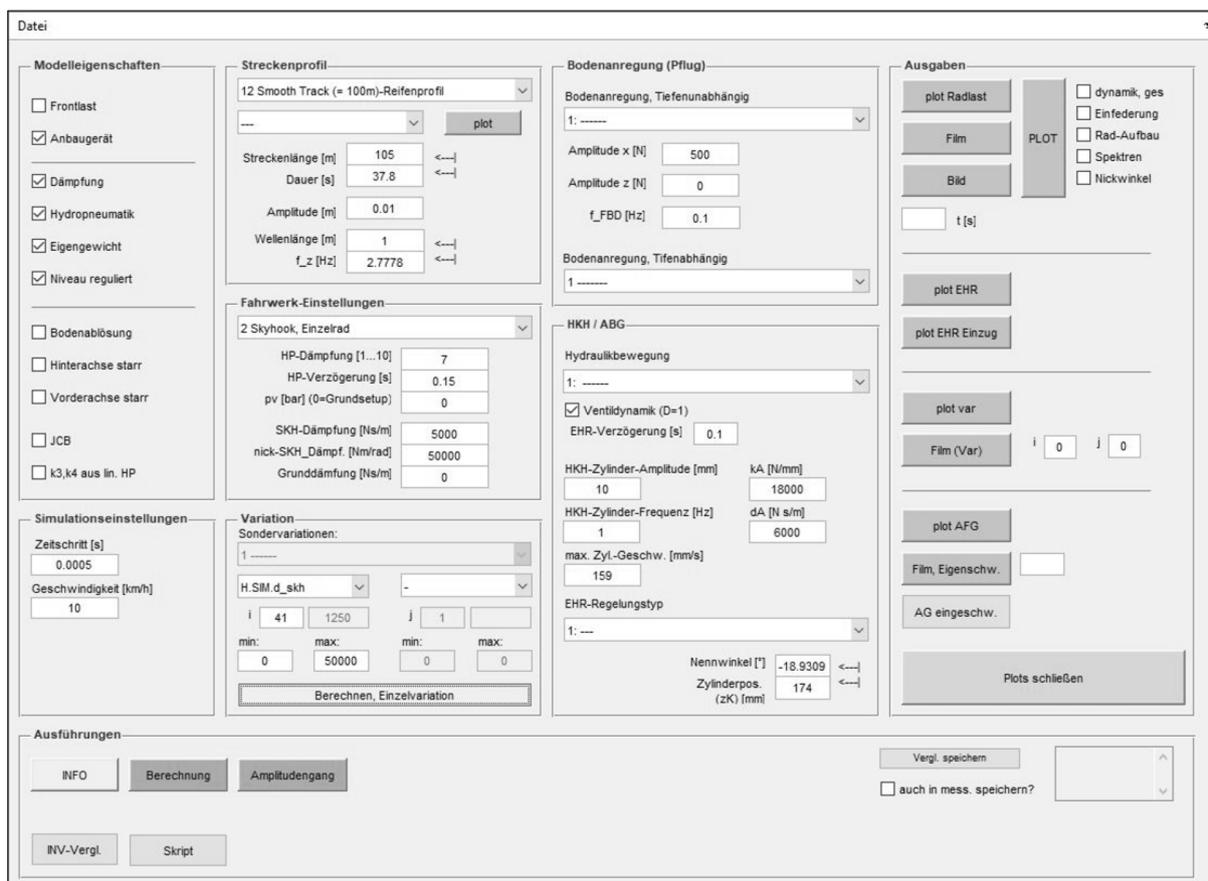


Abb. 77: MATLAB GUI zur Steuerung des Simulationsprogramms

Das Simulationsprogramm und die Benutzeroberfläche wurde mit dem Ziel gestaltet, bei der Nutzung eine möglichst fehlerfreie und schnelle Anpassung des Fahrzeugmodells sowie der jeweiligen Randbedingungen vornehmen zu können und die Ergebnisse der Simulation unmittelbar als aussagekräftige Grafiken darstellen zu können. Damit wurde auch die Möglichkeit geschaffen, anderen Personen eine, über diese Arbeit hinausgehende, Nutzung und Erweiterung des Programms zu ermöglichen. Eine Übersicht über die wichtigsten, im Simulationsprogramm enthaltenen, Funktionalitäten bietet Tab. 6.

Tab. 6: Funktionalitäten des erstellten MATLAB-Simulationsprogramms, nach übergeordneten Kategorien

Fahrzeug-Modelleigenschaften
Integration von Frontlasten
Integration von Heckanbaugeräten
I/O (= ein- und ausschaltbar) der Fahrwerksdämpfung
Auswahl, lineare Feder- und Dämpfercharakteristik oder hydropneumatische Federung
I/O des Eigengewichts des Fahrzeugs
I/O einer Niveauregulierung
I/O von Bodenablösungen der Räder
Blockierung der vorderen und hinteren Fahrwerksfederung
Modellierung von Traktoren mit an der hinteren Achse angebrachtem Hubwerk (z. B. JCB FASTRAC)
Simulationseinstellungen
Vorgabe, Simulations-Zeitschrittweite
Vorgabe, Fahrgeschwindigkeit
Fahrbahneinstellungen
Auswahl verschiedener Fahrbahnprofile
Vorgabe, Amplitude und Wellenlänge bei Sinus-förmigen Fahrbahnanregungen
Vorgabe, Streckenlänge / Fahrzeit
Fahrwerkseinstellungen
Auswahl, Fahrwerksregelung (passiv, Skyhook, Groundhook, gekoppelter Skyhook)
Vorgabe, Dämpfungsventildynamik (Vorgabe der Ventilverzögerung)
Vorgabe, Vorspanndruck der hydropneumatischen Fahrwerksfederung
Vorgabe, Regelungsparameter für die Fahrwerksregelungen
Variationsrechnungen
Auswahl, Variationsparameter 1 und Variationsparameter 2
Vorgabe, Bereich der Variationsparameter
Anregung des Anbaupfluges durch den Boden
Auswahl, verschiedene, tiefenunabhängige Bodenkraftanregungsverläufe an den Pflugkörpern
Vorgabe, Amplitude und Frequenz bei sinusförmigen Bodenregungen
Auswahl, verschiedener Bodentypen („lehmiger Sand“ und „sandiger Lehm“)
Heckkraftheber und Anbaugerät
Auswahl, verschiedene Heckkraftheber-Bewegungen
Vorgabe, Amplitude und Frequenz bei sinusförmigen Heckkraftheber-Bewegungen
I/O Heckkraftheber-Ventildynamik (Vorgabe der Ventilverzögerung)
Vorgabe, verschiedene Heckkraftheber-Regelungen (Kraftregelung, Lageregelung, Schwingungstilgung)
Vorgabe, Heckkraftheber-Stellung zu Simulationsbeginn (Winkel der Hubarme oder Zylinderweg)
Grafische Ausgaben
Zeitverläufe der Bewegungsgrößen der betrachteten Modellpunkte des Traktors (Auslenkung, Geschwindigkeit, Beschleunigung)
Amplituden-Frequenz-Spektren der Bewegungsgrößen, ermittelt aus den Zeitverläufen
Zeitverläufe der Heckkraftheber-Bewegungsgrößen und Hydraulik (Ventildynamik, Volumenströme, Drücke, Kraft am Kraftmessbolzen)
Zeitverläufe der Anbaupflugdynamik (Verschiebung der Pflugkörper, Kräfte auf die Pflugkörper, Arbeitstiefe der Pflugkörper)
Ausgabe der Eigenmoden und Eigenfrequenzen des Modells (Verwendung einer linearisierten Federcharakteristik der hydropneumatischen Federung des Fahrwerks)
Ausgabe von Amplituden-Frequenzgängen bei Radanregung

5. Analyse und Bewertung des dynamischen Verhaltens des TUB-Trac mit Anbaugeräten

Nachdem die Abbildung der Vertikaldynamik des TUB-Trac anhand des in den vorhergehenden Abschnitten vorgestellten Simulationsmodells mit den beschriebenen Annahmen und Parametern im Rahmen der dargestellten Abbildungsgüte möglich ist, soll in den folgenden Kapiteln die Untersuchung und Bewertung des vertikaldynamischen Verhaltens des Fahrzeugs auf Grundlage von Simulationsergebnissen vorgenommen werden. Hierbei wird das ungeriegelte passive Fahrwerk des TUB-Trac betrachtet. Ziel ist es, die Vor- und Nachteile des mit dem TUB-Trac umgesetzten Traktorkonzepts hinsichtlich der verschiedenen Anforderungen an Traktoren zu analysieren, um zumindest qualitative Aussagen über die Eignung des Fahrzeugs als Geräteträger machen zu können.

Hierfür werden zunächst die in dieser Arbeit verwendeten Bewertungsgrößen der Aufbaubeschleunigung und der Radlastvariationskoeffizienten beschrieben. Anschließend wird das grundlegende Systemverhalten des TUB-Trac anschaulich anhand des Eigenschwungsverhaltens und der Übertragungsfunktionsverläufe des Fahrzeugs beschrieben. Im darauffolgenden Unterkapitel werden die Fahrsicherheit und der Komfort des TUB-Trac mit passivem Fahrwerk untersucht. Um die Eignung des TUB-Trac als Anbaugeräteträger zumindest qualitativ zu bewerten, wird im letzten Unterkapitel die Dynamik des Fahrzeugs bei der Bodenbearbeitung am Beispiel einer Traktor-Anbaupflug-Kombination analysiert.

Die in dieser Arbeit beschriebenen Systemeigenschaften sollten dabei zweckmäßigerweise im Kontext der in Tab. 7 angeführten Kriteriengruppen betrachtet und ggf. bewertet werden. Zur Festlegung geeigneter Kriteriengruppen wurden in einem ersten Schritt allgemeine Kriterien zusammengetragen, die für die Bewertung eines Traktors in Hinblick auf dessen Fahrwerkskonzept geeignet scheinen. Ein allgemeines Kriterium, das im Zusammenhang mit einem Traktorfahrwerk formuliert werden könnte, ist z. B. „guter Rad-Boden-Kontakt“. Die wesentlichen Kriterien wurden anschließend Gruppen zugeordnet, um den Schwerpunkt der jeweiligen Kriterien deutlich zu machen. So würde sich z. B. für das angeführte Kriterium „guter Rad-Boden-Kontakt“ eine Kriteriengruppe „Fahrsicherheit“ anbieten. Als Vorschlag zur Bewertung der Kriterien sind in Tab. 7 Bewertungsmöglichkeiten angeführt.

Eines der grundlegenden und wichtigsten Kriterien entstammt der Gruppe „**Fahrsicherheit**“. Darunter fallen prinzipiell alle Faktoren, die das unfallfreie Bewegen des Fahrzeugs bedingen. Dazu gehören die Gewährleistung der Manövrierbarkeit in der Fahrt, das schnelle und sichere Abbremsen des Fahrzeugs sowie die Manövrierbarkeit des Fahrzeugs bei Brems- und Ausweichvorgängen. Für die vorliegende Arbeit, die sich in erster Linie mit der längssymmetrischen Vertikaldynamik von Traktoren beschäftigt, ergibt sich damit, als übergeordnete Bewertungsgröße für die Fahrsicherheit, die Schwankung der Radaufstandskräfte, die hier in erster Linie in Form des Radlastvariationskoeffizienten quantifiziert werden.

Als zweite Kriteriengruppe wird der „**Fahr- und Bedienkomfort**“ in dieser Arbeit betrachtet. Diese Gruppe beinhaltet alle Faktoren, die das Wohlbefinden der fahrzeugführenden, sowie der ggf. mitfahrenden Personen beeinflussen. Der Begriff Wohlbefinden bezieht sich dabei auf die subjektive Wahrnehmung der Fahrzeugdynamik durch die Personen und die direkt messbare Beschleunigungsanregung, die für eine Bewertung herangezogen werden können. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Schwingungsbelastung des Fahrers nur indirekt betrachtet, da die durch das Fahrzeug auf die Personen übertragenen Anregungen von der konstruktiven Umsetzung des Fahrzeuggesamtsystems, also z. B. der Gestaltung der Kabinen- und Sitzfederung, abhängen. Da der Fahrzeugaufbau hinsichtlich der Dynamik des Fahrerplatzes in dieser Arbeit nicht näher untersucht wird, erfolgt eine Bewertung der Schwingungsbeeinflussung der Personen indirekt anhand der Dynamik der Anbindungspunkte des Aufbaus mit dem Fahrwerk und projizierten Punkten im Bereich des Fahrerplatzes. Diese Herangehensweise kann mit der Annahme begründet werden, dass sich ein schwingungsarmer Fahrzeugaufbau mit entsprechender Kabinen- und Sitzfederung auch

entsprechend gut für eine Schwingungsentkopplung der Fahrzeuginsassen gestalten lässt. Dementsprechend wird aus einem schwingungsarmen Fahrzeugaufbau ein prinzipiell schwingungsarmer Fahrerplatz abgeleitet.

Tab. 7: Bewertungskriterien einer Traktor-Geräte-Kombination, die im direkten oder indirekten Zusammenhang mit dem Traktorfahrwerk stehen können

Kriteriengruppe	Kriterien (in Bezug auf das Traktorfahrwerk)	Möglichkeit der Bewertung
Fahrsicherheit	- „guter“ Rad-Boden-Kontakt des Fahrzeugs mit und ohne Anbaugerät	- Ausprägung der Radlastschwankung - Radlastverteilung
	- geringes Einfedern beim Bremsen und bei Kurvenfahrt	- Ein- / Ausfederraten der Fahrwerkzylinder - Ausprägung der Bodenkontaktkraft
Fahr-/ Bedienkomfort	- geringe Beschleunigung des Aufbaus für geringe Körperschwingungen	- RMS-Werte der Fahrzeugaufbaubeschleunigungen - Wahrscheinlichkeit eines Durchschlagens der Fahrwerksfederung - subjektives Empfinden von Fahrzeuginsassen
	- Anpassbarkeit des Fahrwerkes (Niveau) an Massenverteilung und Ballastierung	- Anzahl der erforderlichen Daten zur korrekten Einstellung (Sensordaten, Datenblattwerte,...) - aufzuwendende Zeit für manuelle Einstellungen - aufzuwendende Zeit für automatische Einstellungen
	- Schutz des Fahrwerks und des Aufbaus vor einem Durchschlagens der Federung	- Wahrscheinlichkeit eines Durchschlagens, abhängig von der Fahrbahn
	- Einstellbarkeit des HKH und ABG im Feld	- Anzahl der erforderlichen Daten zur korrekten Einstellung (Sensordaten, Datenblattwerte,...) - erforderliches Nutzerwissen zur korrekten Einstellung (z. B. Längeneinstellungen)
Energieaufwand/ Emissionen	- Erreichen eines günstigen Radschlupfes (Geeignete Lastverteilung zwischen Rädern)	- statische Radaufstandskräfte/ Radlastschwankungen
	- Ermöglichen einer hohen Zugkraft	- übertragbare Zugkraft über der Zeit
mechanische Belastungen/ Verschleiß	- geringe Belastungen des Aufbaus und des HKH	- übertragene Kräfte/Momente der Anbindungspunkte - Dynamik der übertragenden Lasten
	- geringe Belastungen am ABG (mögliche Verringerung des Gewichts, da die Lasten geringer werden)	- übertragene Kräfte/Momente der Anbindungspunkte - Dynamik der übertragenden Lasten
Kosten/ Gewinne	- geringe Kosten für die Anschaffung des Fahrzeugs	- Anzahl der Fahrwerkskomponenten - Kosten der Fahrwerkskomponenten
	- geringe Kosten für den Unterhalt des Fahrzeugs	- Anzahl der Wartungen und Menge an Verschleißmaterial
Arbeitsqualität und Arbeitsquantität	- Einhaltung der gewünschten Tiefe des Bodenbearbeitungsgeräte/ homogene Bodenbearbeitung	- dynamisches Verhalten des Bodenbearbeitungsgeräts bei unterschiedlichen Anregungen (z. B. anhand Tiefenmessungen)
	- hohe Arbeitsgeschwindigkeit	- geringe Radlastschwankungen
	- hohe Transportgeschwindigkeit	- geringe Radlastschwankungen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten
	- geringe Zeit für das Wenden des Fahrzeugs	- geringer Wendekreis - Dauer des Verfahrens von Anbaugeräten
	- schneller „Einzug“ der Bodenbearbeitungsgeräte	- Dauer des Verfahrens von Anbaugeräten
	- gleichmäßige Ausbringung des Saatgutes/ Düngers / Pflanzenschutzmittels	- geringe Vertikaldynamik des Heckkrafthebers
- geringe Bodenschadverdichtung	- Solendruck abhängig von Radaufstandskräften	

Die dritte Kriteriengruppe „**Mechanische Belastungen / Verschleiß**“ umfasst alle Eigenschaften, die die Funktionalität und die Lebensdauer der Fahrzeug-Gerätekombination beeinflussen. Auch wenn hiermit Aspekte wie Sicherheit und Kosten verknüpft sind, soll dieser Punkt in erster Linie die Zuverlässigkeit des Fahrzeugs als Arbeitsgerät im technischen Kontext beschreiben. Eines der wesentlichen Kriterien, das hierbei angeführt werden kann, sind die Belastungen, die das Fahrzeug und das Anbaugerät bei der Durchführung der unterschiedlichen Arbeitsaufgaben erfahren. Ein wichtiger Aspekt hierbei ist die Annahme, dass aufgrund der gefederten Anbindung des Aufbaus und

des Anbaugerätes des TUB-Trac eine Reduzierung der durch Boden- und Fahrwerksanregungen in das Fahrzeug eingebrachten Lasten möglich ist.

Die Kriteriengruppe **Energieaufwand/ Emissionen** soll in erster Linie den ökologischen Aspekt der Fahrzeugnutzung berücksichtigen. Dazu gehört u. a. der für die Nutzung des Fahrzeugs aufzuwendende Energieeinsatz, der sich nach dem heute gängigen Antriebskonzept in erster Linie anhand des Kraftstoffverbrauchs quantifizieren lässt. Um den Energieaufwand bei einer vorgegebenen Arbeitsaufgabe reduzieren zu können, ist es in Hinblick auf die Gestaltung des Fahrwerkes wichtig, einen möglichst günstigen Radschlupf, z. B. durch eine gleichmäßige Lastverteilung zwischen den Rädern, zu gewährleisten. Der Einfluss des Fahrwerkskonzepts eines Traktors lässt sich diesbezüglich nur schwer quantifizieren, da der direkte Einfluss der Fahrzeug-Vertikaldynamik auf den Radschlupf kaum rechnerisch erfassbar ist. Allerdings kann davon ausgegangen werden, dass sich eine geringe Radlastschwankung positiv auf die Übertragung der Antriebsleistung vom Rad auf den Untergrund auswirkt. Ausgehend von dieser Annahme lässt sich die Reduzierung der Radlastschwankung indirekt als positiver Einfluss auf den Energieaufwand und damit die Emissionen des Verbrennungsmotors bewerten.

Ein für den Erfolg eines Traktorkonzepts entscheidender Punkt sind die **Kosten und Gewinne**, die eine weitere Kriteriengruppe bilden. Diese Kategorie berücksichtigt Kriterien, welche die Kosten für den Nutzer beeinflussen. Im Kontext dieser Arbeit sind die Anschaffungskosten zu nennen, die z. B. mit dem umgesetzten Fahrwerkskonzept verbunden sind, aber auch Kosten, die für den Unterhalt des Fahrzeugs anfallen. Im Speziellen können hier die Kosten für Wartungen und für Verschleißteile betrachtet werden. Ein weiterer Kostenpunkt, der durch die Art der Fahrwerksgestaltung beeinflusst werden kann, ist die eventuelle. Einsparung von Betriebsstoffen wie Düngemittel oder Saatgut, falls durch eine günstige Fahrwerksgestaltung eine Verbesserung der Verteilung des ausgebrachten Materials erreicht werden kann. Die durch eine Ertragssteigerung bedingten Gewinne können ebenfalls als Zielkriterium angeführt werden, wenn davon ausgegangen werden kann, dass ein entsprechendes Fahrwerkskonzept eine verbesserte Arbeitsqualität beispielsweise bei der Bodenbearbeitung ermöglicht.

Als letzte Kriteriengruppe soll die **Arbeitsqualität und Arbeitsquantität** genannt werden. Auch wenn das übergeordnete Ziel zur Verbesserung beider Punkte die Steigerung des Gewinns ist, sollte die technische Verbesserung der Arbeitsprozesse im Vordergrund der Bewertung dieser Kriteriengruppe stehen. In Hinblick auf das Fahrzeugkonzept des TUB-Trac ist die Betrachtung des Fahrwerkeinflusses auf die Ergebnisse bei der Bodenbearbeitung von Interesse. Des Weiteren wäre auch eine Analyse des Einflusses einer Volfederung des Fahrwerks auf die Gleichmäßigkeit der auszubringenden Pflanzenschutz- und Düngemittel mit Heckanbaugeräten wie Feldspritzen oder Düngerstreuer von Interesse.

5.1.1. Rad-Boden-Kontakt (Radlastvariationskoeffizient)

Der dynamische Rad-Boden-Kontakt von Fahrzeugen wird i. A. anhand des Radlastvariationskoeffizienten n_{RLS} quantifiziert. Dieser entspricht dem Verhältnis aus dem quadratischen Mittel des dynamischen Anteils der Radaufstandskraft $F_{RA,dyn}$ im betrachteten Zeitfenster t_e und der statischen Radaufstandskraft $F_{RA,stat}$. Demnach ergibt sich ein Radlastvariationskoeffizient von Null, wenn das Fahrzeug keine Anregung erfährt und in seiner statischen Vertikal-Ausgangslage verbleibt. Für z. B. einen theoretisch sinusförmigen Verlauf des dynamischen Anteils der Radaufstandskraft, und dem Fall, dass die Amplitude der Schwankung gleich der statischen Radaufstandskraft entspricht, ergäbe sich ein Radlastvariationskoeffizient von ca. 0,71. Dies entspräche einem Fahrzustand, bei dem die Radaufstandskraft kurzzeitig zu Null wird, was gleichbedeutend mit einem Verlust des Rad-Boden-Kontakts ist. Der formelmäßige Zusammenhang nach z. B. [34] lautet:

$$n_{RLS} = \frac{1}{F_{RA,stat}} \cdot \sqrt{\frac{1}{t_e} \cdot \int_0^{t_e} F_{RA,dyn}(t)^2 \cdot dt} \quad (118)$$

Der Radlastvariationskoeffizient lässt sich demnach aus dem messtechnisch oder rechnerisch bestimmten Radaufstandskraftverlauf $F_{RA,dyn}(t)$ ermitteln.

Um das Spektrum des Radlastvariationskoeffizienten aus einem vorliegenden Amplituden-Frequenzgang der Radauslenkung bei bekannter sinusförmiger Fahrbahnanregung $z(t)$ mit der Amplitude Z zu ermitteln, kann als Ausgangspunkt die gegebene harmonische Fahrbahnanregung mit der Kreisfrequenz Ω betrachtet werden:

$$z(t) = Z \cdot \sin(\Omega t) \quad (119)$$

Für das lineare Schwingungssystem des Fahrzeugs ergibt sich die Auslenkung der Radmassen $u_R(t)$ im eingeschwungenen Zustand in Form von

$$u_R(t) = U_R \cdot \sin(\Omega t - \gamma) \quad (120)$$

mit U_R als Amplitude der Auslenkung und γ als Phasenversatz zur Fahrbahnanregung $z(t)$.

Die dynamische Radlast $F_{RA,dyn}(t)$ ergibt sich unter Voraussetzung eines bestehenden Rad-Bodenkontakts für eine konstante Radsteifigkeit k_R und -Dämpfung d_R mit:

$$F_{RA,dyn}(t) = k_R \cdot (z(t) - u_R(t)) + d_R \cdot (\dot{z}(t) - \dot{u}_R(t)) \quad (121)$$

Einsetzen der Gleichungen (119) und (120) in Gleichung (121) und Quadrieren ergibt die quadratische dynamische Radaufstandskraft:

$$F_{RA,dyn}(t)^2 = [k_R^2 \cdot \Delta r(t)^2 + d_R^2 \cdot \Delta \dot{r}(t)^2 + 2k_R d_R \cdot \Delta r(t) \cdot \Delta \dot{r}(t)] \quad (122)$$

Dabei entsprechen die Größen $\Delta r(t)$ und $\Delta \dot{r}(t)$ der Reifeneinfederung, bzw. der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrbahn und Reifenmasse, die sich aus der Differenz der jeweiligen Fahrbahn- und Radmassegrößen $z(t) - u_R(t)$ bzw. $\dot{z}(t) - \dot{u}_R(t)$ ergeben. Die Dynamik der Reifeneinfederung und deren Geschwindigkeit lassen sich für den eingeschwungenen Zustand auch durch die Formulierungen (123) und (124) beschreiben.

$$\Delta r(t) = \Delta R \cdot \sin(\Omega \cdot t + \alpha) \quad (123)$$

$$\Delta \dot{r}(t) = \Omega \cdot \Delta R \cdot \cos(\Omega \cdot t + \alpha) \quad (124)$$

Dabei stellt α die Phasenverschiebung der Einfederung zur Anregung dar, und ΔR den Betrag der Reifeneinfederung, der sich mit dem Phasenversatz γ wie folgt berechnen lässt:

$$\Delta R = \sqrt{(Z - U_R \cdot \cos(\gamma))^2 + (U_R \cdot \sin(\gamma))^2} \quad (125)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (122) in Gleichung (118) kann der Radlastvariationskoeffizient auch geschrieben werden als:

$$\begin{aligned} n_{RLS} &= \frac{1}{F_{RA,stat}} \cdot \sqrt{\frac{1}{t_e} \cdot \left[k_R^2 \int_0^{t_e} \Delta r(t)^2 \cdot dt + d_R^2 \int_0^{t_e} \Delta \dot{r}(t)^2 \cdot dt + 2k_R d_R \int_0^{t_e} \Delta r(t) \Delta \dot{r}(t) \cdot dt \right]} \\ &= \frac{1}{F_{RA,stat}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta R^2}{t_e} \cdot \left[k_R^2 \int_0^{t_e} \sin(\Omega \cdot t + \alpha)^2 dt + d_R^2 \cdot \Omega \int_0^{t_e} \cos(\Omega \cdot t + \alpha)^2 dt + 2k_R d_R \int_0^{t_e} \sin(\Omega \cdot t + \alpha) \cos(\Omega \cdot t + \alpha) dt \right]} \end{aligned} \quad (126)$$

Für die Betrachtung der Funktionen im Zeitbereich

$$t_e = m_N \cdot \frac{2\pi}{\Omega} \quad (127)$$

mit einem beliebigen ganzzahligen Faktor m_N lässt sich der Radlastvariationskoeffizient ausgehend von den Radparametern und der Amplitude der Radeinfederung für eine sinusförmige Fahrbahnanregung nach Gleichung (139) angeben.

$$n_{RLS} = \frac{\Delta R}{F_{RA,stat}} \cdot \sqrt{\frac{k_R^2 + \Omega^2 \cdot d_R^2}{2}} \quad (128)$$

In Abhängigkeit von der Radeinfederungsamplitude U_R , der Amplitude der Fahrbahnanregung Z und dem Phasenversatz zwischen beiden Zeitfunktionen kann der Radlastvariationskoeffizient auch mit Gleichung (129) bestimmt werden.

$$n_{RLS} = \frac{\sqrt{(Z - U_R \cdot \cos(\gamma))^2 + (U_R \cdot \sin(\gamma))^2}}{F_{RA,stat}} \cdot \sqrt{\frac{k_R^2 + \Omega^2 \cdot d_R^2}{2}} \quad (129)$$

5.1.2. Beschleunigungen (Effektivwert)

Zur Bewertung von Beschleunigungen bzw. deren Intensität wird u. a. im Bereich der Fahrzeugtechnik meist der Effektivwert des zeitlichen Beschleunigungsverlaufs herangezogen. Dieser ergibt sich für den zeitlichen Verlauf einer Beschleunigung $a(t)$ mit der Signallänge T allgemein aus dem bekannten formelmäßigen Zusammenhang

$$a_T = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a(t)^2 \cdot dt} \quad (130)$$

Für eine ganzheitliche Bewertung der wirksamen Beschleunigung eines Fahrzeugs, bzw. deren Wirkung auf die fahrzeugführenden Personen, müssen die Beschleunigungskomponenten nach dem zugrundeliegenden Fahrzeugkoordinatensystem in Beziehung gesetzt werden. Eine Basis zur Bestimmung und Bewertung von Schwingungsbelastungen auf den menschlichen Körper bilden die VDI-Richtlinie 2057 [35] und die ISO 2631-1 [36].

Da der menschliche Körper, bzw. dessen Extremitäten und Organe, durch verschiedene Anregungsfrequenzen- und Richtungen unterschiedlich stark beansprucht werden, sind in den Richtlinien frequenzabhängige Amplitudenbewertungen in Form von Übertragungsfunktionen für die jeweiligen Beschleunigungskomponenten vorgegeben. Ergebnis solcher Signalfilterungen sind die frequenzbewerteten Beschleunigungszeitverläufe in den jeweiligen Koordinatenrichtungen $a_{wx}(t)$, $a_{wy}(t)$, $a_{wz}(t)$. Die hierbei zu verwendenden Übertragungsfunktionen hängen dabei sowohl

von der Körperhaltung des Bedieners als auch der Entscheidung ab, ob dessen Gesundheit oder Wohlbefinden zu bewerten ist.

Aus den frequenzbewerteten Beschleunigungsverläufen können mit Gleichung (130) die Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen a_{wx} , a_{wy} , a_{wz} berechnet werden. Für eine Bewertung der Gesundheitsgefährdung werden diese mit zusätzlichen Korrekturfaktoren (k_x , k_y , k_z) multipliziert.

Für Vergleichszwecke wird in der VDI 2057-1 auch ein Schwingungsgesamtwert a_{wv} angegeben, der sich aus dem Betrag der korrigierten Effektivwerte der frequenzbewerteten Beschleunigungen ergibt (vgl. Gleichung (137))

$$a_{wv} = \sqrt{(a_{wx} \cdot k_x)^2 + (a_{wy} \cdot k_y)^2 + (a_{wz} \cdot k_z)^2} \quad (131)$$

Wie bereits angesprochen, werden in dieser Arbeit vornehmlich die Vertikalbeschleunigungen des Fahrzeugaufbaus im Bereich der jeweiligen Radanbindungspunkte betrachtet. Die Bewertung der auf die fahrzeugführenden Personen wirkenden Beschleunigungen oder die des Fahrerplatzes bzw. der Kabine erfolgen in diesen Fällen nur indirekt anhand der Beschleunigungen des Aufbaus im Bereich der Fahrwerkzylinder. Dementsprechend wird zur Bestimmung des Fahrkomforts der frequenzunbewertete Effektivwert nach Gleichung (130) für die vertikalen Aufbaubeschleunigungen der Fahrzeugfront und des -hecks herangezogen. Diese ergeben sich nach der Nomenklatur des Fahrzeugmodells in Abb. 34 für den vorderen und hinteren Teil mit:

$$a_{RMS,v} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_3(t)^2 \cdot dt} \quad (132)$$

$$a_{RMS,h} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_4(t)^2 \cdot dt} \quad (133)$$

Im Gegensatz dazu wird in Abschnitt 6, in dem die Möglichkeiten der Fahrwerksregelung untersucht werden, auch auf die Beschleunigungswerte im Bereich des Fahrzeugbedienplatzes für die Bewertung des Fahrkomforts zurückgegriffen. Hierbei soll allerdings der Einfluss der Kabinenfederung und der Sitzfederung unberücksichtigt bleiben, um deren Einfluss auf den Fahrkomfort auszuschließen und so die Wirkung des geregelten Fahrwerks in den Vordergrund stellen zu können. Zu diesem Zweck wird ein fiktiver Bewertungspunkt für den Bereich der Dynamik des Bedienplatzes betrachtet, dessen geometrische Lage und Beschleunigungskomponenten in Abb. 78 beschrieben wird.

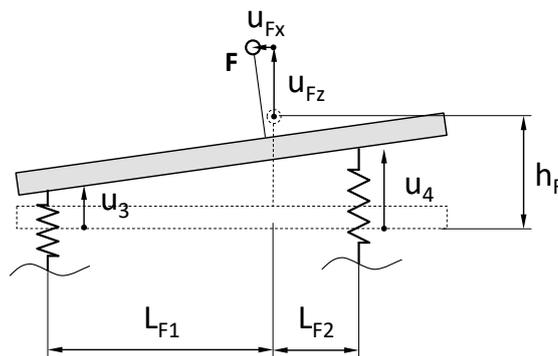


Abb. 78: Fiktiver Bewertungspunkt (F) für den Fahrkomfort des Fahrerplatzes

Unter der Voraussetzung kleiner Nickwinkel lassen sich die Verschiebungen des Punktes F, abhängig von den vertikalen Verschiebungen der Front u_3 und des Hecks u_4 , mit den Gleichungen (134) und (135) bestimmen.

$$u_{Fx} \approx \frac{h_F}{L_{F1} + L_{F2}} \cdot (u_4 - u_3) \quad (134)$$

$$u_{Fz} = \frac{1}{L_{F1} + L_{F2}} \cdot (u_4 \cdot L_{F1} + u_3 \cdot L_{F2}) \quad (135)$$

Die Bewertung des Fahrkomforts im Bereich des Bedienplatzes erfolgt in den entsprechenden Abschnitten anhand des Vergleichswerts der frequenzunbewerteten Effektivwerte der Beschleunigungen a_{Fx} und a_{Fz} am Punkt F mit Gleichung (131).

$$a_{RMS,F} = \sqrt{(a_{RMS,F,x})^2 + (a_{RMS,F,z})^2} \quad (136)$$

Für den TUB-Trac werden dabei die Zahlenwerte nach Tab. 8 verwendet.

Tab. 8: Parameter für den Fahrerplatz-Bewertungspunkt

	Formelzeichen	Wert	Faktor, halbes Fzg.	Einheit	Hinweis
Längenmaße					
Abstand, Vorderachse – Punkt F	L_{F1}	1,710	1	m	ca. Wert, Geometrie, TUB-Trac
Abstand, Hinterachse – Punkt F	L_{F2}	1,131	1	m	ca. Wert, Geometrie, TUB-Trac
Abstand, Traktoraufbau – Punkt F	h_F	0,850	1	m	ca. Wert, Geometrie, TUB-Trac

5.2. Analyse der grundlegenden Vertikaldynamik des TUB-Trac

Mit dem Ziel, eine Bewertung des dynamischen Verhaltens des vollgefederten TUB-Trac vorzunehmen, soll in diesem Kapitel zunächst das grundlegende Schwingungsverhalten des Traktor-Anbaugeräte-Systems besprochen und analysiert werden. Damit soll eine Grundlage für die Inhalte der nachfolgenden Kapitel erarbeitet werden.

Um den Einfluss des Anbaugeräts auf die vertikaldynamischen Eigenschaften des TUB-Trac hervorzuheben, wird im ersten Abschnitt zunächst das grundlegende Schwingungssystem des Traktors ohne ABG besprochen und anschließend die des Traktor-Anbaumasse-Systems. In erster Linie wird hierbei das Systemverhalten anhand von Übertragungsfunktionen und Eigenmoden erläutert.

Der TUB-Trac stellt, als Prototyp, die Referenz für einen vollgefederten Traktor mit einem am Aufbau angeordneten Heckkraftheber dar, unabhängig von der Fragestellung, ob der zu Grunde liegende Fahrzeugaufbau mit all seinen technischen Modifikationen als eine besonders geeignete Konstruktion zu bewerten ist.

5.2.1. Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac ohne ABG

Um das grundlegende Eigenschwingungsverhalten des TUB-Trac anschaulich zu machen, bieten sich die Betrachtung der Eigenfrequenzen und der Eigenmoden des Systems an. Da Eigenfrequenzen nur für das lineare Fahrzeugmodell existieren, erfolgt deren Berechnung anhand von um die Ruhelage linearisierten Federkennlinien des hydropneumatischen Fahrwerks. Des Weiteren wurde für die Berechnung der Eigenmoden die Dämpfungen des Systems vernachlässigt, da diese auf Grund des hydropneumatischen Federungssystems in einem nichtlinearen Zusammenhang mit der Einfederungsgeschwindigkeit stehen und für die Ruhelage keine aussagekräftig Dämpfungskonstante wie bei der Federkennlinie angegeben werden kann.

Im Folgenden werden die ersten vier Eigenformen nach Abb. 79 betrachtet, da diese auf Grund der hier festgelegten starren Anbindung von Kabine und Fahrersitz das wesentliche Schwingungsverhalten des Fahrzeugaufbaus und der Achsen widerspiegeln.

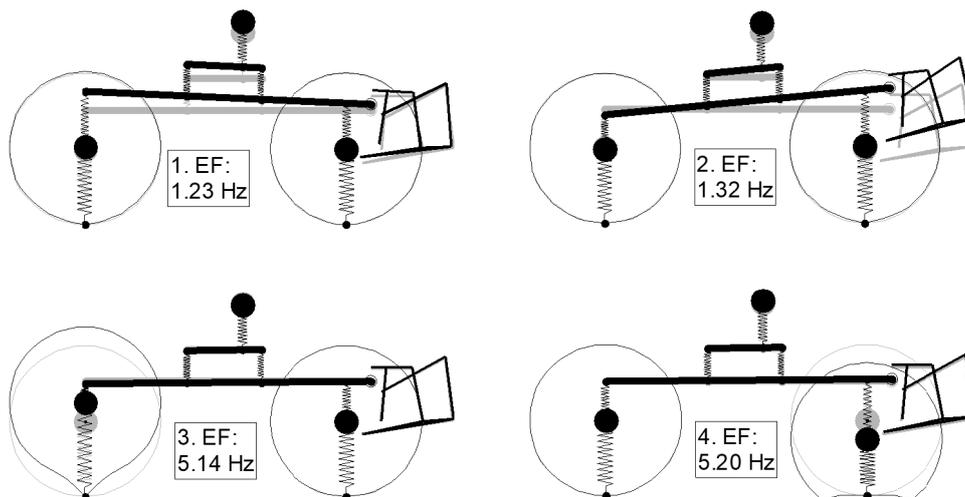


Abb. 79: Erste vier Eigenmoden des Fahrzeugmodells, ohne Dämpfungswirkung

Die erste Eigenmode des TUB-Trac ohne ABG beschreibt eine synchrone Auf- und Abbewegung des Fahrzeugaufbaus, wobei der vordere Teil eine etwas größere Auslenkung als der hintere erfährt. Die zweite Eigenmode beschreibt im Wesentlichen eine Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus, bei der die Hinterachse ein- und die Vorderachse ausfedert und andersherum. Im vorliegenden Fall ist zu

erkennen, dass der hintere Teil des Aufbaus dabei auf Grund der leicht asymmetrischen Schwerpunktlage eine größere Auslenkung ausführt als der vordere Teil. Die Eigenfrequenzen der ersten und zweiten Eigenschwingformen unterscheiden sich dabei nicht wesentlich voneinander, was erwartungsgemäß auf Grund des annähernd symmetrischen Aufbaus und des geringen Einflusses der Rotationsträgheit des MB-Trac bedingt wird. Die 3. und 4. Eigenmoden zeigen die Eigenschwingungen der Vorder- und Hinterräder bzw. der vorderen und hinteren Achsen. Auch diese Frequenzen liegen dicht beieinander, wobei die Hinterachse eine etwas höhere Eigenfrequenz aufweist als die Vorderachse, was durch die etwas geringere Masse der Hinterachse bei gleicher Federsteifigkeit bedingt wird.

Abb. 80 zeigt die Frequenzgänge der Auslenkungen der Achsen sowie des vorderen (links) und hinteren Aufbaus (rechts). Die gestrichelten Verläufe stellen dabei die Frequenzgänge für eine um 180° verschobene, also gegenläufige Anregung der Räder und die durchgezogenen Verläufe die für eine synchrone Anregung dar. Wie man erkennt, unterscheiden sich die Verläufe für die synchrone und gegenläufige Anregung im eingeschwungenen Zustand nur unwesentlich voneinander, was mit dem fast symmetrischen Aufbau des Fahrzeugs und dem verhältnismäßig geringen Einfluss der Rotationsträgheit des Aufbaus zu erwarten ist.

Um den Zusammenhang mit den oben angeführten Eigenmoden herzustellen, wurden die Eigenfrequenzen des Systems als senkrechte Linien in die Diagramme eingetragen und mit den Ziffern 1 bis 4 gekennzeichnet. Entsprechend der oben dargestellten Eigenformen ergeben sich die stärksten Auslenkungen des Aufbaus für die beiden ersten Eigenmoden. Die größten Auslenkungen der Achsen treten entsprechend im Bereich der 3. und 4. Eigenfrequenz auf.

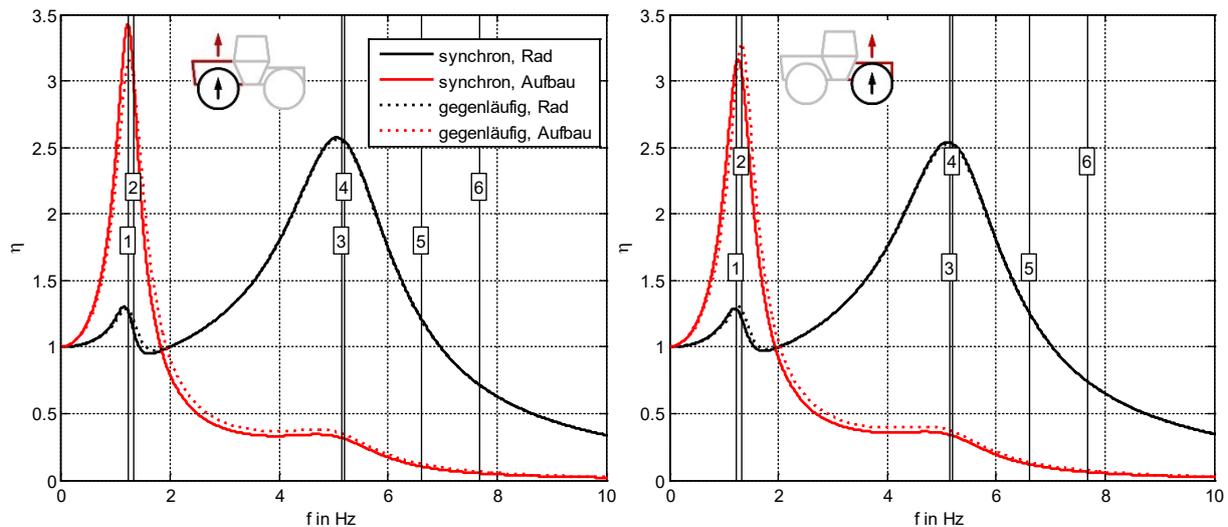


Abb. 80: Auslenkungsspektrum von Achsen und Aufbau für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude

Die sich aus den berechneten Amplituden und Phasengängen ergebenden Einfederungsspektren der Reifen und der Fahrwerkzylinder zeigt Abb. 81. Auch in diesen Darstellungen sind die ermittelten Eigenfrequenzen des Fahrzeugs als senkrechte Linien eingetragen. Die Reifen weisen ihre maximale Einfederungsamplitude erwartungsgemäß im Bereich der 3. und 4. Eigenfrequenz auf. In diesen Bereich verhält sich der Aufbau auf Grund seiner Trägheit verhältnismäßig ruhig, wie aus den Beschleunigungen in Abb. 80 ableitbar ist, sodass die Fahrwerkseinfederung im Wesentlichen durch die Schwingung der Achsen bestimmt wird. Die Einfederungsamplitude des Fahrwerks weist ihren Maximalwert im Frequenzbereich der 1. und 2. Eigenmode auf. In diesem Bereich wird die Fahrwerkseinfederung maßgeblich durch die Bewegung des Aufbaus bestimmt, wobei die Achsen auf Grund der wirksamen Fahrwerkskräfte mitangeregt werden und so einen entsprechenden Anteil am Federweg des Fahrwerks haben.

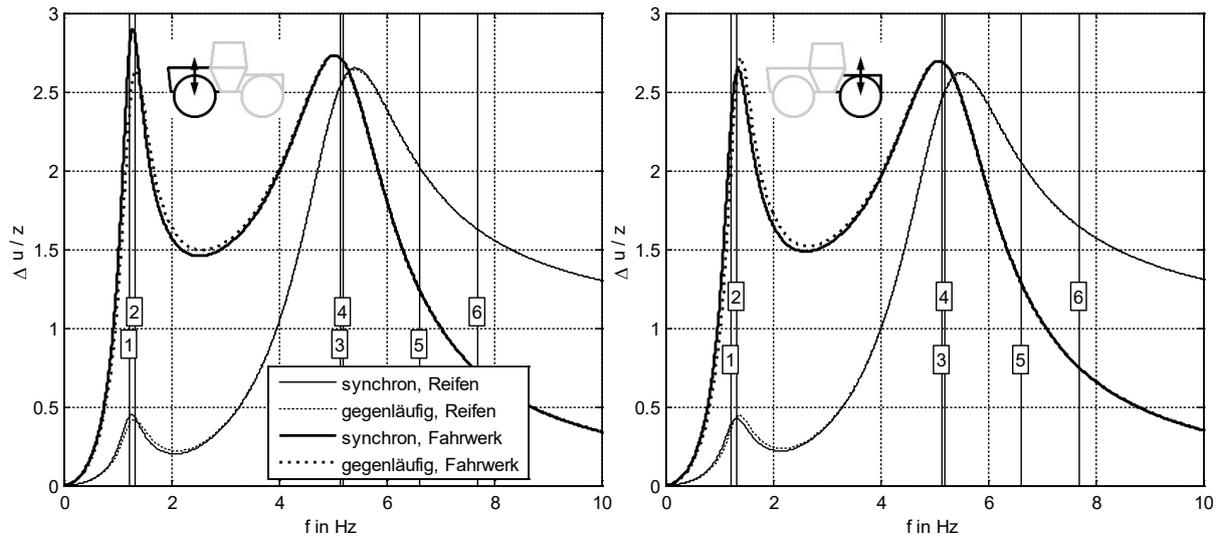


Abb. 81: Einfederungsspektrum von Reifen und Fahrwerk für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude

Da eine harmonische Fahrbahnanregung des Fahrzeugs zum einen durch die Amplitude und die Frequenz der Radanregung und zum anderen durch die Phasenverschiebung zwischen Hinter- und Vorderrad bestimmt wird, müssen zur ganzheitlichen Erfassung der Systemantwort sowohl die Fahrgeschwindigkeit als auch die Wellenlänge der Fahrbahn betrachtet werden. Während in den oben dargestellten Amplitudengängen lediglich die synchrone und die gegenläufige Anregung als Spezialfälle für verschiedene Anregungsfrequenzen betrachtet wurden, sind in Abb. 82 alle harmonischen Anregungsmöglichkeiten des Fahrzeugs durch die Fahrbahn dargestellt.

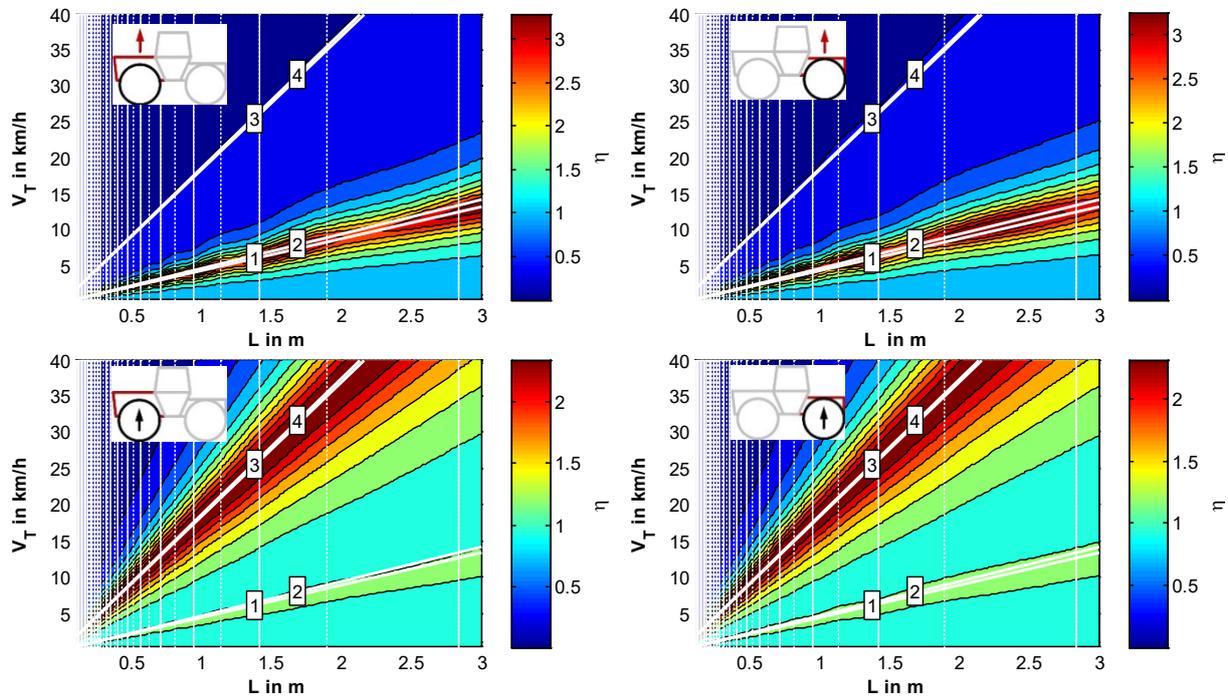


Abb. 82: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsauslenkungen des Fahrzeugs ohne Anbaugerät (weiße, dicke Linien: Eigenfrequenzen des Fahrzeugs; weiße, dünne Linien: synchrone Anregung; weiße, gestrichelte Linien: gegenläufige Anregung)

Der dargestellte Farbverlauf stellt das einheitenlose Amplitudenverhältnis aus Fahrbahnunebenheit und Fahrzeugauslenkung da. Zur Übersicht sind auch die Eigenfrequenzen des Fahrzeugs als dicke, weiße Linien eingetragen. Die Fälle der synchronen und der gegenläufigen Anregung sind durch die vertikalen, dünnen, weißen Linien gekennzeichnet.

Die Abbildung zeigt einen, in Hinblick der zuvor angeführten Frequenzgänge, erwartungsgemäßen Verlauf. So wird bei Fahrbahnanregungen mit Frequenzen im Bereich der 1. und 2. Eigenfrequenz der Aufbau am stärksten angeregt. Dieser Bereich ist durch die beiden unteren weißen Geraden gekennzeichnet. In diesem Bereich sind die Wellenlängen, für die eine synchrone und eine gegenläufige Anregung vorliegen, zu erkennen. Interessant an der oberen Grafik ist, dass die maximalen Amplituden der Aufbausauslenkung bei Fahrbahnanregungen auftreten, bei denen der Phasenversatz zwischen Vorder- und Hinterrädern zwischen einer synchronen und einer gegenläufigen Anregung liegen, was an den lokalen Maxima der Verläufe erkennbar ist. Diese liegen zwischen den synchronen und den gegenläufigen Anregungen.

Fazit (5.2.1 Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac ohne ABG)

1. Auf Grund des relativ symmetrischen Aufbaus des Fahrzeuges verhalten sich der vordere und der hintere Teil des Fahrzeuges annähernd gleich
2. Der Frequenzbereich, in dem der Aufbau bei geringer Fahrwerksdämpfung die größten Beschleunigungen und Auslenkungen erfährt, liegt bei etwa 1,25 Hz
3. Der Frequenzbereich, in dem die Achsen bei geringer Fahrwerksdämpfung ihre größte Auslenkungen erfahren, liegt bei etwa 5,2 Hz

5.2.2. Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac mit ABG

Die oben angeführten Betrachtungen sollen an dieser Stelle für das Fahrzeug mit Anbaugerät durchgeführt werden. Als Anbaumasse wird dabei das Modell des Anbaugerätesimulators verwendet, um einen Bezug zu den Messungen am Versuchsfahrzeug herstellen zu können. Als Grundlage für die Analyse dienen die in Abb. 83 dargestellten fünf ersten Eigenmoden und deren Eigenfrequenzen des schwach gedämpften Fahrzeugs mit Anbaumasse. Im Gegensatz zum Fahrzeug ohne Anbaumasse ergibt sich durch die gefederte Anbindung der Anbaumasse eine weitere 5. Eigenmode.

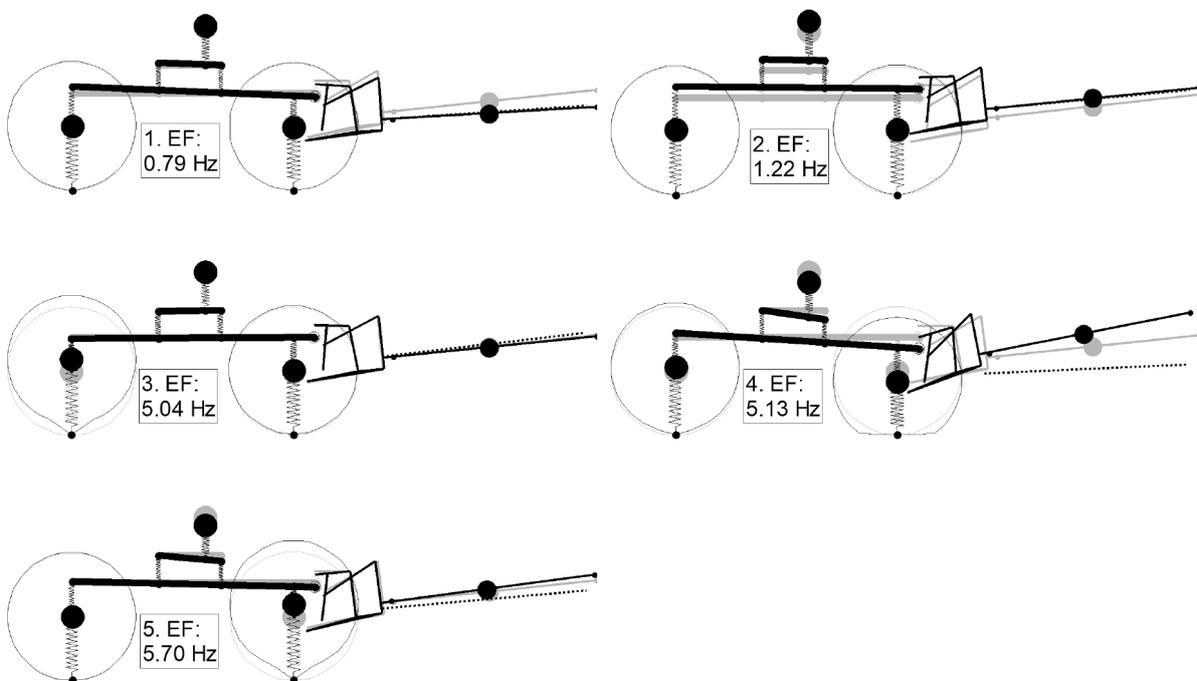


Abb. 83: Erste fünf Eigenmoden des Fahrzeugmodells mit Anbaugerätesimulator, ohne Dämpfung

Anhand der in Abb. 83 dargestellten Eigenmoden ist zu erkennen, dass die Frequenz der ersten Eigenmode nun im Wesentlichen eine Nickbewegung des Fahrzeugs darstellt. Die zweite Eigenmode beschreibt die Auf- und Ab-Bewegung des Aufbaus samt Anbaumasse. Im Vergleich zum Fahrzeug ohne ABG sinken die ersten beiden Eigenfrequenzen, was insbesondere für die erste Eigenfrequenz

(„Nick-Eigenfrequenz“) gilt. Diese liegt nun mit ca. 0,79 Hz deutlich unterhalb der ersten Eigenfrequenz des Fahrzeugs ohne Anbaugerät, die etwa 1,23 Hz betrug. Der Wert der 2. Eigenfrequenz bleibt mit einem Wert von ca. 1,22 Hz im Bereich der äquivalenten ersten Eigenfrequenz des MB-Trac ohne ABG, die 1,32 Hz betrug.

Die 3. Eigenform beschreibt, wie beim Fahrzeug ohne Anbaugerät, im Wesentlichen die Schwingung der Vorderachse. Die 4. Eigenfrequenz stellt einen Schwingungszustand da, bei dem der Traktoraufbau und das Anbaugerät eine gegenläufige Nickbewegung ausführen. Für diese Frequenz führt der Anbau die größte Relativbewegung zum Fahrzeugaufbau aus. Die 5. Eigenmode wird vornehmlich durch die Schwingung des Hinterrades charakterisiert, wobei auch hier eine erhöhte Relativauslenkung des ABG erkennbar ist.

Die 3., 4. und 5. Eigenfrequenz liegen für das hier zugrundeliegende Setup sehr dicht beieinander. Hierzu kann angemerkt werden, dass die – in diesem Fall – 4. Eigenfrequenz im Speziellen der Federung der Anbaumasse zuzuschreiben ist. Erhöht man z. B. die Steifigkeit der Geräteanbindung, so vergrößert sich die Frequenz dieser Eigenmode. Die 4. und 5. Eigenfrequenz bleiben davon weitestgehend unberührt. Es lässt sich also sagen, dass die Eigenfrequenzen der Achsen kaum durch die Masse des Anbaugeräts beeinflusst werden und sich die Frequenzen der 1. und 2. Eigenmode, die im Wesentlichen das Schwingungsverhalten des Aufbaus prägen, mit zunehmender Anbaumasse voneinander entfernen und die „Nick“-Eigenfrequenz des Aufbaus dabei abnimmt. Desweiteren liegt auf Grund der gefederten Anbindung des Anbaugeräts am Fahrzeugaufbau eine Eigenform vor, die das Gesamtschwingungsverhalten maßgeblich beeinflussen kann.

Betrachtet man nun das Amplitudenspektrum der Auslenkung der Achsen und des Aufbaus für das Fahrzeug mit Anbaumasse in Abb. 84, fällt auf, dass sich die Amplitudengänge für die synchrone Radanregung stärker von denen der gegenläufigen Anregung unterscheiden, als es beim Fahrzeug ohne Anbaumasse der Fall ist. D. h., dass sich der zeitliche Phasenversatz zwischen der hinteren und der vorderen Achsanregung beim Fahrzeug mit Anbaumasse deutlich stärker auf das Amplitudenspektrum der Fahrzeugauslenkung auswirkt, als es beim Fahrzeug ohne Anbaumasse der Fall ist.

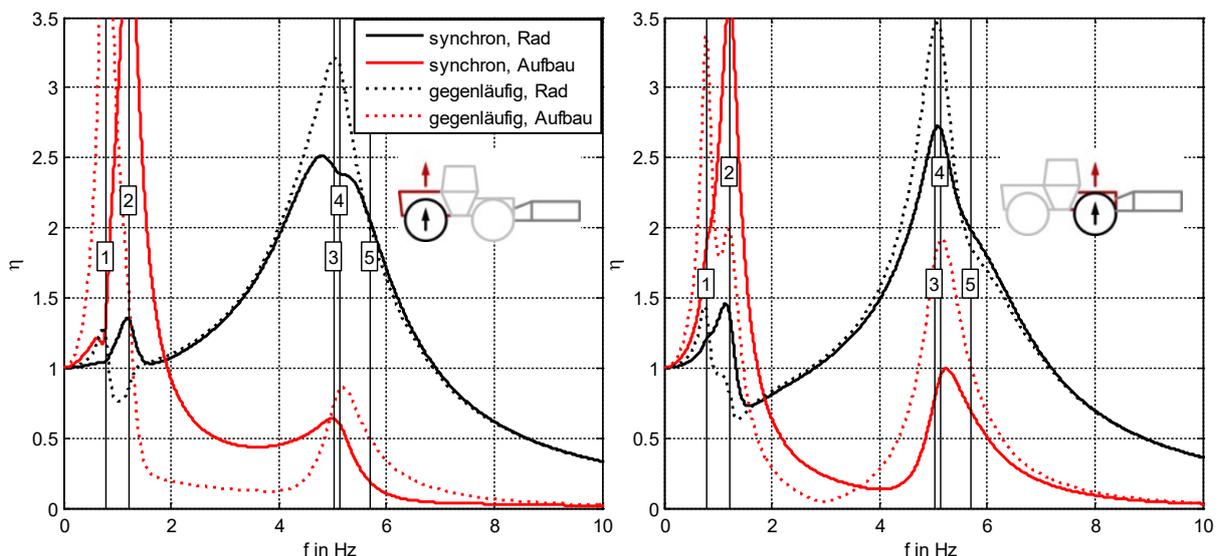


Abb. 84: Auslenkungsspektrum der Achsen und des Aufbaus des TUB-Trac mit Heckanbaumasse für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude

Dies ist nachvollziehbar, da die ursprünglich annähernd symmetrische Massenverteilung durch die Anbringung der Anbaumasse aufgehoben wird und die Rotationsträgheit des gesamten Aufbaus zunimmt. Aus diesem Grund entfernen sich mit zunehmender Anbaumasse die beiden ersten

Eigenfrequenzen voneinander, sodass sich die Frequenz der Eigenmode, die in erster Linie das Nicken charakterisiert, hin zu kleineren Werten bewegt.

Ein weiterer Einfluss, der anhand der Verläufe in Abb. 84 sichtbar wird, ist der des gefederten Anbaus. Zum einen erkennt man eine Tilgungswirkung der Anbaumasse auf die Aufbauauslenkungen anhand eines „Knickes“ im Amplitudengang bei etwa 4,2 Hz und zum anderen eine Erhöhung der Aufbauauslenkung, die bei etwa 5,2 Hz als „Peak“ auftritt. Wäre die Anbaumasse starr mit dem Fahrzeugaufbau verbunden, würde die zuvor auftretende 4. Eigenmode nach Abb. 83 und somit auch die starke Auslenkung des Aufbaus bei dieser Frequenz entfallen. Abb. 85 zeigt zur Veranschaulichung die Auslenkungsspektren von Achsen und Aufbau für eine starre Anbindung der Anbaumasse an den Fahrzeugaufbau.

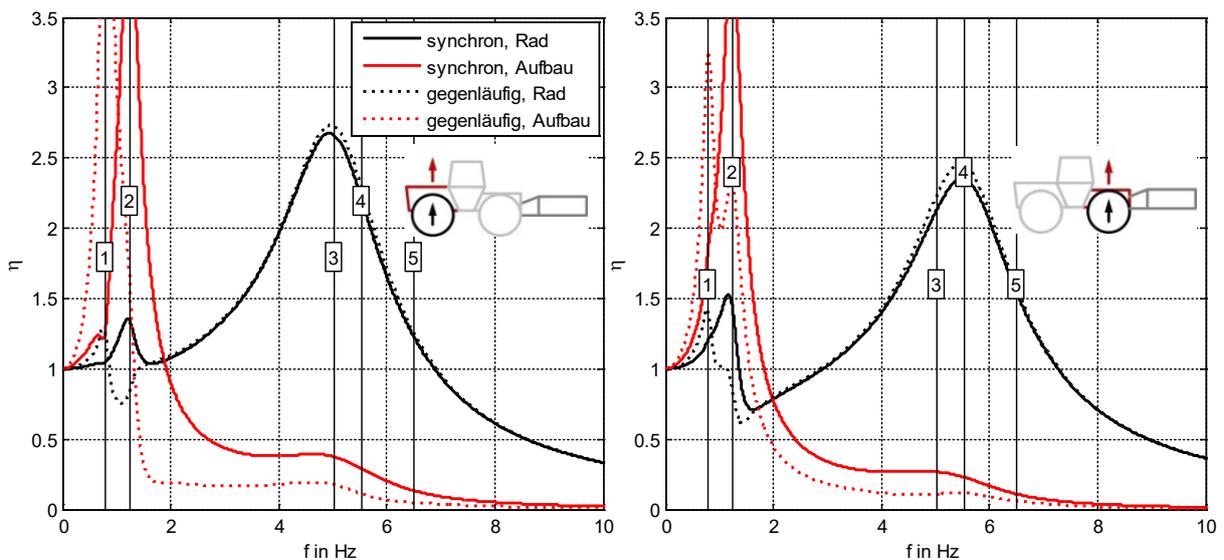


Abb. 85: Auslenkungsspektrum von Achsen und Aufbau für synchrone und gegenläufige Anregung der Vorder- und Hinterräder, bezogen auf die Anregungsamplitude bei starrer Anbindung des ABG an den Fahrzeugaufbau

Man erkennt an den Verläufen in Abb. 85 eine entsprechende Verringerung der Aufbau- und Achsauslenkung im Bereich der Radeigenfrequenzen (3 und 4) im Vergleich zu denen nach Abb. 84.

Für das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs mit ABG hat also die Steifigkeit der Anbaugeräteanbindung einen wesentlichen Einfluss auf die Auslenkungsamplituden des Aufbaus und der Achsen. Um diesen Einfluss etwas detaillierter betrachten zu können, wird im Folgenden die Anbindungssteifigkeit der Anbaumasse variiert und die sich dadurch ergebenden Amplitudengänge des Aufbaus betrachtet. In Abb. 86 ist das Aufbauauslenkungsamplitudenverhältnis für die synchrone und die gegenläufige Radanregung über der Federsteifigkeit der Anbaugeräteanbindung dargestellt. Zusätzlich wurden auch die von der Steifigkeit abhängigen Eigenfrequenzen der Fahrzeug-Geräte-Kombination als weiße Linien im Diagramm eingetragen, um deren Abhängigkeit von der Federsteifigkeit der Anbaugeräteanbindung darzustellen.

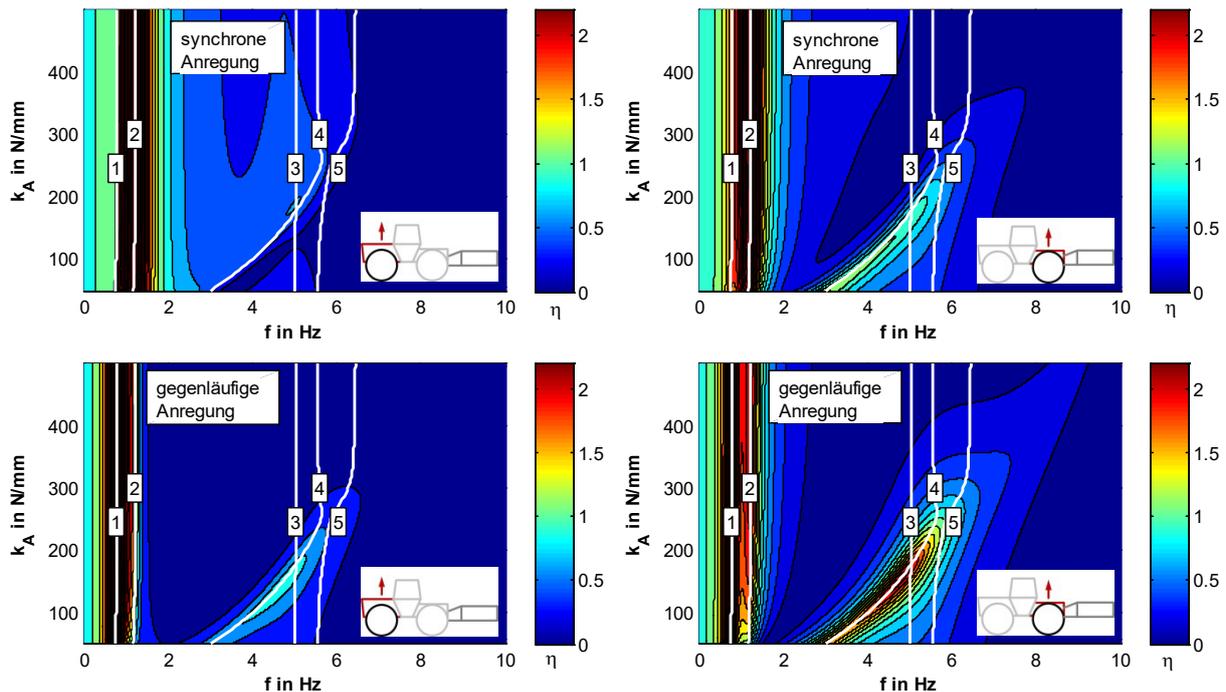


Abb. 86: Auslenkungsspektrum des vorderen (links) und hinteren (rechts) Aufbaus für synchrone (oben) und gegenläufige Anregung (unten) der Vorder- und Hinterräder, in Abhängigkeit von der Anbausteifigkeit des Heckanbaus

Wie zu erwarten, existieren sowohl für die synchrone als auch für die gegenläufige Anregung Bereiche mit erhöhten Aufbauauslenkungsamplituden bei bestimmten Anbausteifigkeiten und den dazugehörigen Anregungsfrequenzen. Die Frequenzen und die Amplituden im Bereich der ersten beiden Eigenmoden bleiben für den verwendeten Variationsbereich weitestgehend unberührt von der Anbausteifigkeit. Einen deutlichen Einfluss sieht man erst im dahinter liegenden Frequenzbereich entlang der Kurven der 4. bzw. 5. Eigenfrequenz. Hier treten zusätzlich zum Bereich der ersten beiden Eigenfrequenzen hohe Auslenkungsamplituden auf, die bei Frequenzen nahe der Achseigenfrequenz des Vorderrades (3) am stärksten ausgeprägt sind. Dabei nehmen die jeweiligen Maximalwerte erst mit der Anbausteifigkeit zu, erreichen einen Höchstwert und sinken mit zunehmender Steifigkeit, nach Überschreitung der 3. Eigenmode, wieder.

Im vorliegenden Fall tritt die maximale Auslenkungsamplitude des Aufbaus bei einer Anbausteifigkeit von etwa 160 N/mm bei einer Frequenz von ca. 5 Hz auf, da die Eigenfrequenzen der Achsen in diesem Bereich liegen. Diese wiederum unterliegen, wie man sieht, einer eher geringen Abhängigkeit von der Anbausteifigkeit, was insbesondere für die 3. Eigenschwingung der Vorderachse gilt.

Da die wesentlichen Schwingungsamplituden des Aufbaus und der Achsen auf Grund der vorhandenen Eigenmoden im Bereich von 0 bis 8 Hz liegen, sollte angestrebt werden, die Steifigkeit der Geräteanbindung so hoch zu setzen, dass die Eigenfrequenz der Relativschwingung des Anbaugeräts zum Aufbau außerhalb dieses Bereiches liegt, um eine zusätzliche Verstärkung der Aufbau- und Radauslenkungsamplituden zu vermeiden. Nach Abb. 86 wäre für das Fahrzeug mit Anbaugerät mit dem zugrundeliegenden Setup eine Anbausteifigkeit von über 300 N/mm sinnvoll, um eine entsprechende Reduzierung zu erreichen.

Noch deutlicher wird der Einfluss der Anbausteifigkeit auf die Dynamik des Aufbaus, wenn man statt der Auslenkungsamplituden die Beschleunigungsamplituden betrachtet, zumal die Beschleunigungswerte für die Bewertung des Fahrkomforts herangezogen werden.

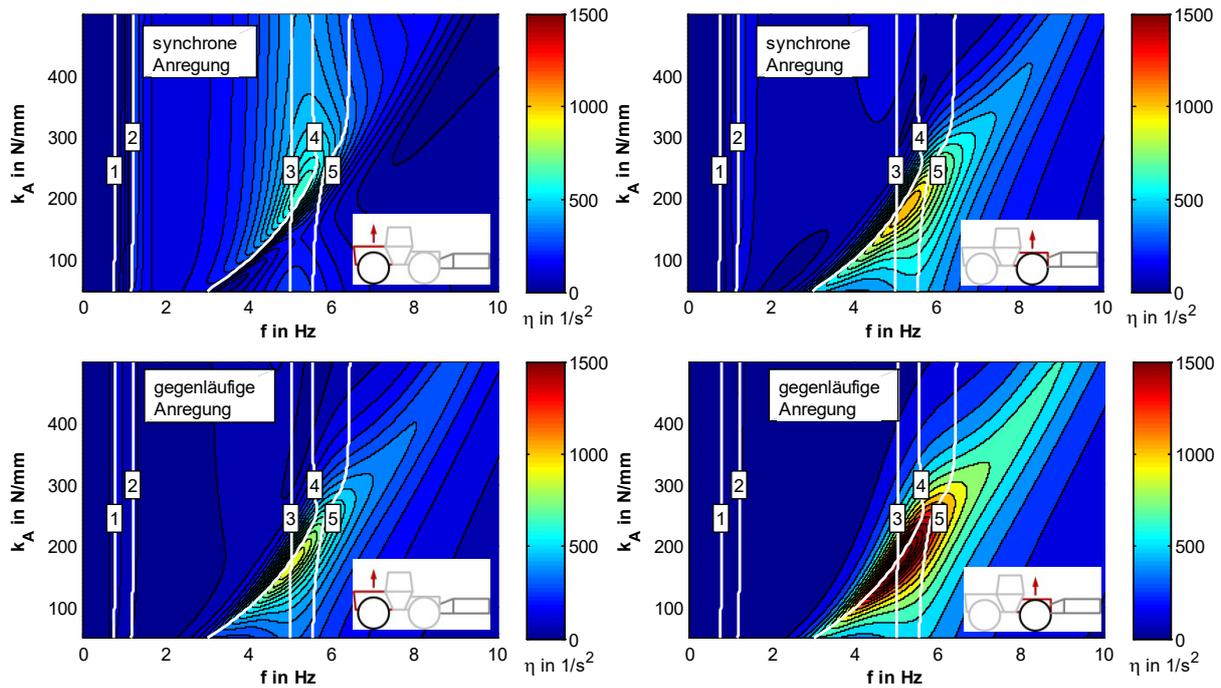


Abb. 87: Beschleunigungsamplituden des vorderen (links) und hinteren (rechts) Aufbaus für synchrone (oben) und gegenläufige Anregung (unten) der Vorder- und Hinterräder, in Abhängigkeit von der Anbindungssteifigkeit des Heckanbaus

Anhand der errechneten Beschleunigungsamplituden wird die Relevanz des Einflusses der Anbaugeräteanbindungssteifigkeit deutlich. Da die niederfrequenten Schwingungen im Bereich der ersten beiden Eigenmoden auf Grund der geringen Frequenzen zu nur geringen Beschleunigungen führen, sind alle Resonanzstellen mit größeren Frequenzen für die entstehenden Aufbaubeschleunigungen von Bedeutung. Hierzu gehören die Resonanzstellen der 3., 4. und 5. Eigenfrequenzen. Daher scheint es von Bedeutung zu sein, die Anbaumassensteifigkeit so zu gestalten, dass die 5. Eigenfrequenz möglichst weit von denen der Achsen entfernt liegt. Dies kann, wie bereits erwähnt, z. B. durch eine Erhöhung der Steifigkeit der Anbaugeräteanbindung erreicht werden.

Ergänzend zu den vorherigen Betrachtungen der Fahrzeugauslenkungen bei synchronen und gegenläufigen harmonischen Anregungen, sollen nun noch die Amplitudenspektren für verschiedene Phasenverschiebungen harmonischer Radanregungen betrachtet werden. Hierfür werden die Wellenlänge der Fahrbahnanregung und die Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeugs als unabhängige Größen für die Radanregung herangezogen. Abb. 88 zeigt die berechneten Amplituden der Achsen und des Aufbaus für das Grundsetup.

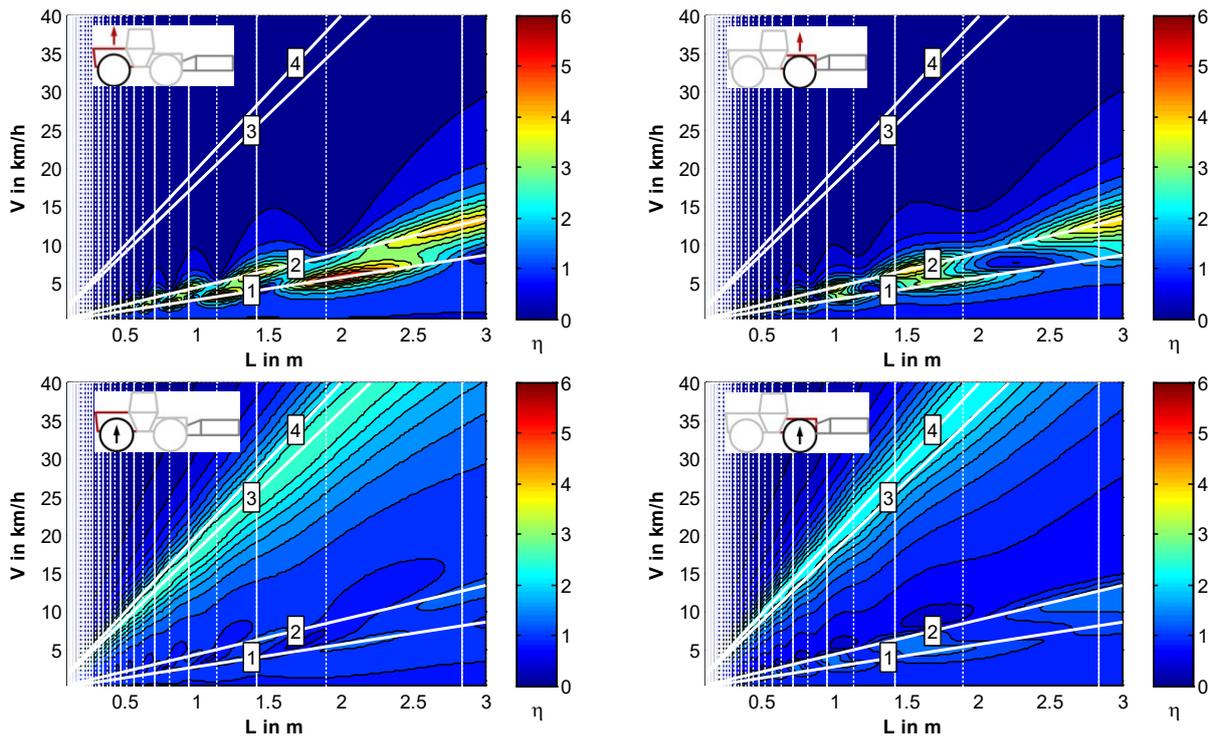


Abb. 88: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsauslenkungen des TUB-Trac mit Anbaugerät über der Fahrbahnwellenlänge und der Fahrgeschwindigkeit

Zu erkennen sind die Bereiche mit erhöhter Auslenkungsamplitude, die durch die Eigenfrequenzen (weiße Geraden) des Systems geprägt sind. Deutlich sichtbar sind auch die lokalen Maxima, die als „Inseln“ im Diagramm sichtbar werden. Diese geben den Einfluss der Anregungsphase zwischen Hinter- und Vorderrädern wieder. Betrachtet man z. B. die erste Eigenmode des Systems, die eine Nickbewegung des Fahrzeugs beschreibt, dann treten entsprechende Maximalstellen erwartungsgemäß immer bei Wellenlängen auf, die in etwa eine gegenläufige Anregung des Fahrzeugs darstellen (weiße gestrichelte Linien). Im Gegensatz dazu wird die 2. Eigenmode durch Wellenlängen angeregt, die eine annähernd synchrone Anregung der Räder hervorrufen (weiße, durchgezogene Linien). Für die Auslenkungen der Achsen ist, nach den unteren Diagrammen in Abb. 88, das Vorhandensein einer gegenläufigen Fahrbahnanregung ein leicht erhöhender Faktor, da auch hier lokale Maxima im Bereich der gestrichelten Linien auftreten.

Da die Auslenkungsamplituden für die Bewertung des Systemverhaltens in Hinblick auf den Fahrkomfort i. Allg. nicht aussagekräftig sind, soll an dieser Stelle auch das Beschleunigungsspektrum des Aufbaus und der Achsen nach Abb. 89 betrachtet werden.

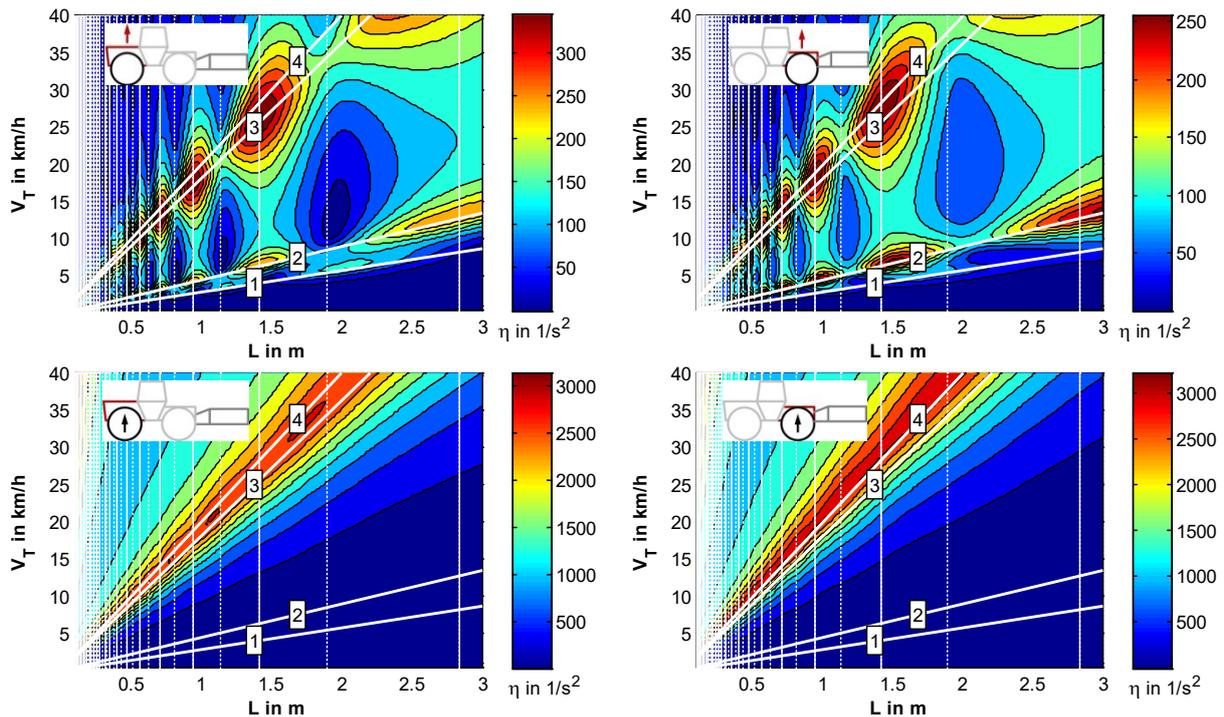


Abb. 89: Amplitudengänge der vorderen und hinteren Aufbau- und Achsbeschleunigungen des TUB-Trac mit Anbaugerät über der Fahrbahnwellenlänge und der Fahrgeschwindigkeit

Wie bereits erwähnt, führen Schwingungsamplituden mit niedrigen Frequenzen zu geringeren Beschleunigungen als die hoher Frequenzen. Daher treten die höchsten Beschleunigungsamplituden im betrachteten Anregungsbereich bei der 3. und 4. Eigenfrequenz auf. Demnach kann angeführt werden, dass die Radeigenfrequenz die Frequenzbereiche kennzeichnet, für die eine erhöhte Aufbaubeschleunigung zu erwarten ist.

Fazit (5.2.2 Das grundlegende vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac mit ABG)

Folgende Punkte lassen sich anhand der oberen Ausführungen angeben:

1. Die Eigenfrequenzen der Fahrzeugachsen werden durch die Masse des Heckanbaus und der Heckanbausteifigkeit, im Vergleich zum Fahrzeug ohne Heckanbau, nur geringfügig beeinflusst. Im vorliegenden Fall liegen die Zahlenwerte der Eigenfrequenzen etwa im Bereich von 5 bis 5,7 Hz.
2. Die Frequenzen der 1. und 2. Eigenmode, die hauptsächlich das Schwingungsverhalten des Aufbaus prägen, entfernen sich mit zunehmender Anbaumasse voneinander, wobei die „Nick“-Eigenfrequenz des Aufbaus dabei abnimmt.
3. Auf Grund einer gefederten Anbindung des Anbaugeräts am Fahrzeugaufbau existiert eine Eigenform, welche die Auslenkungsamplituden der Achsen und des Aufbaus im Bereich der Achseigenfrequenzen deutlich erhöhen kann. Dies trifft insbesondere dann zu, wenn die Eigenfrequenzen dieser Eigenform nahe der Eigenfrequenzen der Achsen liegen. Um diesem Einfluss zu begegnen, sollte die Anbindungssteifigkeit des Anbaus im vorliegenden Fall möglichst hoch sein.
4. Die größten Amplituden der Fahrwerkseinfederung treten bei geringer Fahrwerksdämpfung sowohl im Bereich der Aufbau- als auch der Rad-Eigenfrequenzen auf.
5. Für die Beschleunigung des Aufbaus - und damit indirekt für die des Fahrers bzw. der Fahrerin - sind die Radanregungen von besonderer Relevanz, deren Frequenzen im Bereich der Radeigenfrequenzen liegen und die tendenziell einer gegenläufigen Anregung der Vorder- und Hinterräder entsprechen.

5.3. Analyse der Fahrsicherheit und des Komforts des TUB-Trac

Im folgenden Abschnitt werden die Fahrsicherheit und der Komfort des TUB-Trac auf Grundlage der simulierten Vertikaldynamik untersucht und bewertet. Diese Bewertung findet auf Basis der Beschleunigungswerte der Achsen und der darüberliegenden Anbindungspunkte des Aufbaus, sowie dem dazugehörigen Radlastvariationskoeffizient statt, die in Form von Konfliktdiagrammen visualisiert werden. Teil dieser Analyse ist eine gesonderte Betrachtung maßgebender Systemgrößen, die in Simulationsrechnungen variiert werden, um deren Einfluss auf das dynamische Verhalten des Fahrzeugs herausarbeiten zu können. Im Unterschied zu den Ergebnissen des vorhergehenden Kapitels, in dem das Eigenschwingungsverhalten und die charakteristischen Frequenzbereiche des TUB-Trac dargelegt wurden, werden in diesen Abschnitt stochastische Fahrbananregungen als Anregung für die Fahrzeug-Gerätekombination betrachtet, wobei im Wesentlichen der ISO smooth-track als Referenzfahrbahn herangezogen wird, um den Vergleich zu vorhergehenden Untersuchungen zu erleichtern.

5.3.1. Einfluss der passiven Dämpfung und des Vorspanndruckes

Zu Beginn soll der Einfluss der Fahrwerksdämpfung und des hydropneumatischen Vorspanndruckes auf den Komfort und die Fahrsicherheit des TUB-Trac analysiert werden, da diese bei der Nutzung des Fahrzeugs als veränderbare Fahrwerksparameter angesehen werden können. Für die Simulationen wird dabei das „Grundsetup“ des Fahrzeugs nach Anhang A-2 als Referenz verwendet.

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen bilden die Konfliktdiagramme nach Abb. 90. Diese zeigen die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen über den berechneten Radlastvariationskoeffizienten für eine Anregung durch den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h und Dämpfungsstufen zwischen 3 und 9 bei einer Schrittweite von 0,5. Dabei entspricht der PV-Wert 3 dem geschlossenen Dämpfungsventil und hiermit der stärksten Dämpfung. Die maximale Ventilöffnung und damit die geringste Dämpfungswirkung werden bei Werten größer 9 erreicht. Zusätzlich zu den PV-Werten innerhalb des einstellbaren Bereichs des Dämpfungsventils wurden ergänzend auch die Punkte für ein theoretisch strömungsverlustfreies Dämpfungsventil in Abb. 90 eingetragen. Diese Punkte charakterisieren damit das Fahrzeugverhalten bei verschwindender Ventildämpfung unter Vorhandensein aller anderen Strömungs- und Reibwiderstände, die hier als fix angesehen werden.

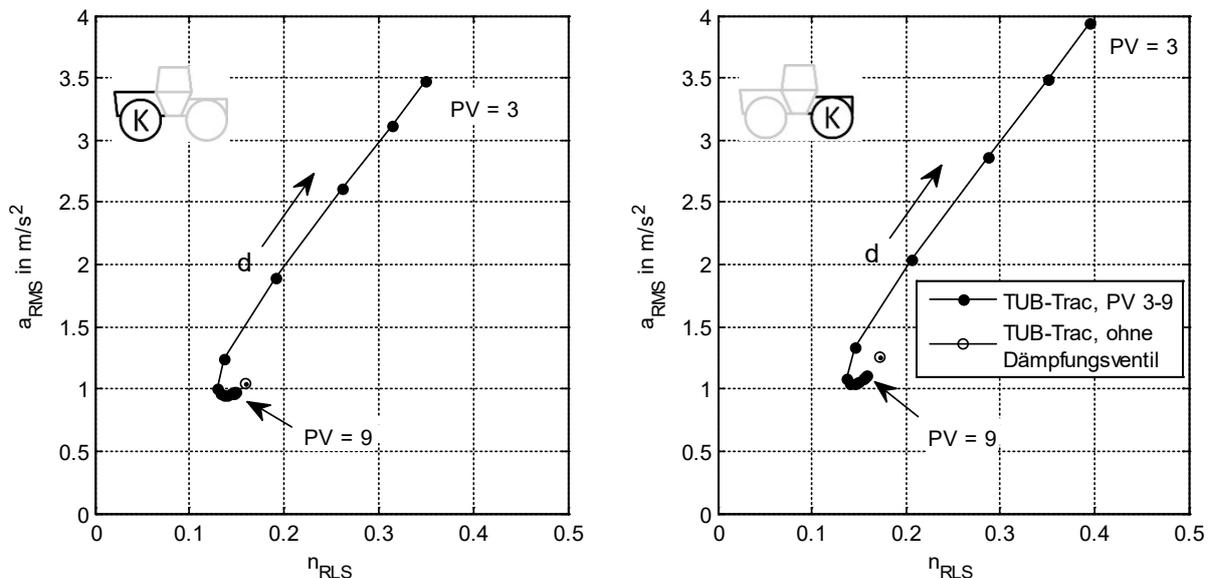


Abb. 90: Radlastvariationskoeffizienten und Beschleunigungseffektivwerte bei verschiedenen Dämpfungsstufen, ISO smooth-track, $v = 10$ km/h

Ein Vergleich der Diagramme nach Abb. 90 für den vorderen und hinteren Fahrwerksteil zeigt, dass das dynamische Verhalten des vorderen und hinteren Bereichs des TUB-Trac auf Grund des annähernd symmetrischen Aufbaus ähnlich ausgeprägt ist. Deutlich zu erkennen ist, dass die mittleren Aufbaubeschleunigungen, ausgehend von der Dämpfungsstufe PV = 3 (max. Dämpfung), mit geringer werdender Dämpfung bis etwa zur Dämpfungsstufe PV=6 abnehmen und erst bei noch geringeren Dämpfungswerten bis zum Wert PV=9 wieder ansteigen.

Würde man die hydraulischen Widerstände und damit die Dämpfung des hydropneumatischen Fahrwerks weiter reduzieren, wäre es möglich, weiter in Richtung des gedanklich verlängerten Astes zu „wandern“. Könnte man z. B. die Wirkung des Dämpfungsventils vollständig unterdrücken, gelänge man zu den in den Diagrammen eingetragenen Punkten „ohne Dämpfungsventil“. Diese Punkte entsprechen in etwa der minimalen, für ein solches Fahrwerk technisch umsetzbaren Dämpfung, wenn man berücksichtigt, dass die Zylinderreibung mit dem hier angenommenen mechanischen Wirkungsgrad von 96% und die Strömungsverluste durch die Verrohrung verhältnismäßig gering sind. Eine darüberhinausgehende Reduzierung der Fahrwerksdämpfung würde auf Grund der schwachen Reifendämpfung theoretisch zu sehr großen Systemauslenkungen und somit zu einer deutlichen Erhöhung der Radlastschwankungen und der Aufbaubeschleunigungen führen, wodurch der Konfliktpunkt weit in die obere rechte Ecke des Diagramms verschoben werden würde. Allerdings muss davon ausgegangen werden, dass das verwendete Simulationsmodell für solch geringe Fahrwerksdämpfungen nicht valide Ergebnisse liefert, wenn angenommen wird, dass andere, bis dahin nicht berücksichtigte, Dämpfungseinflüsse des Fahrzeugs einen maßgebenden Einfluss ausüben würden.

Ebenso wie die Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen sinken auch die Radlastvariationskoeffizienten mit abnehmender Dämpfung, ausgehend von PV = 3 (quasi starr) bis zum Dämpfungswert PV = 6. Dämpfungswerte unterhalb PV = 6 führen im betrachteten Fall auf Grund der schwachen Dämpfung zu erhöhten Aufbauauslenkungen und damit wieder zu einem leichten Anstieg der Radlastvariationskoeffizienten.

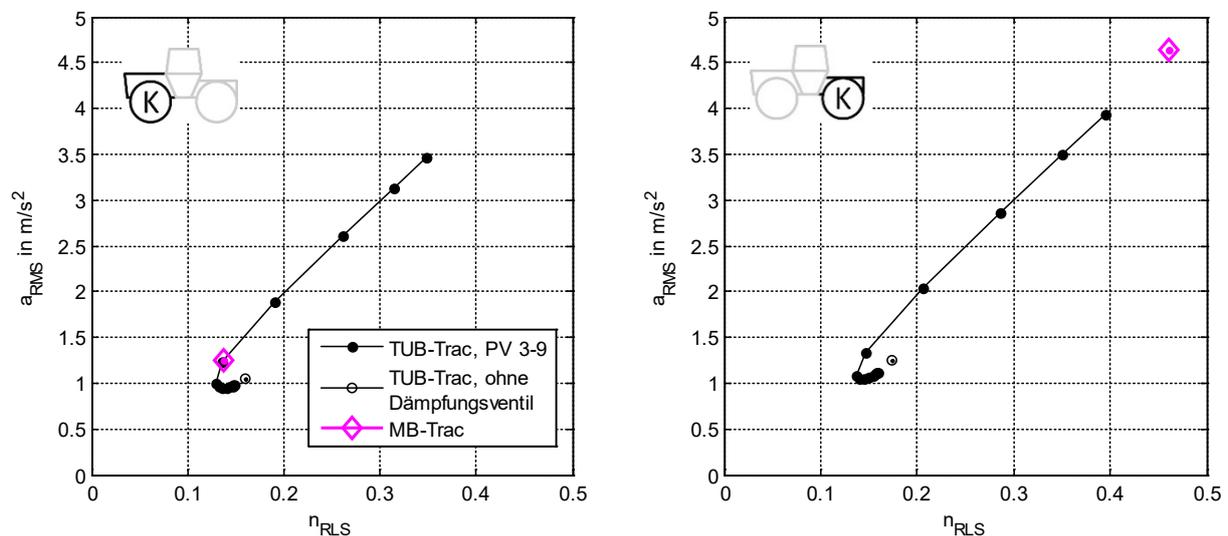


Abb. 91: Konflikt diagramm des TUB-Trac und des ursprünglichen MB-Trac ohne Anbaumassen, ISO smooth-track, $v = 10 \text{ km/h}$

Um, wie angesprochen, eine Relation zum ursprünglichen MB-Trac herzustellen, wurden in Abb. 91 die Konfliktpunkte für den simulierten MB-Trac eingetragen. Interessanterweise liegen diese Punkte nahe der Kennlinie des TUB-Trac, auch wenn die mittlere Federsteifigkeit des MB-Trac Fahrwerks mit 119,64 N/mm im Vergleich zur Ruhlagensteifigkeit des TUB-Trac mit ca. 78,5 N/mm um etwa 50% größer ist. Dies führt zur Frage nach dem Einfluss der Vorspanndrücke auf die Dynamik des Fahrzeugs.

Wird der Vorspanndruck des TUB-Trac im unbelasteten Zustand in den zulässigen Grenzen variiert, lassen sich die Bereiche des Konfliktdiagramms für den vorderen und hinteren Teil des Fahrzeugs ermitteln. Nach Abschnitt 3.1.1.1 können die Grenzen des Vorspanndruckes grob mit etwa 50 bis 210 bar für das vordere und hintere Fahrwerk angegeben werden. Abb. 92 zeigt die berechneten Konfliktpunkte für die beiden Vorspanndrücke, für das bereits oben dargestellte „Grundsetup“ bei verschiedenen Dämpfungsstufen und den des ursprünglichen MB-Trac.

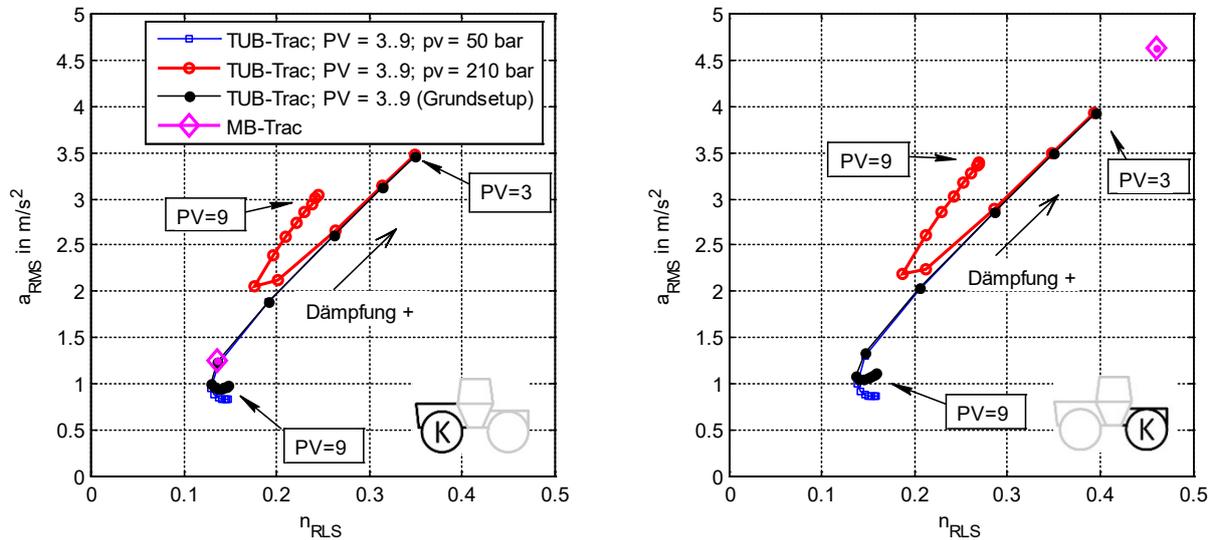


Abb. 92: Konfliktdiagramm des TUB-Trac für verschiedene Dämpfungsstufen bei minimal und maximal zulässigem Vorspanndruck (50 - 210 bar); ISO smooth-track, $v = 10$ km/h

Wie die Kurven zeigen, führt eine Erhöhung des Vorspanndruckes, durch die eine entsprechende Steigung der Federsteifigkeit hervorgerufen wird, zu einer prinzipiellen Verschlechterung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts. Erwartungsgemäß hat die Federsteifigkeit bei großer Dämpfung einen geringen Einfluss auf die Lage der Konfliktpunkte, was an dem Zusammenlaufen der jeweiligen Kurven im rechten oberen Bereich zu erkennen ist. Für geringer werdende Dämpfungen führt eine hohe wie auch eine niedrige Federsteifigkeit vorerst zu einer Abnahme der Radlastschwankung und der Aufbaubeschleunigungen. Während sich diese Abnahme bei geringen Vorspanndrücken - ähnlich wie beim „Grundsetup“ des TUB-Trac - fortsetzt, führt eine weitere Absenkung der Dämpfung bei hohen Vorspanndrücken zu der deutlich erkennbaren Zunahme der Radlastschwankung und der Aufbaubeschleunigungen.

Fazit (5.3.1 Einfluss der passiven Dämpfung und des Vorspanndruckes)

1. Geringe Dämpfungswerte führen bei geringen Federsteifigkeiten und dem zugrundeliegendem stochastischem Fahrbahnprofil prinzipiell zu geringen Aufbaubeschleunigungen und geringen Radlastschwankungen, und damit zu einer theoretischen Verbesserung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit, wenn allein die kurvenfreie Fahrt mit gleichbleibender Geschwindigkeit betrachtet wird. Hierbei ist zu beachten, dass ein Durchschlagen der Federung bei hindernisähnlichen Fahrbahnunebenheiten sehr wahrscheinlich wird. Auch kann eine zeitweise quasiperiodische Fahrbahnanregung mit entsprechender Anregungsfrequenz zu einen „Aufschaukeln“ des Fahrzeugs führen, womit die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort deutlich abnehmen können.
2. Hohe Vorspanndrücke führen sowohl bei hohen als auch geringen Dämpfungswerten zu erhöhten Aufbaubeschleunigungen und Radlastschwankungen.

5.3.2. Einfluss der Fahrgeschwindigkeit

Neben der Ausprägung der Fahrbahn hat die Fahrgeschwindigkeit erwartungsgemäß einen signifikanten Einfluss auf die Radlastschwankung und die Ausprägung der Aufbaubeschleunigung des Fahrzeugs, was u. a. durch Krüger [6] anhand eines Viertelfahrzeugmodells untersucht wurde.

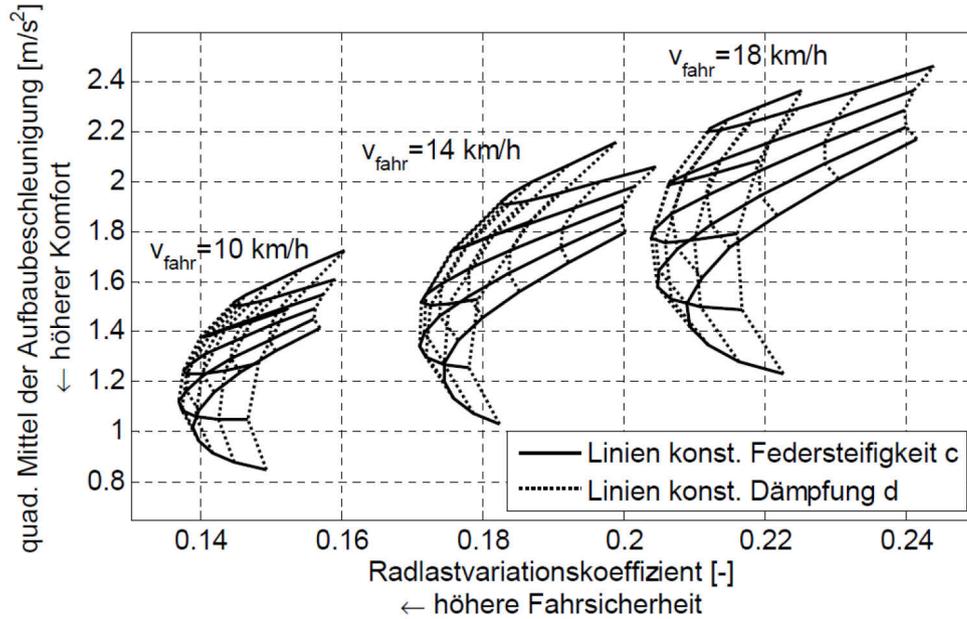


Abb. 93: Anhand eines Viertelfahrzeugmodells berechnetes Konfliktdiagramm des TUB-Trac für den ISO smooth-track bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten nach [6]. Die zugrundeliegenden Beschleunigungen entsprechen denen des Fahrersitzes

Wie in Abb. 93 zu erkennen, werden die Konfliktpunkte mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit hin zu höheren Aufbaubeschleunigungen und Radlastschwankungen verschoben. Demnach nehmen der Fahrkomfort und die Fahrsicherheit bei steigender Fahrgeschwindigkeit erwartungsgemäß ab.

Für das hier verwendete TUB-Trac Modell und ausgehend von dessen Grundsetup, ergibt sich für den ISO smooth-track bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und verschiedene Dämpfungsstufen das Konfliktdiagramm nach Abb. 94.

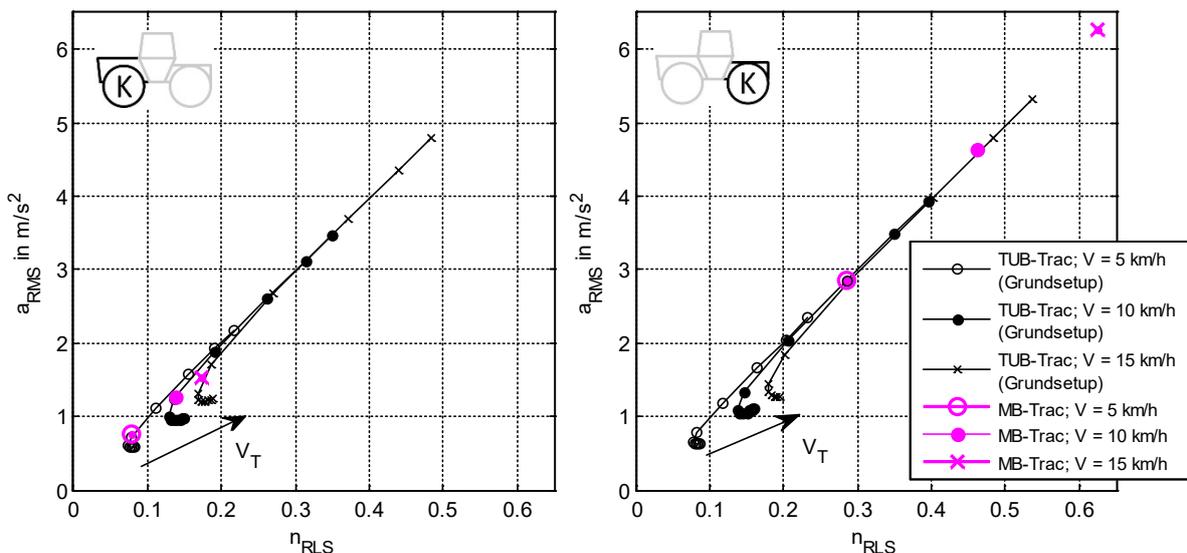


Abb. 94: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Trac mit Grundsetup und des MB-Trac bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten

Durch eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit werden die Konfliktpunkte der jeweiligen Dämpfungsstufe auf einer gedachten Geraden in Richtung steigender Radlastvariationskoeffizienten und Aufbaubeschleunigungen verschoben. Diese Gerade weist für jeden Dämpfungswert eine entsprechende Steigung auf. Dies bedeutet, dass die Zunahme der Aufbaubeschleunigung in etwa proportional zu der Zunahme der Radlastvariationskoeffizienten ist. Dieser Zusammenhang wird deutlich, wenn man die Konfliktpunkte fester Dämpfungsstufen für verschiedene Geschwindigkeiten wie in Abb. 95 betrachtet. Hier wird die tendenziell lineare Zuordnung von Aufbaubeschleunigung und Radlastschwankung sichtbar. Auch in dieser Darstellung sind die Konfliktpunkte des MB-Trac mit seiner linearen Federcharakteristik und dem Zweibereichsdämpfer als Vergleich eingetragen. Auch diese zeigen eine vergleichbare Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

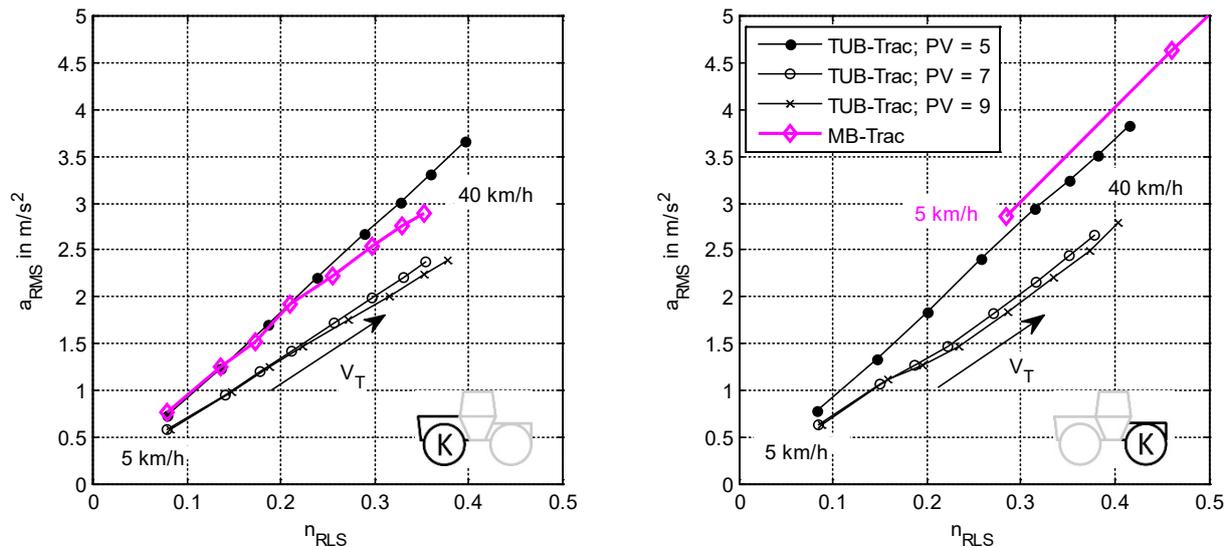


Abb. 95: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Trac mit Grundsetup für die Dämpfungsstufen 5, 7 und 9 bei verschiedenen Geschwindigkeiten von 5 bis 40 km/h bei einer Stufe von 5 km/h

Anhand des dargestellten Zusammenhangs kann angenommen werden, dass eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit die Aufbaubeschleunigung in gleichem Maße beeinflusst wie die Radlastschwankung. Dabei kann auch angenommen werden, dass Dämpfungsstufen, die bei geringen Geschwindigkeiten eine gute Fahrwerkswirkung erzielen, prinzipiell auch gute Fahrwerkseigenschaften bei höheren Geschwindigkeiten hervorrufen. Zu beachten ist, dass die hier aufgetragenen Konfliktpunkte auf Grundlage einer „Nichtablösung“ der Räder von der Fahrbahn berechnet wurden. Bei großen Dämpfungen und hohen Geschwindigkeiten ist ein Ablösen der Reifen vom Boden zu erwarten. Als statistischer Grenzwert wird ein Radlastvariationskoeffizient von 0,33 angegeben [16, 34], bei dem das Fahrzeug noch kontrollierbar ist, sodass der abgebildete Verlauf bei Geschwindigkeiten von über 25 km/h auf dem ISO smooth-track wahrscheinlich nur unter der Zwangsbedingung eines Rad-Boden-Kontakts Gültigkeit besitzt.

5.3.3. Einfluss der Anbaumasse und der Anbausteifigkeit

In diesem Abschnitt soll der Einfluss einer am HKH angebrachten Anbaumasse auf die Fahrsicherheit und den Komfort des TUB-Trac untersucht werden. In späteren Kapiteln wird zudem auch die, durch den Hydraulikantrieb des HKH eingeprägte, Dynamik des Fahrzeug-Gerätesystems behandelt. An dieser Stelle geht es vorerst um das Mitführen eines starr am Fahrzeug angebrachten Anbaugeräts, weshalb hier der Begriff Anbaumasse verwendet wird, um diesen Aspekt zu unterstreichen.

Bereits bei der Analyse der grundlegenden Vertikaldynamik des TUB-Trac in Abschnitt 5.2.2 wurden wesentlichen Einflüsse einer am HKH angebrachten Gerätemasse auf das Eigenschwingungsverhalten des Traktor-Gerätesystems und das Übertragungsverhalten von harmonischen Fahrbahnanregungen auf das Fahrzeug beschrieben. Auch der Einfluss der

Anbindungssteifigkeit auf das Übertragungsverhalten der Fahrbahnanregung auf die Rad- und Aufbauauslenkungen wurde hierbei betrachtet und die Aussage gemacht, dass die Steifigkeit und Dämpfung der Geräteanbindung einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das Gesamtverhalten des Fahrzeugs haben. Daher wird es Teil dieses Abschnittes sein, diesen Einfluss auch in Hinblick auf die Fahrsicherheit und den Komfort zu beleuchten.

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen ist der TUB-Trac mit dem Grundsetup und einer Anbaumasse, welche die Eigenschaften des Anbaugerätesimulators nach Abschnitt 3.2 aufweist und starr mit dem Heck des Fahrzeugs verbunden ist. Abb. 96. zeigt die berechneten Konfliktkurven für diese Grundkonstellation und den TUB-Trac ohne Anbaumasse, bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h auf dem ISO smooth-track für die Dämpfungsstufen 3 bis 9, sowie die Konfliktpunkte des ursprünglichen MB-Trac als Vergleich.

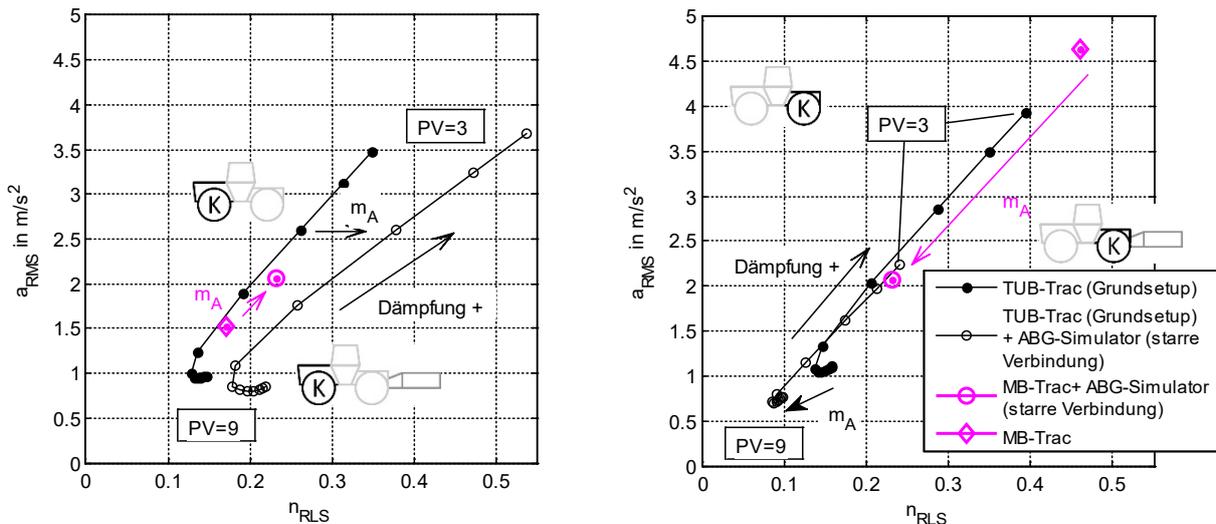


Abb. 96: Konfliktdiagramm, Vergleich: TUB-Trac und MB-Trac mit und ohne ABG-Simulator für verschiedene passive Dämpfungen, ISO smooth-track, 10 km/h

Die Verschiebung der Konfliktpunkte des vorderen Fahrwerks durch die starre Anbringung einer Anbaumasse zeigt, dass die Heck-Anbaumasse einen eher geringen Einfluss auf die effektive Beschleunigung des vorderen Aufbaus ausübt. Im vorliegenden Fall ergeben sich für niedrige Fahrwerksdämpfungswerte insgesamt etwas geringere Beschleunigungen als beim unbeladenen Fahrzeug. Für große Dämpfungswerte steigt die Beschleunigung des vorderen Fahrwerks im Vergleich zum unbeladenen Fahrzeug hingegen leicht an. Deutlich stärker wird der Einfluss der Anbaumasse anhand der Veränderung des Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder sichtbar. Diese nehmen durch die belastungsbedingte Abnahme der statischen Radaufstandskraft deutlich zu.

Auf die effektiven Beschleunigungen des hinteren Aufbaus wirkt sich das Mitführen der starren Anbaumasse wesentlich stärker aus als auf die des vorderen Fahrzeugbereichs. Im Konkreten nimmt die effektive Aufbaubeschleunigung im Vergleich zum unbeladenen Fahrzeug für alle Dämpfungsstufen deutlich ab. Im vorliegenden Fall beträgt die Abnahme, unabhängig vom Dämpfungswert ca. 50%. Der Bereich, in dem die hinteren Aufbaubeschleunigungen durch die Fahrwerksdämpfung beeinflusst werden können, wird durch das Mitführen der Heckanbaumasse aber anschaulich kleiner. Die Radlastvariationskoeffizienten der Hinterräder nehmen auf Grund der anbaubedingten Zunahme der statischen Radlast insgesamt ab.

Die, zum Vergleich in die oberen Diagramme eingetragenen, Konfliktpunkte des MB-Trac mit Anbaumasse weisen eine ähnliche Verschiebung auf wie die des TUB-Trac. Während der Radlastvariationskoeffizient der Vorderräder des MB-Trac in einer vergleichbaren Größenordnung wie der des TUB-Trac zunimmt, steigt die vordere Aufbaubeschleunigung des MB-Trac durch das Mitführen der Anbaumasse im Gegensatz zu denen des TUB-Trac deutlich an.

Sowohl der Radlastvariationskoeffizient der Hinterräder, als auch die effektive Aufbaubeschleunigung des Hecks des MB-Trac nehmen auf Grund der Anbaumasse deutlich ab. Die Abnahme der Aufbaubeschleunigung des Hecks des MB-Trac hängt dabei mit der gestiegenen Trägheit des Aufbaus zusammen, durch welche die für den Aufbau signifikanten Eigenfrequenzen gesenkt und wodurch die Übertragung der höherfrequenten Fahrbahnanregungen auf den Aufbau reduziert werden.

Um den Einfluss einer Anbaumasse in Abhängigkeit von deren Größe zu verdeutlichen, wurde die Anbaumasse für eine Simulation variiert und deren Rotationsträgheit entsprechend der theoretischen Größenänderung angepasst, wobei die Lage des Schwerpunktes der Anbaumasse beibehalten wurde. Die ausgehend von der Masse m_A variierte Masse $m_{A,var}$ ergibt sich mit dem Massenfaktor f_{mA} bzw. dem Längenfaktor f_{LA} aus

$$m_A(f_{LA}) = m_A \cdot f_{mA} = m_A \cdot f_{LA}^3 \tag{137}$$

Die Rotationsträgheit der Anbaumasse um deren Schwerpunkt ergibt sich dann mit

$$J_A(f_{LA}) = J_A \cdot f_{LA}^5 = J_A \cdot f_{mA}^{5/3} \tag{138}$$

Abb. 97 zeigt die anhand dieser Skalierung berechneten Konfliktpunkte für Massenfaktoren von 0,2 bis 2 in 0,2 Abständen, ausgehend von der Masse des Anbaugerätesimulators bei einer starren Anbindung an das Fahrzeugheck.

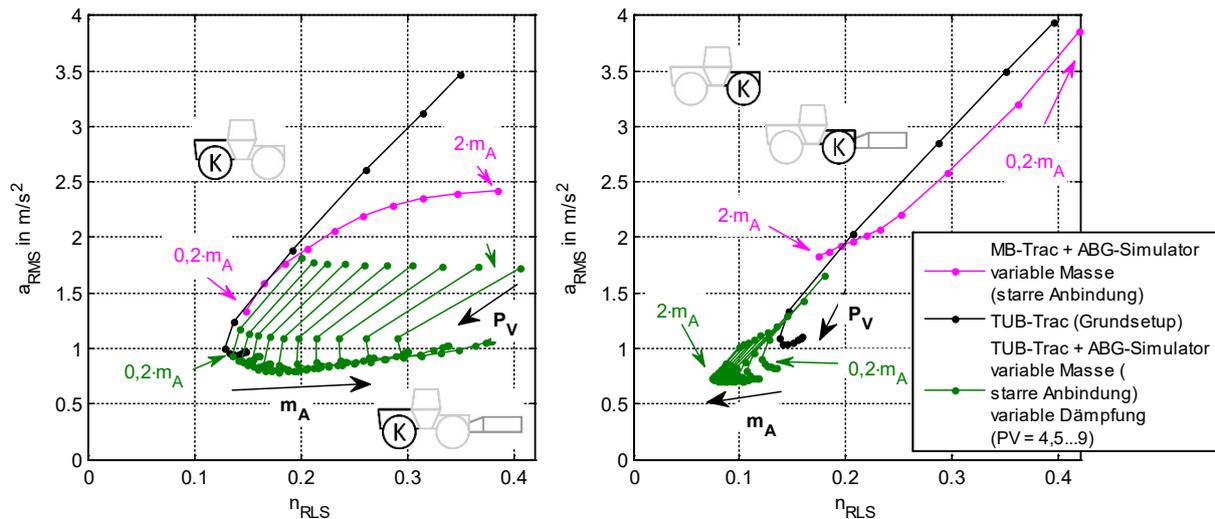


Abb. 97: Konflikt diagramme des TUB-Trac und des MB-Trac mit Grundsetup und verschiedenen Anbaumassen

Anhand der dargestellten Kurven lässt sich der Einfluss einer starren Anbaumasse auf die Fahrsicherheit und den -komfort etwas genauer betrachten. Wie schon anhand der Punkte in Abb. 95 zu vermuten war, wirkt sich die starre Anbaumasse nicht allzu stark auf die effektive Beschleunigung des vorderen Traktoraufbaus aus, wohingegen die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder durch die abnehmende statische Radaufstandskraft deutlich verringert werden.

Die Front des MB-Trac erfährt bei kleinen Anbaumassen eine leichte Abnahme der Aufbaubeschleunigungen. Mit zunehmender Masse, bei geringeren Dämpfungswerten, steigt diese allerdings wieder an. Sowohl die effektiven Aufbaubeschleunigungen als auch die Radlastvariationskoeffizienten des Hecks sinken mit steigender Heckenanbaumasse.

Betrachtet man die Konfliktkurven des ursprünglichen MB-Trac, lässt sich erkennen, dass die Aufbaubeschleunigungen des vorderen Fahrzeugbereichs mit zunehmender Heckenanbaumasse im Vergleich zu denen des TUB-Trac deutlich stärker zunehmen, während die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder in einem vergleichbaren Maße ansteigen. Sowohl die

Aufbaubeschleunigungen als auch die Radlastschwankungen des Hecks nehmen im Vergleich zum denen des TUB-Trac in einem stärkeren Maße ab. Der Vergleich zeigt, dass eine starre Anbindung der Hinterachse wie beim MB-Trac insgesamt zu einer sehr viel stärkeren Abhängigkeit des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit (quantifiziert durch die effektiven Aufbaubeschleunigungen und den Radlastvariationskoeffizienten) von der Heckbelastung des Fahrzeugs führt, als bei einem Fahrzeug mit gefederter Hinterachse wie dem TUB-Trac.

Für den Fall einer nachgiebigen Anbindung der Heckenbaumasse, wie sie in realen Fahrzeug-Anbau-Kombinationen vorzufinden ist, kann der angeführte Einfluss der Anbaumasse auf die Fahrzeugdynamik nur eingeschränkt gelten. Um die Wirkung der Anbausteifigkeit auf die Ausprägung der Fahrzeugdynamik zu veranschaulichen, wurden die Konfliktkurven des TUB-Trac sowie des MB-Trac mit Anbaugerät bei verschiedenen Anbausteifigkeiten ermittelt. Die sich aus dieser Variation ergebenden Konfliktpunkte sind neben den bereits in Abb. 97 abgebildeten Konfliktkurven der Fahrzeuge mit starrer Heckenbaumasse für den Vergleich in Abb. 98 dargestellt.

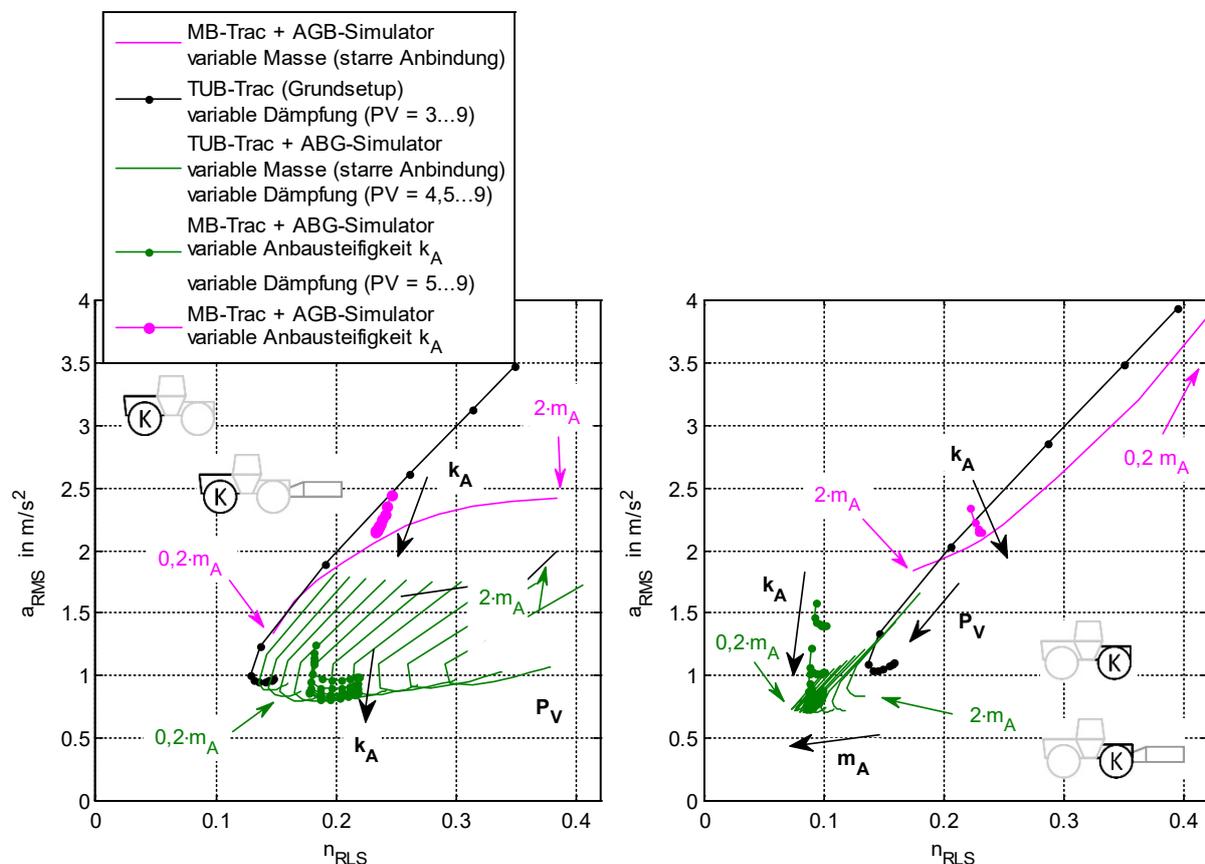


Abb. 98: Konfliktdiagramme des TUB-Trac und des MB-Trac mit Grundsetup und verschiedene Anbaumassen und -steifigkeiten

Vergleicht man die hinzugefügten Konfliktkurven des TUB-Trac mit nachgiebig angebundener Heckenbaumasse mit denen des TUB-Trac mit starrem Anbau, so lässt sich erkennen, dass die effektiven Aufbaubeschleunigungen mit abnehmender Anbausteifigkeit, sowohl für den vorderen, als auch für den hinteren Fahrzeugaufbau, zunehmen. Dabei weist der hintere Aufbau eine etwas stärkere Abhängigkeit von der Anbausteifigkeit auf als der vordere. Auf die Höhe der Radlastvariationskoeffizienten scheint sich die Anbausteifigkeit nicht nennenswert auszuwirken, auch wenn man tendenziell eine sehr leichte Abnahme der Radlastvariationskoeffizienten bei zunehmender Anbausteifigkeit erkennen kann.

Fazit (5.3.3 Einfluss der Anbaumasse und der Anbausteifigkeit)

1. Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse, dass das Mitführen einer starr mit dem Fahrzeugaufbau gekoppelten Heckanbaumasse, unabhängig von den betrachteten Fahrwerkskonzepten, zu einer deutlichen Abnahme der Fahrsicherheit führt, wenn eine Zunahme des Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder als Bewertungsgröße für die Fahrsicherheit herangezogen wird.
2. Hierbei kann allerdings angeführt werden, dass das Fahrwerkskonzept des TUB-Trac insgesamt zu deutlich geringeren Radlastvariationskoeffizienten der Hinterräder führt als das des MB-Trac.
3. Bezogen auf den, durch die Aufbaubeschleunigungen quantifizierten, Fahrkomfort lassen die Ergebnisse den Schluss zu, dass das Fahrwerk des TUB-Trac auch im Falle einer mitgeführten Heckanbaumasse deutliche Vorteile gegenüber dem Fahrwerkskonzept des MB-Trac mit starrer Hinterachse aufweist.
4. Ausgehend von einer theoretisch starren Anbindung der Heckanbaumasse führt eine zunehmend nachgiebige Anbindung im betrachteten Fall zu einer nennenswerten Erhöhung der effektiven Aufbaubeschleunigung, sowohl für die Vorder- als auch für die Hinterachse. Diese kann im vorliegenden Fall auch durch die ungünstige Lage einer für die Heckmassenschwingung relevanten Eigenmode erklärt werden, deren Eigenfrequenz im Bereich der Eigenfrequenzen der Achsen liegt.
5. Die Radlastvariationskoeffizienten der Vorder- und Hinterachsen werden durch die Variation der Anbausteifigkeit nicht nennenswert beeinflusst. Verschiedene Anbausteifigkeiten scheinen daher keinen nennenswerten Einfluss auf die Fahrsicherheit auszuüben.

5.3.4. Einfluss der Fahrbahngestalt

Die Vielfalt der durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufenen Anregungen eines Traktors ist auf Grund der stark unterschiedlichen, zu befahrenden Untergründe im Vergleich zu denen eines LKW oder PKW im Normalfall deutlich größer. Um den Einfluss der unterschiedlichen Anregungsspektren auf die Fahrzeugdynamik des TUB-Trac etwas näher zu betrachten, wird im folgenden Abschnitt die Wirkung verschiedener stochastischer Fahrbahnunebenheiten auf die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort untersucht.

Ein zur Beurteilung der Fahrzeugdynamik häufig verwendetes Fahrbahnprofil ist das des ISO smooth-track und das des ebenfalls der ISO 5008 [37] entstammenden rough-track, die hier stellvertretend für die Abbildung unbefestigter Fahrbahnen, wie z. B. einem Feldweg, verwendet werden. Darüberhinaus lassen sich, mit Hilfe von aus der Literatur entnehmbaren Parametersätzen, auch Fahrbahnen wie Land-, Bundesstraßen oder Autobahnen als stochastische Fahrbahnprofile beschreiben. Zur Charakterisierung von Fahrbahnunebenheiten wird meist das Leistungsspektrum (Spektrale Dichte) der jeweiligen Fahrbahnunebenheiten herangezogen. Dieses ist im doppeltlogarithmischen Maßstab über der Wegkreisfrequenz für die meisten Fahrbahnen als Gerade beschreibbar, sodass eine Parametrierung der zufälligen Unebenheitsverteilung einer Fahrbahn anhand von zwei Parameter möglich ist. Zum einen dem Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$, bezogen auf die Bezugswegkreisfrequenz Ω_0 und zum anderen der Welligkeit w , welche die Steigung der Gerade im doppeltlogarithmischen Maßstab vorgibt. Abb. 99 zeigt beispielhaft die Periodogramme des smooth- und des rough-track, sowie deren, in Rahmen dieser Arbeit, abgeschätzten Unebenheitsmaße und Welligkeiten.

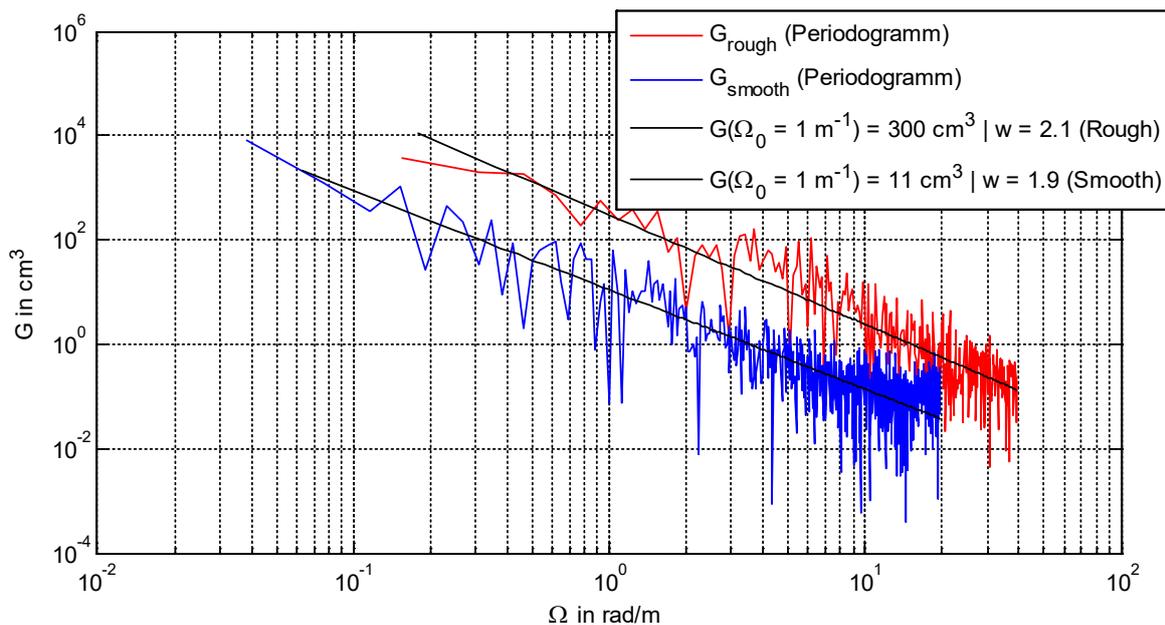


Abb. 99: Leistungsspektrum des ISO rough- und smooth-track, abgeschätzt durch Periodogramme sowie deren Approximation durch Geraden

Für die Modellierung weiterer Fahrbahnprofile wurden die in [34] angeführten, mittleren Parameter, die in Tab. 9 gelistet und deren approximiertes Leistungsspektrum graphisch in Abb. 100 dargestellt sind, herangezogen.

Tab. 9: Übersicht über mittlere Parameter der Leistungsspektren verschiedener Fahrbahnen nach [34]

Fahrbahn	mittleres Unebenheitsmaß $\Phi_h(\Omega_0)$ in cm^3	mittlere Welligkeit w
rough-track	300	2,1
smooth-track	11	1,9
Landesstraße [34]	5,3	2,4
Bundesstraße [34]	2,1	2,3
Autobahn [34]	1	7,8

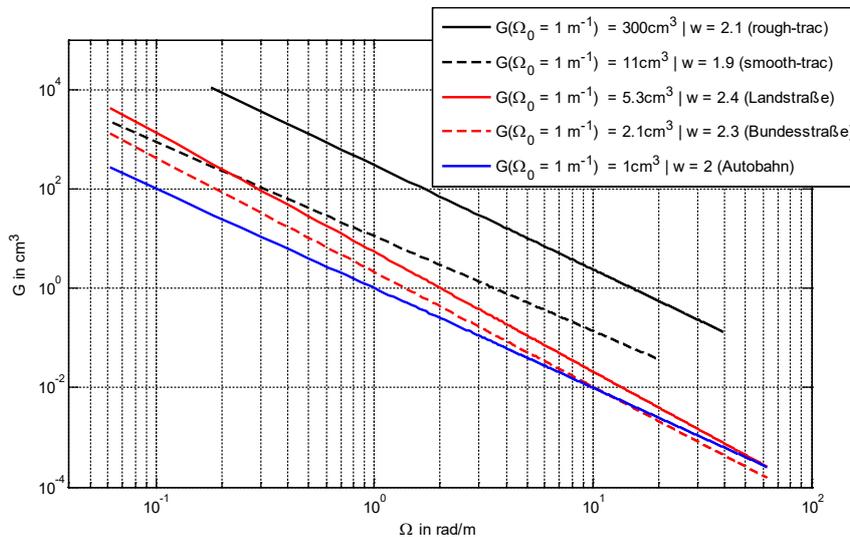


Abb. 100: Übersicht der durch Geraden im doppeltlogarithmischen Maßstab approximierten Leistungsdichte verschiedener Fahrbahnen nach [34]

Um einen groben Überblick über den Einfluss der unterschiedlichen Fahrbahnen auf die effektiven Aufbaubeschleunigungen und die dynamischen Radlasten des TUB-Trac im Grundsetup zu erhalten, wurden Konfliktpunkte für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten berechnet. Für den rough-track wurden diese für Geschwindigkeiten von 1 bis 10 km/h, für alle anderen mit Geschwindigkeiten von 5 bis 65 km/h berechnet.

Abb. 101 zeigt die Konfliktpunkte sowie die durch Kreise und Rechtecke markierten Punkte, bei denen eine Ablösung der Räder bzw. eine Überschreitung der Federwege in der Simulation auftrat.

Die Anregung durch den ISO rough-track führt im Vergleich sowohl zu den größten Aufbaubeschleunigungen und Radlastvariationskoeffizienten, als auch zu einer Überschreitung der Federwege des Fahrzeugs, ab einer Geschwindigkeit von ca. 4 km/h. Bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h tritt bei dieser Anregung eine Ablösung der Vorder- und der Hinterräder auf. Wird als Grenze für die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs ein Radlastvariationskoeffizient von 0,35 angesetzt und die Überschreitung der Federwege außer Acht gelassen, würde der TUB-Trac den ISO rough-track bis zu einer maximalen Geschwindigkeit von 9 km/h befahren können. Bei der Anregung durch den ISO smooth-track finden die Ablösung der Vorder- und Hinterräder erst ab einer Fahrgeschwindigkeit von 25 km/h und eine Überschreitung der Federwege bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h statt. Für die Land-, die Bundesstraße sowie die Autobahn ergeben sich für die betrachteten Geschwindigkeitsbereiche keine Radablösungen. Einzig durch die Anregung des Fahrbahnprofils der Landstraße bei einer Geschwindigkeit von 65 km/h wurde eine Federwegsüberschreitungen errechnet. Auch liegen die Radlastvariationskoeffizienten für diese Fahrbahntypen bei

Geschwindigkeiten unterhalb von 65 km/h unterhalb des als kritisch betrachteten Wertes. Der Vergleich von Front und Heck zeigt erwartungsgemäß eine vergleichbare Ausprägung der Konfliktpunkte, wobei die Radlastschwankungen und Aufbaubeschleunigungen am Heck etwas größer ausfallen.

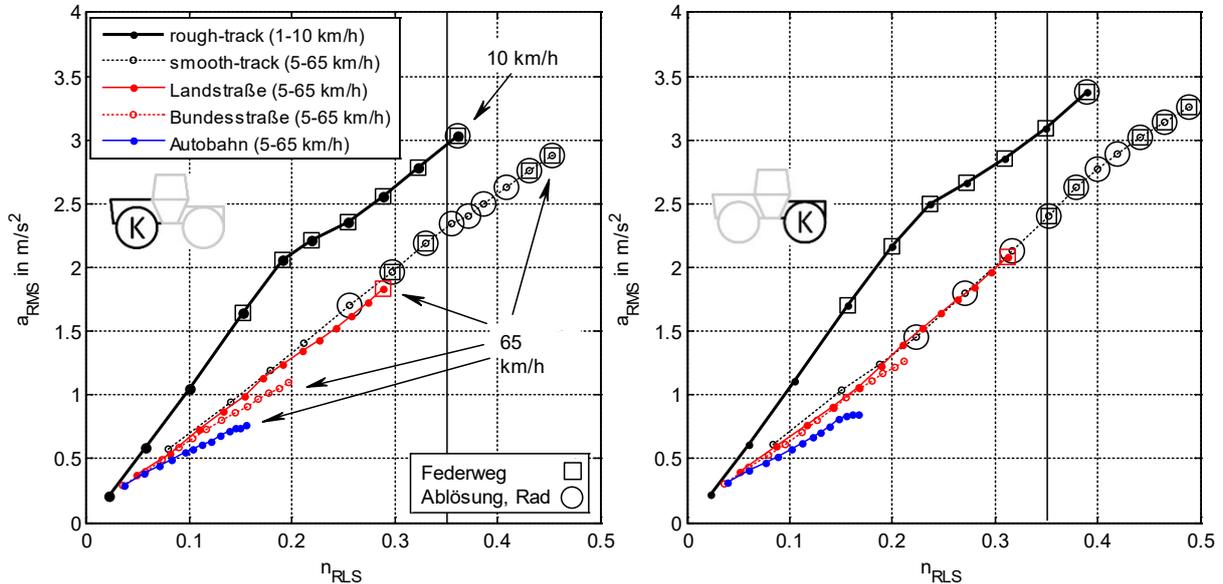


Abb. 101: Konfliktpunkte des passiven TUB-Trac mit mittlerer Dämpfung für verschiedene Fahrbahnen und verschiedenen Geschwindigkeiten

Um einen Vergleich zum dynamischen Verhalten des TUB-Trac anzustellen, wurden beispielhaft die Konfliktpunkte für die Fahrt auf einer Bundesstraße simuliert. Abb. 102 zeigt den Vergleich der Konfliktpunkte des TUB- und des MB-Trac für die Bundesstraße bei Geschwindigkeiten von 5 bis 65 km/h. Trotz der niedrigen Dämpfung und Federsteifigkeit des TUB-Trac im Grundsetup ergeben sich für die Vorderachsen beider Fahrzeuge ähnliche Radlastvariationskoeffizienten. Auch die Aufbaubeschleunigungen des vorderen Aufbaus weisen vergleichbare Werte auf, wobei die des MB-Trac etwas höher liegen.

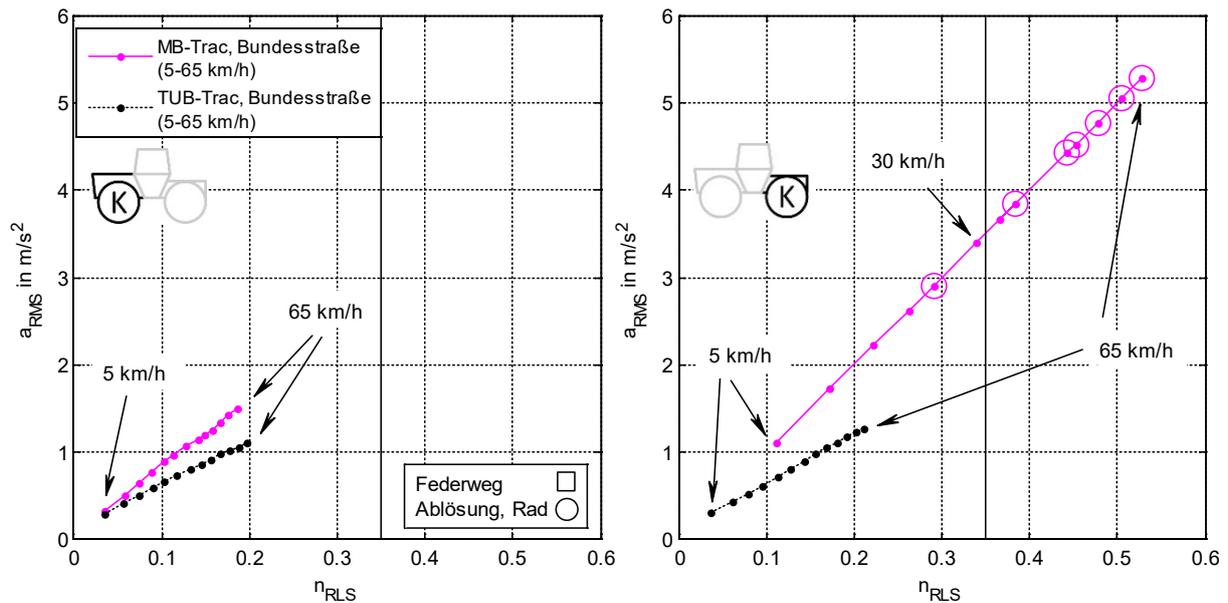


Abb. 102: Berechnete Konfliktpunkte des TUB- und MB-Trac für verschiedene Geschwindigkeiten auf einer Bundesstraße (5 bis 65 km/h bei einer Schrittweite von 5 km/h)

Wesentliche Unterschiede im dynamischen Verhalten beider Fahrzeuge zeigen sich erwartungsgemäß anhand der Schwingungsausprägung des Hecks. Die hintere Aufbaubeschleunigung erreicht beim MB-Trac einen mehr als dreifach höheren Wert als die des TUB-Trac. Die Radlastschwankungen liegen etwa doppelt so hoch, sodass die Radlastvariationskoeffizienten der Hinterräder bei Geschwindigkeiten über 30 km/h den als kritisch betrachteten Wert von 0,35 überschreiten. Im Gegensatz treten beim TUB-Trac auch bei einer Geschwindigkeit von 65 km/h keine als kritisch zu bewertenden Radlastschwankungen auf.

Um auch den Einfluss einer Anbaumasse auf die Fahrzeugdynamik bei höheren Geschwindigkeiten zu betrachten, sollen abschließend die Konfliktpunkte des TUB-Trac mit und ohne ABG sowie die des MB-Trac mit ABG verglichen werden. Auch hier soll exemplarisch die Fahrt auf einer Bundesstraße für einen Geschwindigkeitsbereich von 5 bis 65 km/h betrachtet werden. Abb. 103 zeigt die Konfliktkurven für den TUB-Trac und den MB-Trac mit und ohne Anbaugerät.

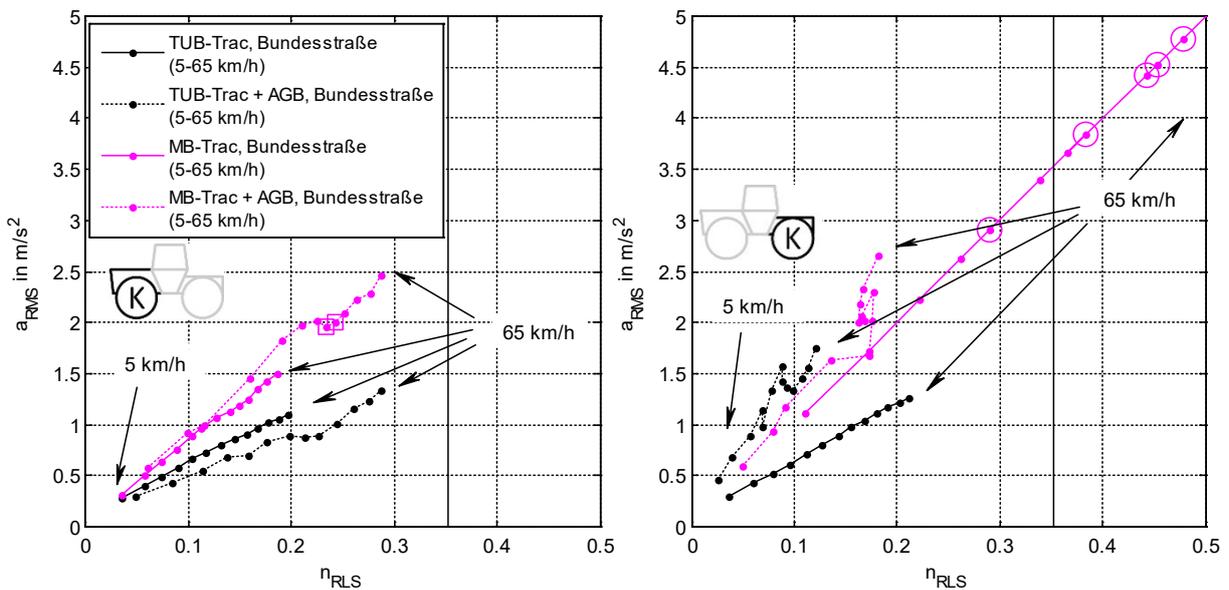


Abb. 103: Berechnete Konfliktpunkte des TUB-Trac und des MB-Trac mit und ohne ABG für verschiedene Geschwindigkeiten auf einer Bundesstraße (Geschwindigkeiten 5 bis 65 km/h bei einer Schrittweite von 5 km/h)

Vergleicht man die berechneten Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder der unbeladenen Fahrzeuge mit denen der Heckbeladenen, kann festgestellt werden, dass die Radlastvariationskoeffizienten durch das Mitführen der Heckanbaumasse und die dadurch bedingte Abnahme der statischen Radaufstandskraft im betrachteten Beispiel deutlich um ca. 50% ansteigen. Vergleichbares gilt auch für die Aufbaubeschleunigung der Fahrzeugfront, welche durch die Heckanbaumasse bei beiden Fahrzeugen eine Erhöhung um ca. 50% erfährt.

Die Radlastvariationskoeffizienten der Hinterräder des TUB-Trac mit Anbaugerät werden durch die zusätzliche Achslast um ca. 50% reduziert. Stärker fällt die Reduzierung der Radlastvariationskoeffizienten beim MB-Trac aus. Durch das Mitführen der Heckanbaumasse wird eine Verringerung der Radlastvariationskoeffizienten von ca. 65% erreicht, sodass der als kritisch betrachtete Radlastvariationskoeffizient im betrachteten Geschwindigkeitsbereich mit dem heckbeladenen MB-Trac nicht überschritten wird. Die Aufbaubeschleunigungen des Hecks werden durch die Heckanbaumasse beim TUB-Trac um 50% erhöht, wohingegen diese beim MB-Trac um 50% verringert wird.

Wie schon die Analyse der Fahrzeugdynamik bei Radanregungen durch das ISO smooth-track Profil, zeigt das Beispiel der Anregung durch eine ebene Fahrbahn ähnlich einer Bundesstraße, dass die starre Hinterachse einen wichtigen, limitierenden Faktor für das Erreichen hoher Fahrgeschwindigkeiten darstellt.

Fazit (5.3.4 Einfluss der Fahrbahngestalt)

1. Anhand der vorgestellten Ergebnisse wird der bereits belegte positive Einfluss der Hinterachsfederung eines Traktors, am Beispiel des TUB-Trac, auf die erreichbare Fahrgeschwindigkeit eines vollgefederten Traktors bestätigt. So lassen sich z. B. nach den angeführten Simulationsergebnissen mit dem TUB-Trac durchaus Geschwindigkeiten von über 60 km/h auf befestigten Straßen erreichen, ohne ein als kritisch zu betrachtendes Radlastschwankungsniveau zu erreichen.
2. Die starre Anbindung der Heckachse beim MB-Trac führt zu einem deutlich unterschiedlichen Rad-Boden-Kontakt von Vorder- und Hinterrädern. Während die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder des MB-Trac vergleichbare Werte aufweisen wie die des TUB-Trac, erreichen die Radlastvariationskoeffizienten der Hinterräder einen etwa doppelt so hohen Wert. So kann mit dem MB-Trac bei Forderung eines maximal zulässigen Radlastvariationskoeffizienten von 0,35, auf einer befestigten Straße nur eine Geschwindigkeit von ca. 30 km/h erreicht werden.
3. Die Aufbaubeschleunigungen des vorderen Aufbaus des MB-Trac erreichen einen ca. 50% höheren Wert und die des hinteren Aufbaus einen mehr als dreifach höheren Wert als die des TUB-Trac.
4. Durch das Mitführen einer Anbaumasse, deren Trägheit in etwa der eines Anbaupfluges entspricht, werden die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder beider Fahrzeuge um ca. 50% erhöht. Trotz der, im Wesentlichen durch die Abnahme der statischen Radaufstandskräfte der Vorderräder, hervorgerufenen Erhöhung, wird der als kritisch betrachtete Wert von 0,35 bei einer Geschwindigkeit von 65 km/h nicht erreicht.
5. Im Gegensatz zu den Vorderrädern wird die statische Radaufstandskraft der Hinterräder durch das Mitführen der Anbaumasse bei beiden Fahrzeugen erhöht, womit die errechnete Abnahme der Radlastvariationskoeffizienten um ca. 50% beim TUB-Trac und ca. 65% beim MB-Trac begründet werden kann. Die Reduzierung der Radlastvariationskoeffizienten führt beim MB-Trac zu einer Unterschreitung des 0,35-Wertes, bei einer theoretischen Geschwindigkeit von 65 km/h, der in dem unbeladenen Fall deutlich überschritten wurde.

5.4. Analyse der Fahrzeugdynamik des TUB-Trac bei Arbeiten mit einem Anbaupflug

Nachdem die grundlegende Vertikaldynamik des TUB-Trac untersucht wurde, soll im Folgenden die Dynamik des TUB-Trac hinsichtlich der Verwendung eines Anbaupfluges betrachtet werden. Die Analyse der Vertikaldynamik des Fahrzeug-Geräte-Aufbaus bei der Bodenbearbeitung soll dabei exemplarisch, anhand des Pflügens nach der im Vorfeld beschriebenen Modellierung eines Anbaupfluges, erfolgen (vgl. Abschnitt 4.3, 4.4 und 4.5). Ziel ist es, die Fahrzeug-Gerätedynamik des TUB-Trac mit Anbaupflug zu analysieren und eine Aussage darüber zu treffen, ob und wie gut sich das Fahrwerkskonzept des TUB-Trac für die Durchführung von Arbeiten mit einem Anbaupflug eignet und welche Unterschiede sich im Vergleich zum Fahrwerkskonzept des ursprünglichen MB-Trac als Referenzfahrzeug ergeben.

Derzeit existiert eine Vielzahl von Anbaugeräten und Anbaugeräte-Kombinationen, die für die Bearbeitungen von Ackerböden zur Verfügung stehen. Hierbei ist der Pflug, trotz der zunehmenden Verbreitung konservierender Bodenbearbeitungsverfahren, noch immer ein zentrales Bodenbearbeitungsgerät der Landwirtschaft. Auf Grund der großen Arbeitstiefe und der damit verbundenen Erdbewegung erfordert das Pflügen einen verhältnismäßig hohen Energieaufwand. Zudem üben die große Massenträgheit, das Auftreten hoher Bodenkontaktkräfte sowie die Art der Anbindung an den Traktor bei Anbaupflügen einen besonders großen Einfluss auf die Gesamtfahrzeugdynamik aus. Aus diesem Grund soll die Dynamik von Traktor-Anbaugerätekombinationen in dieser Arbeit am Fall einer Bodenbearbeitung mit einem Anbaupflug untersucht werden.

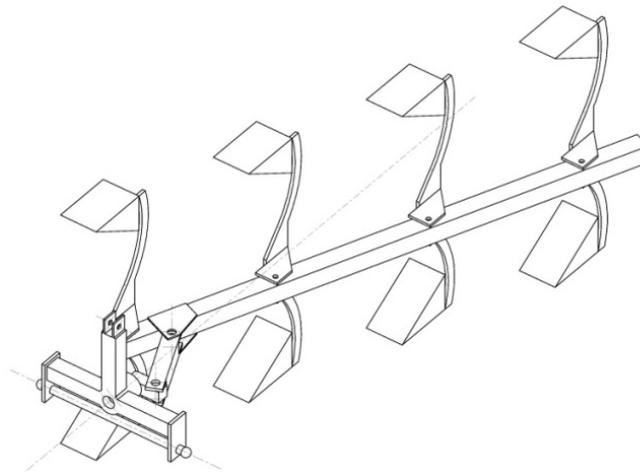


Abb. 104: grobes CAD-Modell eines vierscharigen Anbaupfluges als Basis für die Parametrierung des ebenen Pflugmodells (nach Anhang 0)

Gestützt werden kann diese Eingrenzung mit der Annahme, dass die Wechselwirkungen zwischen Anbaugerät und Fahrzeug bei anderen Bodenbearbeitungsgeräten, wie z. B. einem Grubber, ähnlich große bzw. geringere Rückwirkungen auf das Fahrzeug ausüben. Auch wird an dieser Stelle vermutet, dass sich die im Folgenden dargestellten Zusammenhänge in einem gewissen Rahmen auch auf andere Anbau-Bodenbearbeitungsgeräte übertragen lassen. Somit könnte im Umkehrschluss davon ausgegangen werden, dass ein zufriedenstellendes Systemverhalten des TUB-Trac mit Anbaupflug auch für ein zufriedenstellendes Verhalten bei Verwendung anderer Bodenbearbeitungsgeräte spricht.

Die in den nachfolgenden Teilabschnitten vorgestellten Ergebnisse der Simulationsrechnungen wurden für einen vierscharigen Anbaupflug ohne Stützrad ermittelt. Die Grundlage für die Parametrisierung des in Abschnitt 4.3 beschriebenen Pflugmodells stellt das 3D-CAD-Modell nach Abb. 104 mit den in Tab. 10 angeführten Parametern dar. Dieses CAD-Modell wurde grob nach den Maßen und Massewerten aktuell am Markt verfügbarer Anbaupflüge erstellt. Abb. 105 zeigt ergänzend die theoretische Lage des Anbaupfluges und dessen Anbindung an den TUB-Trac, sowie die zugrundeliegende Lage des Traktors in der Furche, auf deren Grundlage die Geometriedaten für das in der Simulation verwendete, ebene Heckkraftheber- und Anbaupflugmodell ermittelt wurden.

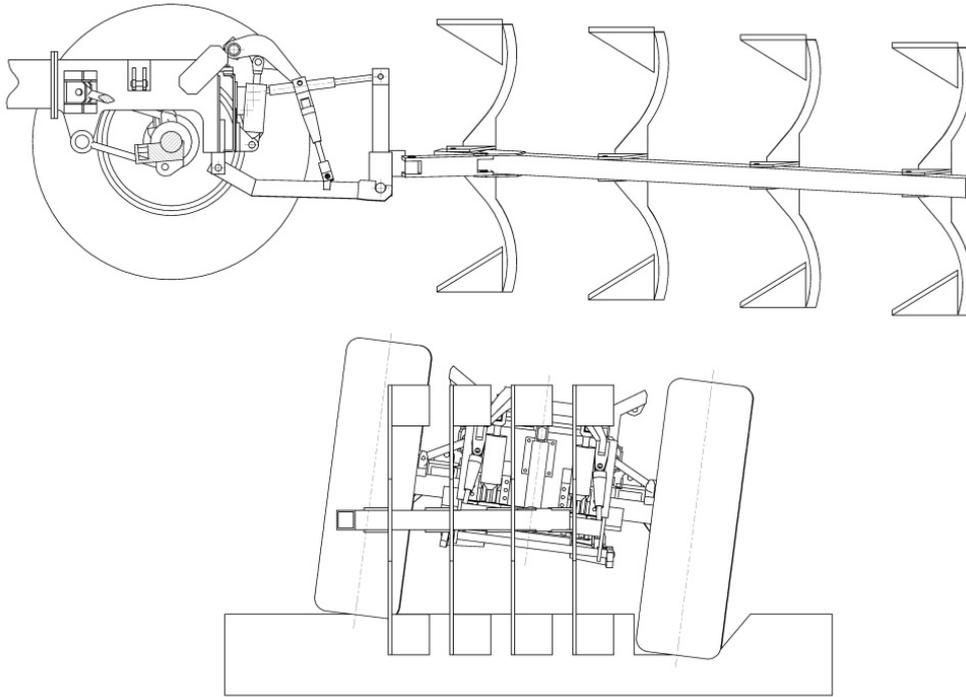


Abb. 105: CAD-Modell des in der Simulation abgebildeten 4-scharigen Anbaupfluges und dessen Anbindung an den Heckkraftheber des TUB-Trac

Die Arbeitsbreite des Pfluges wurde mit einem Wert von 1500 mm angenommen, was dem unteren Wert vergleichbarer 4-Schar-Anbaupflüge am Markt entspricht. Damit ergibt sich eine Arbeitsbreite pro Schar von 375 mm. Die von den Pflugerstellern angegebenen einstellbaren Arbeitsbreiten bewegen sich in einem Bereich von 300 bis 500 mm.

Tab. 10: Modellparameter des verwendeten vierscharigen Anbaupfluges in der Simulation

Parameter	Formelzeichen	Wert	Faktor, halbes Fzg.	Einheit	Hinweis
Masse, Pflug	m_A	1115	0,5	kg	Grobe Modellierung nach Angaben aus der Literatur
Massenträgheit, Pflug (Schwerpunkt)	J_A	1830	0,5	kg m ²	Grobe Modellierung nach Angaben aus der Literatur
Körperabstand	L_K	1000	1	mm	oberer Wert gängiger Pflüge
Arbeitsbreite	B	375	1	mm	Festlegung, unterer Bereich
Nenn-Arbeitstiefe	T_N	260	1	mm	Festlegung, mittlerer Bereich

5.4.1. Die Dynamik des TUB-Trac beim Einzug eines Anbaupfluges

Zu Beginn soll der Einzug des Anbaupfluges in den Boden durch den TUB-Trac betrachtet werden, wenn die HKH-Hydraulik den Pflug quasistatisch mit einer HKH-Zylindergeschwindigkeit von nur 5 mm/s in den Boden einzieht, bis eine vorgegebene Zylinderposition bzw. Arbeitstiefe erreicht ist. Der Ablauf des Einzugs wird dabei zeitlich in die folgenden vier Abschnitte eingeteilt:

1. Beschleunigung und Bewegung des ABG in Richtung Boden
2. Einzug des Pfluges in den Boden
3. Bewegen der Schare im Boden
4. Halten des ABG in der Arbeitstiefe

Im ersten Bewegungsabschnitt wird der Pflug durch die Hydraulik beschleunigt und anschließend mit konstantem Volumenstrom in Richtung des Bodens bewegt. Während der kurzen Beschleunigungsphase wird das Fahrzeug durch das wirksame Trägheitsmoment bzw. die Trägheitskraft des Anbaus leicht ausgelenkt. Der hintere Teil des Fahrwerks federt dabei aus und der vordere ein.

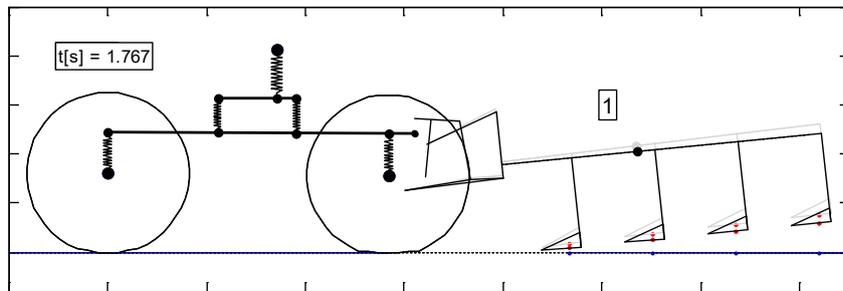


Abb. 106: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 1

Im zweiten Bereich, der mit dem Auftreffen der Schare auf dem Boden beginnt, wirken horizontale und vertikale Kräfte auf die Pflugschare. Nach dem in Abschnitt 4.5 beschriebenen tiefenabhängigen Bodenkraftverlauf wirkt die vertikale Bodenkraft zu Beginn entgegen der Eindringbewegung auf den Pflugkörper und steigt mit zunehmender Tiefe an. Auch die horizontale Kraft, die entgegengesetzt zur Fahrtrichtung wirkt, nimmt dabei entsprechend zu. Beide Kräfte bewirken ein am Heck des Fahrzeugs angreifendes Drehmoment, das dazu führt, dass das Heck des Fahrzeugs angehoben und die Front abgesenkt wird. Mit zunehmender Eindringtiefe der Schare nimmt die Vertikalkomponente der Bodenkraft ab, erreicht den Wert Null und ändert ihre Richtung, sodass diese nun in Einzugsrichtung wirkt.

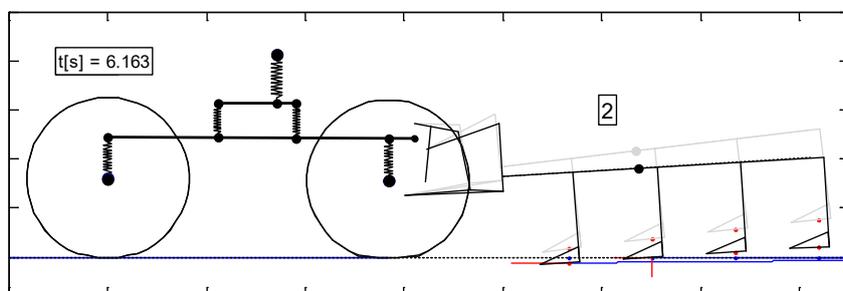


Abb. 107: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 2

Mit dem Beginn des 3. Abschnitts befinden sich alle Pflugkörper im Boden und werden weiter in Richtung der vorgegebenen Arbeitstiefe bewegt, wobei die horizontale Bodenkraft zunimmt.

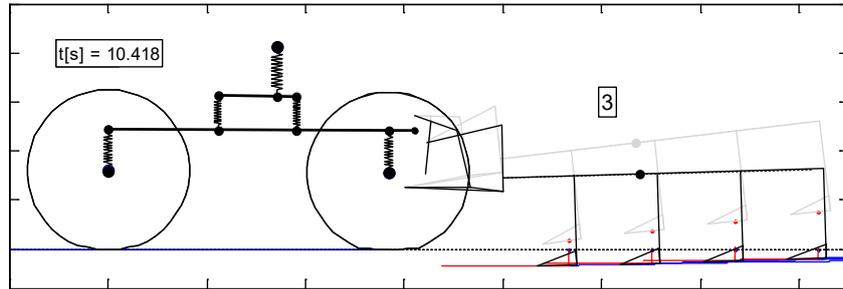


Abb. 108: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 3

Der vierte Abschnitt beginnt mit dem Schließen des Hydraulikventils. Nachdem das Verfahren des ABG beendet ist, stellt sich eine Arbeitsauslenkung, abhängig vom vorliegenden (quasi-)statischen Kräftegleichgewicht, am Fahrzeug ein, womit sich die Nennarbeitstiefe ergibt (siehe Abb. 109). In diesem Bereich erfährt das Fahrzeug die größte Auslenkung.

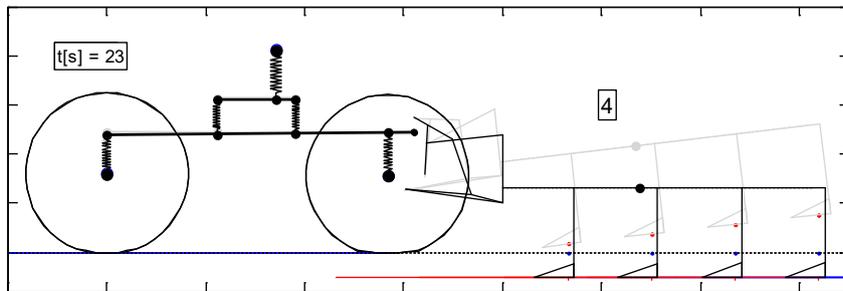


Abb. 109: Berechnete Lage des TUB-Trac zu einem Zeitpunkt in Abschnitt 4

Abb. 110 zeigt die relativ zur Bodenoberfläche berechneten Bewegungen der vier Pflugscharen für den hier betrachteten quasistatischen Einzugsvorgang des Anbaupfluges durch das TUB-Trac-Modell.

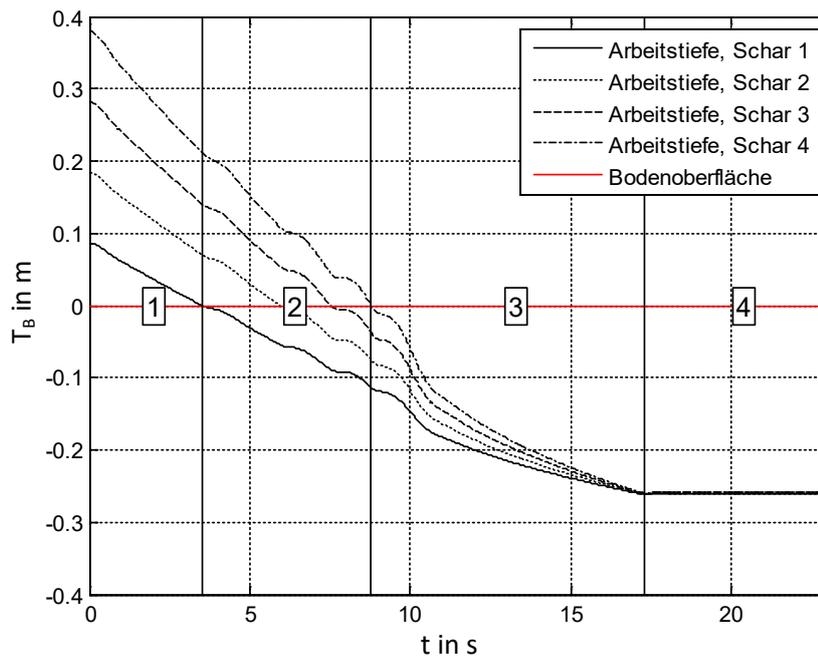


Abb. 110: Bewegung der Pflugkörper bei quasistatischem Einzugsvorgang des Pfluges in den Boden relativ zur Bodenoberfläche

Auf Grund der bestehenden Winkellage der Pfluglängsachse zum Untergrund befinden sich die Pflugkörper zu Beginn der HKH-Bewegung in unterschiedlichen Höhen. Mit zunehmender Zylinderbewegung nimmt dieser Winkel ab, sodass sich die vertikale Lage der Scharen angleichen. Nach Erreichen der Sollstellung der Hydraulikzylinder liegen diese auf gleicher Höhe unterhalb der Bodenoberfläche - vorausgesetzt, dass entsprechend Pflugeinstellungen vorgenommen wurden. Der Verfahrweg und die Einfahrgeschwindigkeit der HKH-Hydraulikzylinder sind zum Vergleich in Abb. 111 dargestellt. Dabei ist im unteren Diagramm der Sollwert-Verlauf, sowie die durch die Verzögerung des HKH-Ventils vorliegende Zylindergeschwindigkeit dargestellt. Der verwendete Wert der Ventilverzögerung beträgt hier beispielhaft 0,1 s.

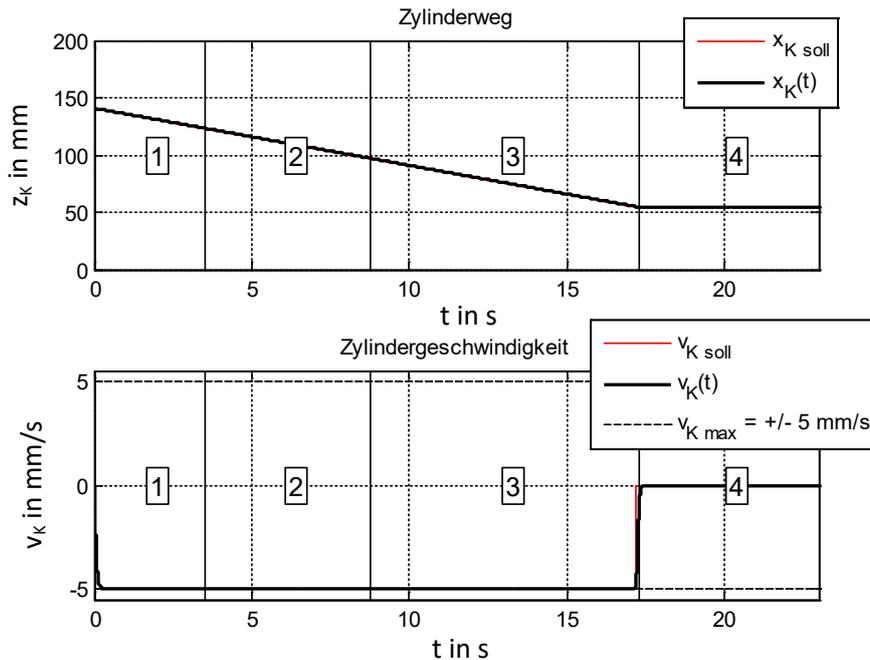


Abb. 111: Zylinderposition und Zylindergeschwindigkeit beim Einzug

Den zeitlichen Verlauf der auf die Schare wirkenden Bodenkräfte während des Einzugs in lehmigen Sand zeigt Abb. 112. Mit dem Auftreffen des ersten Schares auf die Bodenoberfläche steigt die resultierende horizontale Bodenkraft (x -Richtung) sprunghaft an und nimmt dann stetig zu, bis der nächste Pflugkörper den Boden berührt. Dieser Ablauf wiederholt sich, bis alle vier Schare Bodenkontakt haben. Nach dem Einzug in den Boden steigt die resultierende horizontale Kraft mit zunehmender Pflugtiefe weiter an, bis die Hydraulik abgeschaltet wird.

Die nach dem Modell für lehmigen Sand (vgl. Absatz 4.5) wirksamen vertikalen Kräfte der Schare (vgl. Abb. 112, unten) steigen bei Kontakt mit dem Boden ebenfalls sprunghaft an und sind zu Beginn des Einzuges entgegen der vertikalen Einzugsbewegung gerichtet (hier negativ). Mit zunehmender Eindringtiefe nehmen die Beträge der vertikalen Kräfte an den Pflugkörpern ab, bis sie den Wert Null erreichen. Danach steigen diese an und wirken in Richtung der vertikalen Einzugsbewegung. Dadurch weist der resultierende Vertikalkraftverlauf die dargestellte Zackenform im 2. Bereich auf.

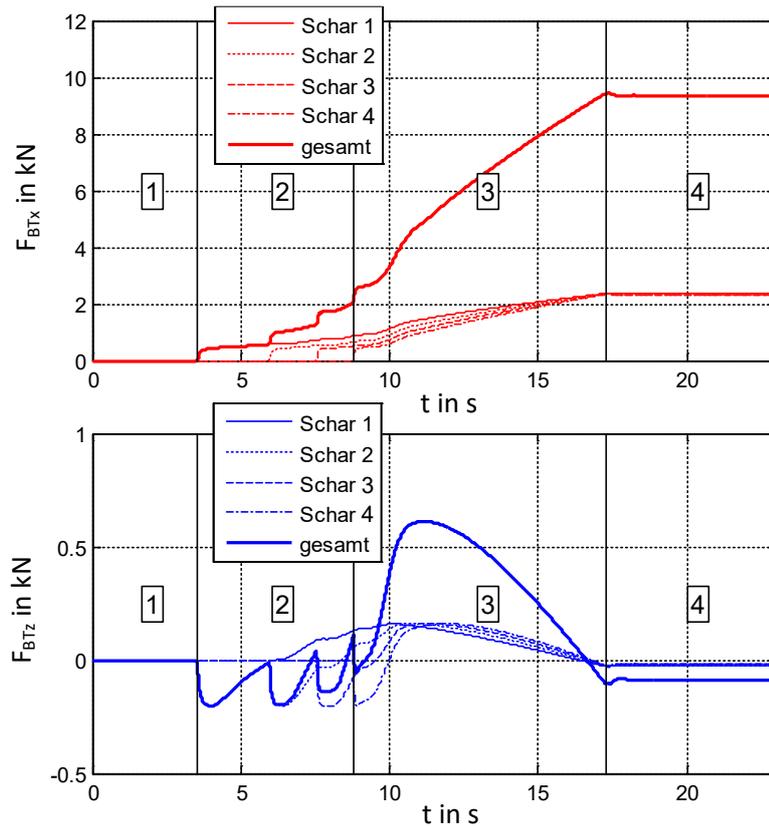


Abb. 112: Wirksame Bodenkräfte an den Pflugscharen beim langsamen Einzug des Anbaupfluges in leimigen Sand

Das Verhalten des Fahrzeugs während des Einzugs des Pfluges lässt sich anhand der Auslenkungen des Aufbaus und der Achsen erläutern. Betrachtet man die in Abb. 113 dargestellten Auslenkungen des vorderen und hinteren Fahrzeugaufbaus relativ zur Anfangsauslenkung, erkennt man zu Beginn des 1. Abschnitts eine leichte Erhöhung der Aufbauauslenkung des Traktors, die durch die wirksamen Beschleunigungskräfte beim Einschalten der HKH-Hydraulik hervorgerufen wird und relativ schnell abklingt.

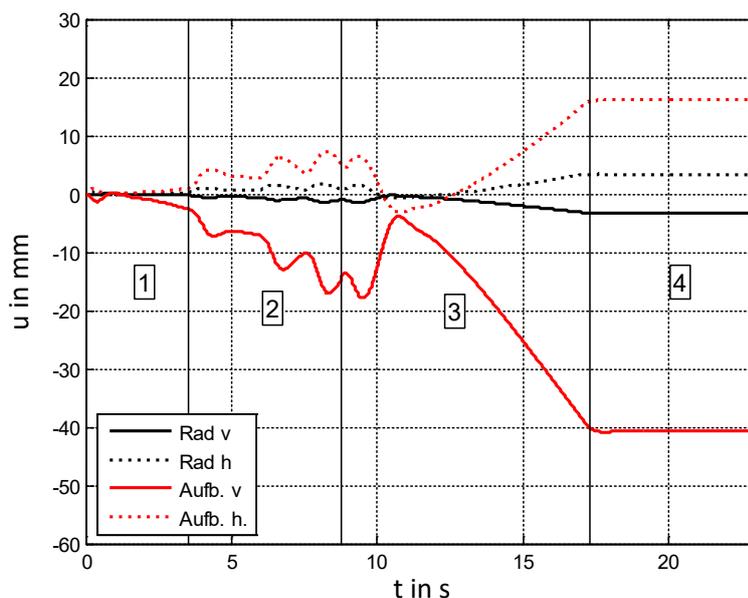


Abb. 113: Auslenkung des Fahrzeugs durch den Einzug des Pfluges in leimiger Sand

Nachdem die HKH-Zylinder eine konstante Einfahrtgeschwindigkeit erreicht haben und sich der Pflug weiter in Richtung des Bodens bewegt (Bereich 1), erkennt man eine stetige Abnahme der

Auslenkung des vorderen Aufbaus, was einer Bewegung nach oben entspricht, während der hintere Teil des Aufbaus eine Bewegung nach unten ausführt. Diese Auslenkungen werden durch die sich, beim Verfahren des Anbaugerätes, verändernde Schwerpunktlage des Anbaupfluges hervorgerufen. Im vorliegenden Fall nimmt der Abstand des Pflugschwerpunktes zum Traktor beim Absenken zu, sodass das hintere Fahrwerk weiter ein- und das vordere Fahrwerk weiter ausfedert.

Durch den Kontakt der Pflugkörper mit dem Boden und dem Wirksamwerden der Bodenkräfte im 2. Bereich nehmen die Einfederung des vorderen und die Ausfederung des hinteren Fahrzeugbereichs deutlich zu. Der Verlauf der Auslenkungen im 2. Bereich weist auf Grund der sprunghaft eingeleiteten Bodenkräfte entsprechend stufenförmige Muster auf. Im 3. Bereich nehmen die Auslenkungen des Fahrzeugs kurzzeitig ab, da die resultierende vertikale Bodenkraft ihre Richtung ändert und - wie bereits erwähnt - nun mit der Einzugsrichtung wirkt. Durch die gleichzeitige Zunahme der horizontalen Bodenkraft im weiteren Verlauf des Einzugvorganges steigt die Auslenkung des Aufbaus bis zum Ende des 3. Bereiches wieder an und erreicht mit dem Stoppen der Hydraulikzylinderbewegung ihren Höchstwert.

Mit dem Schließen der Hydraulikzufuhr steigt die Auslenkung auf Grund der Massenträgheiten und der Dämpfungswirkungen im 4. Bereich noch etwas an und erreicht nach einem Ausgleichsvorgang ihren Nennwert. Da die Vorspanndrücke der Blasenspeicher des hinteren Fahrwerks für den Niveaueingleich auf Grund der höheren Achslast größer sind als die des vorderen Fahrwerks, fällt der Betrag der Auslenkung des hinteren Aufbaus geringer aus als der des vorderen. Die Beträge der Einfederung der vorderen und hinteren Reifen sind auf Grund ihrer gleichen Steifigkeiten ähnlich groß.

Die über den Pflug auf das Fahrzeug übertragenden Lasten bewirken die oben beschriebene Auslenkung des Fahrzeugs und führen zu einer veränderten Lastverteilung am Fahrwerk und damit zu einer Veränderung der Radaufstandskräfte. Abb. 114 zeigt die sich für das hier betrachtete Modell ergebenden Verläufe der Radaufstandskräfte beim Einzug des Pfluges. Durch das Einfedern des vorderen Teils des Fahrzeugs nehmen die Radaufstandskräfte der Vorderräder zu und die der Hinterräder durch das Ausfedern ab. Mit der vorliegenden Gewichtsverteilung nähern sich diese mit zunehmender Pflugtiefe einander an. Eine gleichmäßige Verteilung der Radaufstandskräfte wird durch die eher geringe Laständerung allerdings nicht erreicht. Hierfür wäre eine Ballastierung des vorderen Teils des Aufbaus erforderlich.

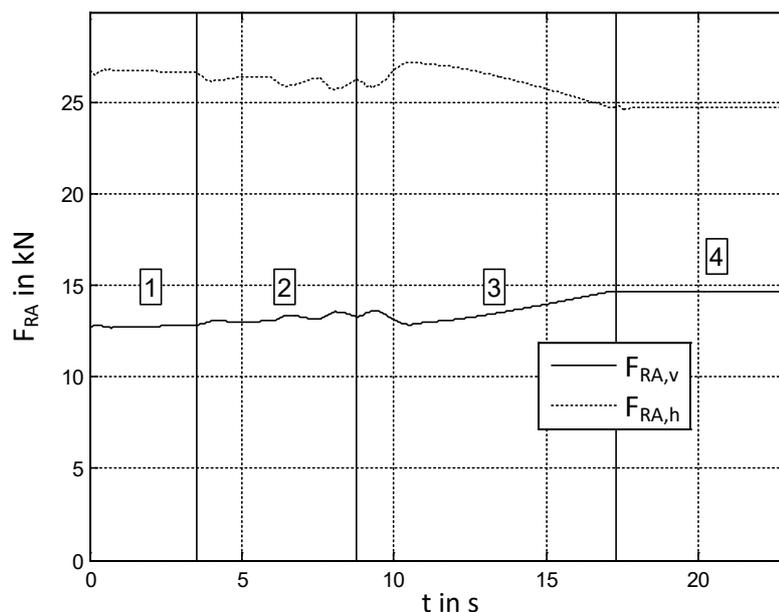


Abb. 114: Radaufstandskräfte (pro Rad) der Vorder- und Hinterräder beim Einzug des Pfluges

Um die angeführten Berechnungsergebnisse für den TUB-Trac in Relation zeigen zu können, wird im Folgenden ein Vergleich mit dem ursprünglichen MB-Trac, der die Basis des TUB-Trac darstellt,

durchgeführt. Für diesen Vergleich wurde vereinfacht angenommen, dass beide Fahrzeuge die gleichen Masseneigenschaften aufweisen, was unter Betrachtung der Modifikationen am Versuchsfahrzeug als zulässig erscheint. Das Modell des im Folgenden betrachteten MB-Trac unterscheidet sich daher nur durch den Aufbau der Fahrwerksfederung. So wird die Hinterachse starr mit dem Aufbau verbunden und die Federung der Vorderachsankbindung durch ein Federelement mit konstanter Federsteifigkeit modelliert. Die Steifigkeit der ursprünglich verbauten Schraubenfeder wurde dem Werkstatthandbuch des Fahrzeugs [26] entnommen. Sie beträgt 12,2 kp/mm, was etwa einem Wert von 119,64 N/mm entspricht.

Ein erster Vergleich des quasistatischen Einzugvorganges beider Modelle kann anhand der zeitlichen Verläufe der Pflugschartiefen in lehmigem Sand nach Abb. 115 vorgenommen werden. Zu beachten ist, dass in beiden Modellen der gleiche Heckkraftheber-Zylinderweg vorgegeben wurde.

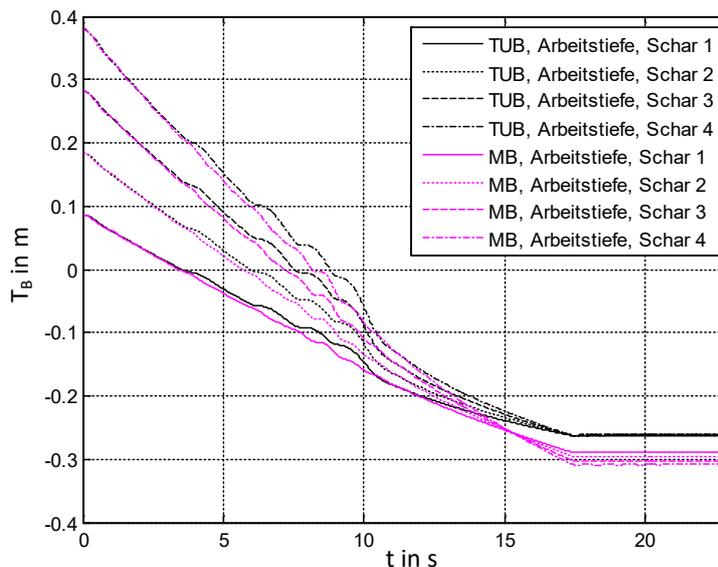


Abb. 115: Vergleich der Verläufe der Pflugschartiefen beim Einzug des TUB-Trac mit denen des ursprünglichen MB-Trac 1600 turbo bei gleichen HKH-Zylinderwegen

Die Abbildung zeigt eine qualitative Übereinstimmung der Kurven, wobei sich die Verläufe von MB- und TUB-Trac im Wesentlichen durch die erreichte Tiefe der Pflugschare unterscheiden. Dabei erreicht der MB-Trac erwartungsgemäß eine größere Tiefe als der TUB-Trac. Da der Aufbau des TUB-Trac samt Anbaugerät auf Grund der größeren Nachgiebigkeit des vollgederten Aufbaus eine größere Verschiebung erfährt als der des MB-Trac, kann bei gleichem Zylinderweg nicht die gleiche Eindringtiefe erreicht werden, was ein mögliches Defizit des vollgederten Fahrzeuges offenbart. Im vorliegenden Simulationsbeispiel erreicht der Pflug des MB-Trac eine um ca. 17% größere Arbeitstiefe als der des TUB-Trac. Um den Pflug mit dem TUB-Trac auf die gleiche Arbeitstiefe zu verfahren, wäre ein entsprechend größerer Verfahrweg der Zylinder erforderlich. Dies ist grundsätzlich nicht problematisch, solange bei einfach wirkender EHR die Hydraulikzylinder des HKH keine Zugkräfte aufbringen müssen, d.h., dass die Gewichtskraft des Anbaugeräts ausreicht, um den Pflug in den Boden zu drücken.

Die erreichbare Tiefe des Pfluges hängt neben der Masse des Anbaupfluges von den wirksamen Bodenkräften ab. Diese wiederum sind Funktionen der Schartiefe, der Flugbreite und der Bodenstruktur. Betrachtet man in diesem Zusammenhang den Einzug in einen schwereren sandigen Lehmboden, dann nimmt die erreichbare Tiefe der Pflugschare bei gleichen Zylinderwegen deutlich ab.

Da auf Grundlage der Simulationsrechnungen eine recht starke Auslenkung des TUB-Trac bei der betrachteten Bodenbearbeitung ermittelt wurden, soll im Folgenden eine Gegenüberstellung der

Auslenkungen des MB-Trac mit denen des TUB-Trac vorgenommen werden. Für diesen Vergleich eignet sich die Vorgabe eines festen Zylinderverfahrwegs nicht, da sich, wie beschrieben, für beide Fahrzeuge unterschiedliche Arbeitstiefen ergeben, die zu unterschiedlichen Bodenkräften führen. Daher wird in den folgenden Vergleichen die Pflugtiefe als Einstellwert für beide Traktoren gleich gehalten.

Die zeitlichen Verläufe der Auslenkung der Aufbauten beider Modelle bei gleicher Arbeitstiefe zeigt Abb. 116. Zu erkennen sind die, wie bereits vermuteten, unterschiedlich starken Auslenkungen der Aufbauten beider Fahrzeugmodelle beim Einzug des Pfluges. Insgesamt erfährt der Aufbau des MB-Trac auf Grund der starren Hinterachse und der steiferen Vorderachsfederung insgesamt eine deutlich geringere Auslenkung als der Aufbau TUB-Trac. Im konkreten Fall erfährt der vordere Aufbau des TUB-Trac in etwa eine doppelt so starke und der hintere Aufbau eine etwa vierfach stärkere Auslenkung wie der des MB-Trac.

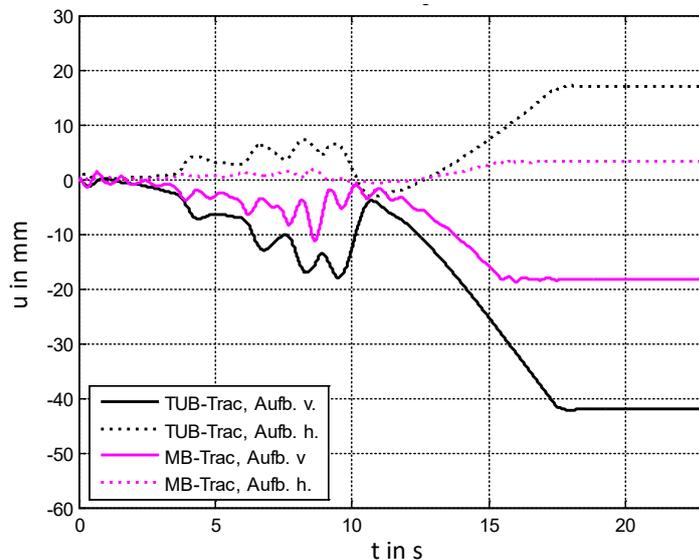


Abb. 116: Vergleich der Verschiebung des vorderen und hinteren Aufbaus von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm

Betrachtet man in diesem Zusammenhang die dabei auftretenden Federwege beider Traktoren nach Abb. 117, kann festgehalten werden, dass die Einfederung der Vorderachse des TUB-Trac mit einem Wert von ca. 38 mm relativ hoch liegt, wenn man berücksichtigt, dass ein maximaler, beidseitiger Federweg von nur ± 60 mm zur Verfügung steht.

Beim Einzug des Pfluges in einen schwereren Boden (vgl. Abb. 118) wie einen sandigen Lehm nach der Modellierung in Abschnitt 4.5, überschreiten sowohl die Fahrwerksauslenkungen der Vorder- als auch die der Hinterachse des TUB-Trac die zur Verfügung stehenden Federwege. Diese, im Gegensatz zum MB-Trac, deutlich erhöhten Federwege des TUB-Trac weisen damit auf ein schon im Vorfeld vermutetes, grundsätzliches Problem der HKH-Anbindung am gefederten Rahmen des Versuchsfahrzeugs hin.

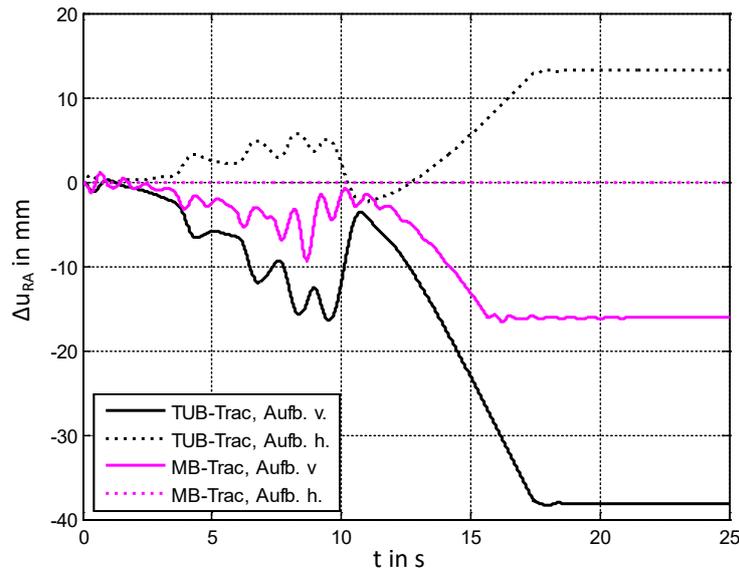


Abb. 117: Vergleich der Fahrwerkeinfederung des vorderen und hinteren Teils von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm

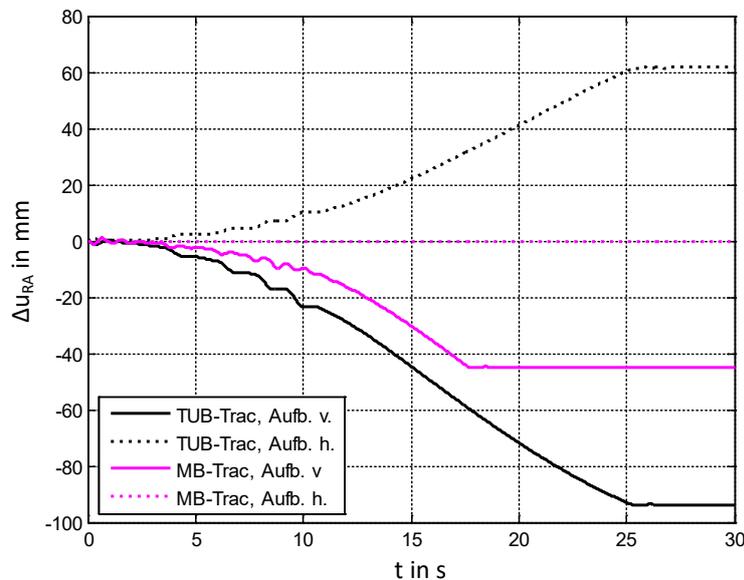


Abb. 118: Vergleich der Einfederung des vorderen und hinteren Fahrwerks von TUB- und MB-Trac beim Einzug des Anbaupfluges in sandigen Lehmboden mit einer Arbeitstiefe von ca. 260 mm

Auf Grund der angeführten stark unterschiedlichen Fahrzeugauslenkungen und Federwege von TUB- und MB-Trac bei der Bodenbearbeitung mit einem Anbaupflug könnte vermutet werden, dass sich auch die Radlasten beider Fahrzeuge in einem vergleichbaren Maße unterscheiden. Tatsächlich werden die statischen Radlasten nicht nennenswert beeinflusst. Abb. 119 zeigt die für den quasistatischen Einzugvorgang berechneten Radlasten für den TUB- und den MB-Trac. Beide Modelle erreichen etwa die gleichen Radlasten nach dem Einzug des Pfluges - was plausibel ist, da bei gleicher (mittlerer) Pflugtiefe etwa die gleichen Bodenkräfte und somit auch die annähernd gleichen äußeren Lasten am Fahrzeugen wirken. Somit ergeben sich für beide Fahrzeugmodelle annähernd gleiche Kräftegleichgewichte, vernachlässigt man den Einfluss der verformten Geometrie im Sinne des linearisierten Modells.

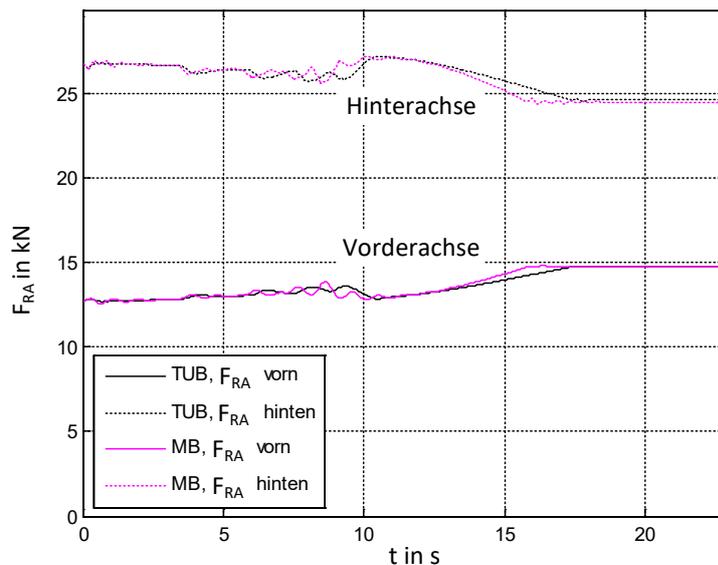


Abb. 119: Radaufstandskräfte beim Einzug eines Pfluges bei vorgegebenem Zylinderweg

Fazit (5.4.1 Die Dynamik des TUB-Trac beim Einzug eines Anbaupfluges)

1. Die weiche Federung des TUB-Trac im Grundsetup hat zur Folge, dass beim Wirksamwerden von Bodenkräften durch den Pflug deutlich höhere Auslenkungen am Fahrzeug auftreten als beim ursprünglichen MB-Trac. Abhängig von der Schwere des Bodens kann auf Grundlage des simulierten Einzugsvorgangs davon ausgegangen werden, dass der Federweg des TUB-Trac überschritten wird. Im Vergleich dazu zeigen die Berechnungsergebnisse, dass die Fahrwerks-Federwege des MB-Trac-Modells innerhalb der zulässigen Grenzen liegen, was für die Plausibilität der berechneten Ergebnisse spricht.
2. Die Verläufe der Radlasten von TUB- und MB-Trac bei einem quasistatischen Einzug des Pfluges, die anhand der Vergleichsrechnungen ermittelt wurden, weisen eine annähernd gleiche Form auf. Dies wird dadurch bedingt, dass bei gleicher Pflugtiefe vergleichbare äußere Kräfte durch den Pflug in die Fahrzeuge eingeleitet werden. Daher kann angenommen werden, dass sich ein vergleichbarer Rad-Boden-Kontakt beider Fahrzeuge bei einem quasistatischen Pflugvorgang ergibt. Auf dieser Grundlage kann vermutet werden, dass das Fahrwerk des TUB-Trac beim „quasistatischen“ Pflügen keine Vorteile bezüglich der Radaufstandskräfte mit sich bringt.
3. Die berechnete Entlastung der Hinterachse und die gleichzeitige Belastung der Vorderachse durch die wirksamen Bodenkräfte bewirken bei beiden Fahrzeugen eine geringe Angleichung der vorderen an die hinteren statischen Radaufstandskräfte, wenn der Pflug so betrieben wird, dass der Oberlenker keine bzw. nur Kräfte in Zugrichtung erfährt, wie es im normalen Betrieb der Fall ist. Eine gleichmäßige Verteilung der quasistatischen Radaufstandskräfte beim Pflügen zwischen Vorder- und Hinterrädern kann im betrachteten Fall allerdings nur durch eine zusätzliche Ballastierung der Fahrzeugfront erreicht werden.

5.4.2. Die Dynamik des TUB-Trac bei schwankenden Bodenverhältnissen

Im vorherigen Abschnitt wurde anhand des Vergleiches von TUB- und MB-Trac gezeigt, dass die statischen Kräfteverhältnisse am Fahrzeug bei dem Betrieb eines Pfluges in einer festen Arbeitstiefe weitestgehend unabhängig von den jeweiligen Fahrwerkstypen sind. Im folgenden Abschnitt soll nun anhand des Simulationsmodells untersucht werden, wie sich der TUB-Trac beim Pflügen mit schwankenden Bodenkräften verhält. Auch hierfür wird als Vergleich das Modell des MB-Trac herangezogen. Als schwankende Bodenverhältnisse sollen dabei die Änderung der auf den Pflug wirkenden Bodenkräfte aufgrund sich verändernde Bodeneigenschaften verstanden werden. In diesem Zusammenhang könnten u. a. die folgenden Einflüsse als Grund für sich ändernde Bodenkraftverhältnisse angeführt werden:

- Änderung der Bodenzusammensetzung (pflanzliche Bestandteile/ mineralische Bestandteile)
- Änderung der Bodenfeuchte (z. B. in Senken/ Hügeln/ bei Steigungen)
- Inhomogenität im Boden (z. B. Steine)
- Unterschiedliche Bodenverdichtung (z. B. in Fahrgassen)

Wie bereits erwähnt, ist die Beurteilung der dynamischen Zusammenhänge beim Pflügen mit der hier verwendeten Modellierung von Fahrzeug, Pflug und Boden im Besonderen auf Grund des einfachen Bodenmodells im Sinne der Abbildungsgüte durchaus kritisch zu betrachten. Daher können die folgenden Ergebnisse lediglich als Tendenzen verstanden werden. Ziel dieses Abschnitts ist es somit nicht, die dynamischen Zusammenhänge der TUB-Trac-Pflug-Kombination während des Pflügens abzubilden, sondern die Dynamik des TUB-Trac zu analysieren, wenn über eine pflugähnliche Geometrie Lasten in den TUB-Trac eingeleitet werden, die in ihrer Form auch beim Pflügen auftreten könnten. Es ist außerdem zu beachten, dass der Anbaupflug in der Simulation eine feste Verbindung mit dem Oberlenker aufweist, sodass sich der Oberlenkerbolzen nicht in einem Langloch frei bewegen kann, wie es in der Realität meistens der Fall ist. Daher ist anzunehmen, dass die berechneten Auslenkungen und Lasten stärker ausfallen können, als es in der Realität der Fall ist. Auch sollte berücksichtigt werden, dass der Pflugkörper im Realfall u. U. an einem Hindernis entlanggeführt wird und dieses nicht „beiseite-schiebt“. Im ersten Fall bestünde eine solche Anregung eher in Form einer vorgegebenen Auslenkung als einer kraftförmigen Anregung.

Unter Berücksichtigung der angeführten Einschränkungen soll im ersten Schritt eine impulsartige Anregung der Pflugschare betrachtet werden, wie sie beispielsweise durch den Kontakt eines Pflugkörpers mit einem größeren Stein im Boden auftreten könnte. Hierbei werden vereinfacht nur horizontal auf den Pflug wirkende Kräfte betrachtet. Zur Formulierung einer impulsartigen Kraftanregung wird der Verlauf einer Cosinus-Welle als Gewichtsfunktion mit einer Dauer von 1 s, wie in Abb. 120 dargestellt, herangezogen.

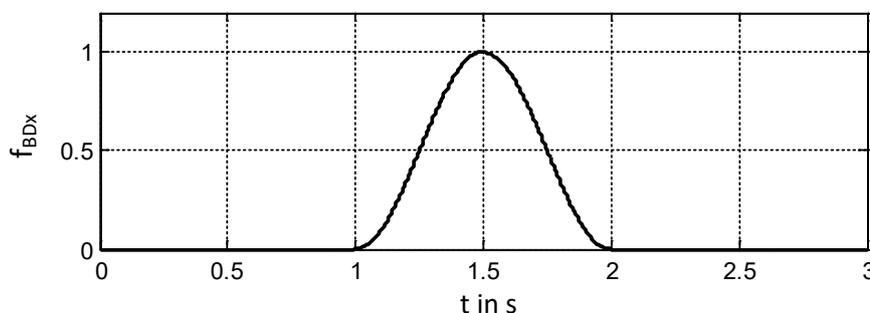


Abb. 120: Gewichtsfunktion einer impulsartigen, horizontal auf die Flugkörper wirkenden Kraft zur Abbildung einer abrupten Bodenkraftschwankung, wie sie durch ein Einzelhindernis im Boden hervorgerufen werden könnte

Der für die Simulation verwendete tiefen- und zeitabhängige Bodenkraftverlauf $F_{Bx.Hinderniss}(t, T)$ in horizontaler Richtung wird mithilfe der tiefenabhängigen Bodenkraft $F_{Bx}(T)$ nach Abschnitt 4.5 und der oben dargestellten Gewichtsfunktion $f_{Bx}(t)$ wie folgt berechnet:

$$F_{Bx.Hinderniss}(t, T) = F_{Bx}(T) \cdot (f_{Bx}(t) + 1) \tag{139}$$

Demnach wird zu der tiefenabhängigen Bodenkraft $F_{Bx}(T)$ ein zusätzlicher Anteil addiert, welcher der mit der Gewichtsfunktion $f_{Bx}(t)$ multiplizierten Bodenkraftfunktion $F_{Bx}(T)$ entspricht. Für einen Scheitelwert der Gewichtsfunktion $f_{Bx}(t)$ von 1 ergibt sich damit für den neuen Bodenkraftverlauf $F_{Bx.Hinderniss}(t, T)$ in diesem Bereich eine Verdopplung der tiefenabhängigen Kraft. Abb. 121 zeigt den Verlauf der Bodenkraft in horizontaler Richtung zur Modellierung eines Einzelhindernisses im Boden.

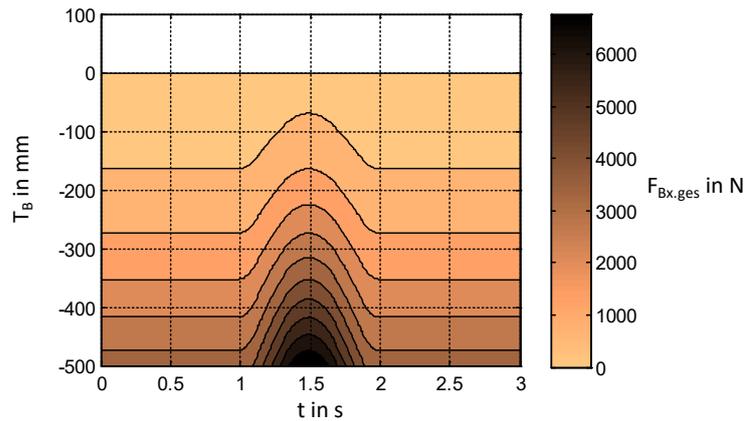


Abb. 121: Tiefen- und zeitabhängiger, horizontaler Bodenkraftverlauf eines Pflugschares zur Modellierung eines Einzelhindernisses in Form einer impulsartigen Bodenkraftanregung

Zu Beginn der Simulation befindet sich der Pflug in einer Arbeitstiefe von 255 mm im lehmigen Sandboden, bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von 10 km/h. Nach der Dauer von einer Sekunde steigt die Bodenkraft an allen Pflugkörper synchron mit dem in Abb. 121 dargestellten Kraftverlauf, abhängig von deren Tiefe, an. Auch wenn eine solche synchrone Anregung in Realität wohl nicht auftreten wird, soll dieser theoretische Lastfall als anschauliches Beispiel dienen, um ein grundsätzliches Bild der Fahrzeugdynamik bei einer impulsartig auf den Pflug wirkenden, horizontalen Bodenkraft zu erzeugen.

Mit Rücksicht auf die oben genannten Einschränkungen soll als erstes die Auslenkung des Aufbaus von TUB- und MB-Trac nach Abb. 122 verglichen werden.

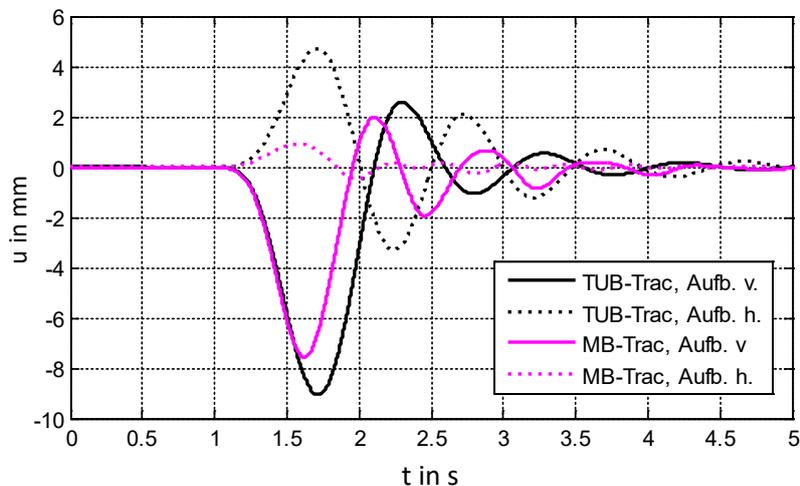


Abb. 122: Vergleich der Verschiebung des vorderen und hinteren Aufbaus von TUB- und MB-Trac bei einer sprunghaften Kraftanregung des Anbaupfluges in lehmigen Sand bei einer Arbeitstiefe von ca. 255 mm

Durch die entgegen der Fahrtrichtung wirkende horizontale Bodenkraft wird das Vorderteil der Fahrzeugaufbauten nach unten und der hintere Teil nach oben ausgelenkt. Wie zu erwarten, führt der Aufbau des TUB-Trac durch die weiche Fahrwerksabstimmung mit dem Ansteigen der Bodenkraft eine betragsmäßig größere Auslenkung aus als der Aufbau des MB-Trac. Dies gilt sowohl für die Vorderachs- als auch für die Hinterachsfederung. Nach dem Durchfahren des „Hindernisses“ schwingt der Aufbau samt Pflug aus. Dieses Ausschwingen wird dabei wesentlich durch die im Boden auf die Pflugkörper wirkenden Widerstandskräfte beeinflusst.

Den Verlauf der Arbeitstiefen der Pflugschare beim Durchfahren des beispielhaften Einzelhindernisses zeigt Abb. 123. Wie die Verläufe der Verschiebungen des Fahrzeugaufbaus nahelegen, führt der Pflug am MB-Trac eine deutlich größere Bewegung aus als der des MB-Trac. Im konkreten Fall werden die Pflugkörper des TUB-Trac um ca. 100% stärker ausgelenkt. Bezogen auf die Arbeitstiefe von ca. 255 mm, beträgt der prozentuale Anteil der Schwankung der Pflugtiefe mit etwa 40 mm ca. 16 %.

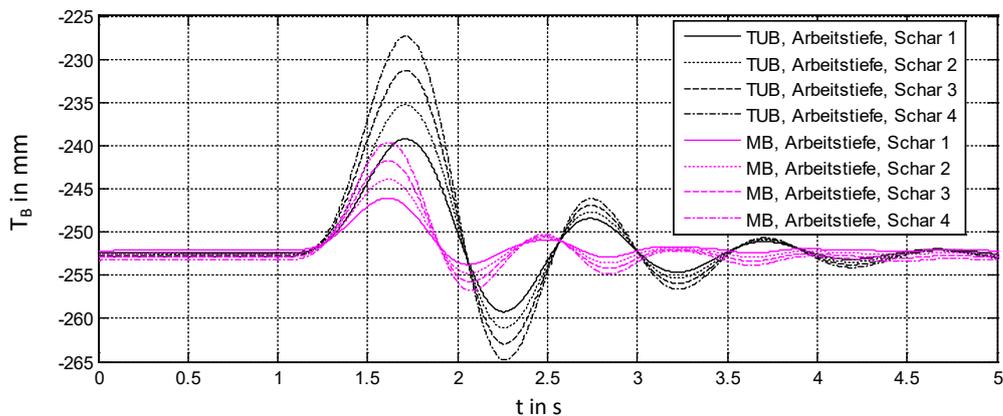


Abb. 123: Vergleich der berechneten Arbeitstiefe der Pflugschare bei impulsartiger Steigerung der horizontalen Bodenkraft für den TUB- und den MB-Trac

Ausgehend von einer stärkeren Ausgleichsbewegung des TUB-Trac-Aufbaus kann vermutet werden, dass die Schwankung der horizontal auf den Pflug wirkenden Bodenkraft, die im Wesentlichen den Zugkraftbedarf hervorruft, geringer ausfällt, wenn die weiche Federung des TUB-Trac eine stärkere Ausweichbewegung des Pfluges zulässt. Dadurch könnte sich der Pflug weiter aus dem Boden heben, wodurch die resultierende Bodenkraft entsprechend der Arbeitstiefenabnahme reduziert wird. Um diesen Zusammenhang zu überprüfen, wurden die horizontalen Pflugkräfte des TUB- und MB-Trac berechnet und in Abb. 124 gegenübergestellt. Es wurden die Gesamtkraft der am Pflug in horizontaler Richtung wirkenden Bodenkraft (durchgehende Linien) und die theoretische, tiefenabhängige Bodenkraft, die bei homogenen Bodenverhältnissen und entsprechender Arbeitstiefe auf den Pflug wirken würde (gestrichelte Linie), aufgetragen.

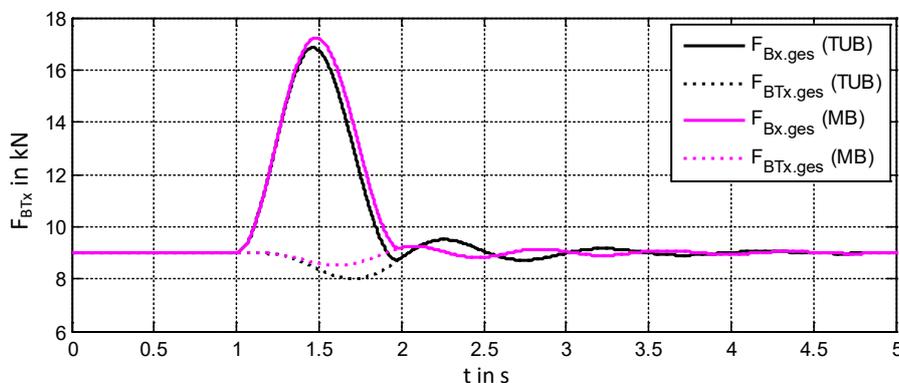


Abb. 124: Vergleich der berechneten, resultierende, horizontalen Kräfte am Anbaupflug bei einer impulsartigen Bodenkraftanregung des Pfluges in Zugrichtung für den TUB- und den MB-Trac

Wie in Abb. 124 zu erkennen, scheint die obere Annahme für das betrachtete Beispiel zuzutreffen, da der Maximalwert der resultierenden horizontalen Kraft am Pflug beim TUB-Trac etwas geringer ausfällt als der des MB-Trac. Allerdings ist dieser Unterschied verhältnismäßig gering. Dies kann anschaulich damit begründet werden, dass die Hinterachse des TUB-Trac auf Grund der gefederten Anbindung nicht wie beim MB-Trac als Gewichtskraft gegen das Ausheben des Pfluges durch die Bodenkräfte wirkt und der Pflug damit leichter aus dem Boden „gedrückt“ werden kann. Allerdings ist der Anteil der Gewichtskraft der Hinterachse im Verhältnis der Fahrzeug-Geräte-Masse sehr gering, sodass auch die Differenz der Gesamtbodenkraft in horizontaler Richtung von TUB- und MB-Trac verhältnismäßig gering ausfällt.

Betrachtet man in Hinblick auf die Übertragung der wirksamen horizontalen Pflugkraft nun auch die Ausprägung der Radlasten für das vorliegende Beispiel, lassen sich die zeitlichen Verläufe der berechneten Radlasten nach Abb. 125 heranziehen.

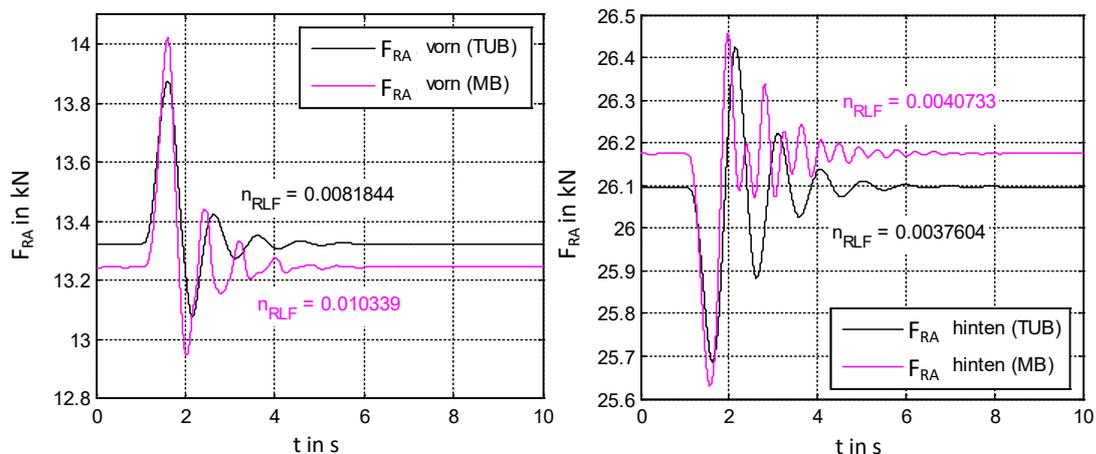


Abb. 125: Berechnete Radlasten der Vorder- (links) und Hinterräder (rechts) über der Zeit bei einer impulsartigen Bodenkraftanregung des Pfluges in Zugrichtung für den TUB- und den MB-Trac

Anhand der über einen Zeitbereich von 10 s ermittelten Radlastvariationskoeffizienten, die als Zahlenwerte ebenfalls in den Diagrammen eingetragen wurden, ist ersichtlich, dass die Schwankungen der Radlasten des TUB-Trac etwas geringer ausfallen als die des MB-Trac. Ein niedrigerer Radlastvariationskoeffizient in Kombination mit einer möglichen Reduzierung des Scheitelwertes der resultierenden horizontalen Pflugkraft beim Auftreten impulsartiger horizontaler Bodenkräfte lässt vermuten, dass der TUB-Trac auf Grund seiner Federung eine etwas günstigere Zugkraftübertragung ermöglicht als der MB-Trac. Diese Vermutung ist auf Grund der einfachen Modellierung der komplexen Wirkzusammenhänge des Pflugvorganges allerdings etwas spekulativ und müsste z. B. anhand von Feldtests überprüft werden.

Ein weiterer Aspekt, der im Folgenden behandelt werden soll, ist eine stochastische Schwankung der Bodenkräfte. Zur Modellierung der tiefenabhängigen Bodenkraft wird, wie in Formel (139) und (136) eine Gewichtsfunktion verwendet, um eine zeitabhängige Schwankung der Bodenkräfte zu erzeugen. Auch hier werden der Einfachheit halber nur Schwankungen der horizontalen Bodenkräfte betrachtet, die synchron auf die Pflugkörper wirken. Als Gewichtsfunktion wird ein weißes Rauschen verwendet, das mit Hilfe eines Butterworth Tiefpasses 6. Ordnung mit einer Grenzwellenlänge von 1 m gefiltert wird. Dieses Signal wird dann auf einen Effektivwert von $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}}$ normiert, was damit dem Effektivwert eines Sinus-Signals mit einer Amplitude von 0,25 entspricht. Die für die Simulation verwendete Gewichtsfunktion ist in Abb. 126 dargestellt.

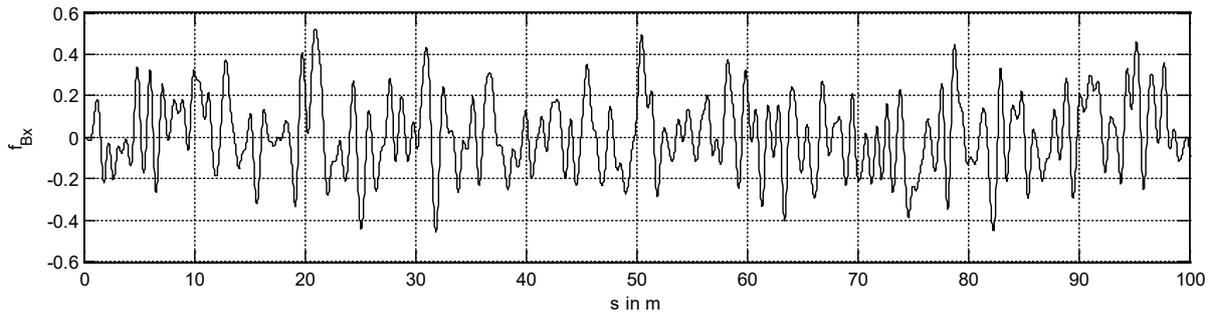


Abb. 126: Stochastische Formfunktion zur Modellierung einer stochastischen horizontalen Bodenkraftschwankung

Die, für eine Streckenlänge von 50 m bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1 km/h, berechneten zeitlichen Verläufe der Radaufstandskräfte sowie die sich daraus ergebenden Radlastvariationskoeffizienten zeigt Abb. 127.

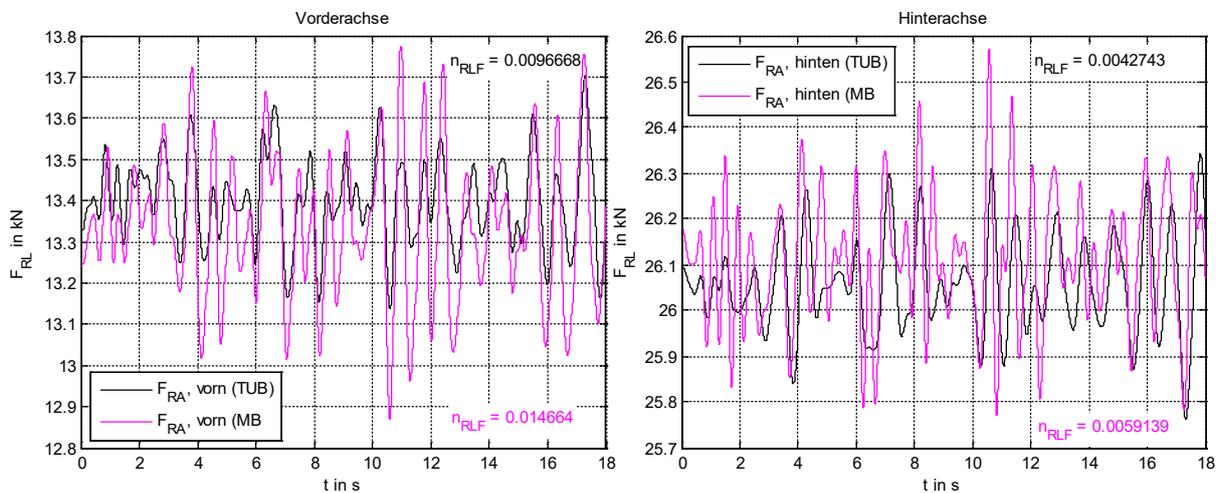


Abb. 127: Berechnete Radaufstandskräfte und Radlastvariationskoeffizienten des TUB- und MB-Trac bei einer stochastischen Bodenkraftanregung des Pfluges in horizontaler Richtung in lehmigem Sand

Ähnlich wie bei der impulsartigen Änderung der horizontalen Bodenkraften ergeben sich für den TUB-Trac mit dem Grundsetup etwas geringere Radlastvariationskoeffizienten als für den MB-Trac. Deutlich zu erkennen ist dies auch anhand der geringeren Ausschläge der berechneten Radaufstandskräfte des TUB-Trac. Im Besonderen weisen die Vorderräder des TUB-Trac geringere Radlastvariationskoeffizienten auf als die des MB-Trac.

Um auch den Einfluss der Fahrwerksdämpfung auf die Ausprägung der Radlasten und der Aufbaubeschleunigung bei einer stochastischen Bodenankregung des Pfluges in die Betrachtung einzubeziehen, können die Diagramme nach Abb. 128 herangezogen werden. Diese zeigen das Konfliktkennfeld des TUB-Trac im Vergleich mit dem des MB-Trac für unterschiedliche Fahrwerksdämpfungen bei der oben beschriebenen stochastischen Bodenankregung während des Pflügens. Wie schon in den Diagrammen der zeitlichen Verläufe der Radlasten in Abb. 127 erkennbar, ergeben sich für das vordere Fahrwerk des TUB-Trac etwas geringere dynamische Radlasten als beim TUB-Trac-Modell, wobei niedrige Dämpfungswerte zu erwartungsgemäß niedrigeren Werten führt. Für das hintere Fahrwerk weichen die Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac nur unwesentlich von denen des MB-Trac ab. Die effektiven Aufbaubeschleunigungen fallen beim Frontfahrwerk des TUB-Trac deutlich geringer aus als die des MB-Trac, wohingegen die des hinteren Fahrwerks beim TUB-Trac etwas höher ausfallen als beim MB-Trac.

Anhand dieser Ergebnisse ist zu vermuten, dass die Radlastschwankung des TUB-Trac auf Grund schwankender horizontaler Bodenkräfte zumindest am vorderen Fahrwerk etwas reduziert werden kann. Allerdings ist, wie schon bei der vorherigen Betrachtung einer impulsartigen vertikalen Bodenkrafterhöhung, anzumerken, dass dieser Einfluss auf Grund der einfachen Modellierung eher spekulativ ist.

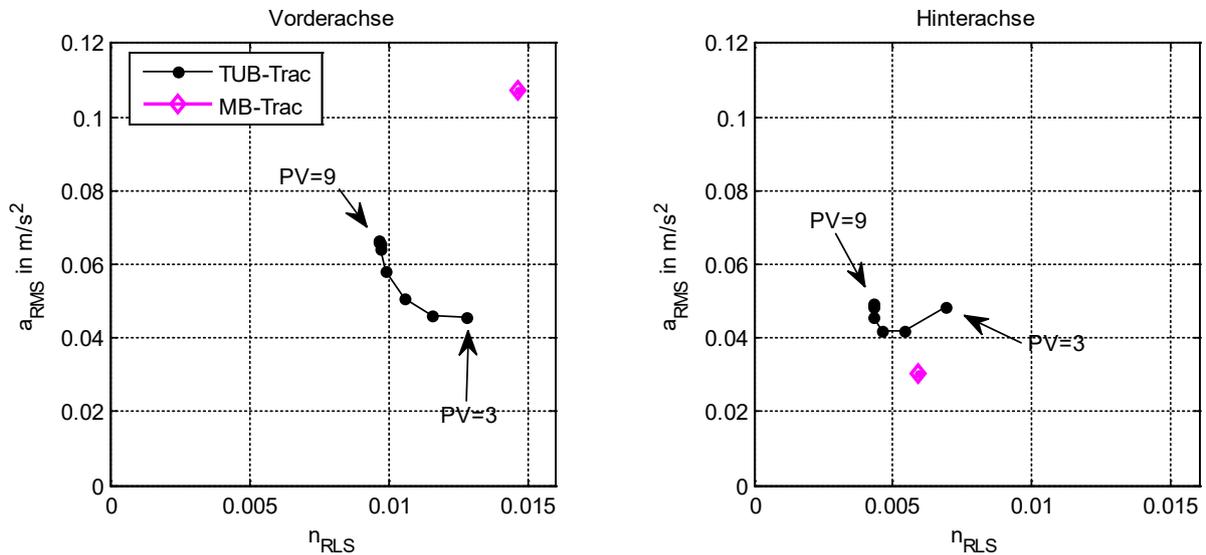


Abb. 128: Berechnete Konfliktpunkte des TUB- und MB-Trac, ermittelt für die Aufbaubeschleunigungen der Front und des Hecks sowie die Radlasten der Vorder- und Hinterräder bei einer stochastischen Bodenkrafterregung des Pfluges

Die Vermutung, dass durch die stärkeren Ausgleichsbewegungen des MB-Trac auf Schwankungen der horizontalen Bodenkräfte auch eine Reduktion der maximal auftretenden, resultierenden horizontalen Bodenkräfte erreicht wird, lässt sich anhand der Ergebnisse nicht zeigen. Zwar ließen sich die berechneten Kräfteverläufe beider Fahrzeuge mit geeigneten statistischen Bewertungsgrößen vergleichen, da aber schon anhand der Verläufe in Abb. 129 zu erkennen ist, dass sich diese nicht signifikant unterscheiden und das Boden-Pflug-Modell eine nur sehr grobe Abbildung erlaubt, wird ein solcher Vergleich an dieser Stelle nicht durchgeführt.

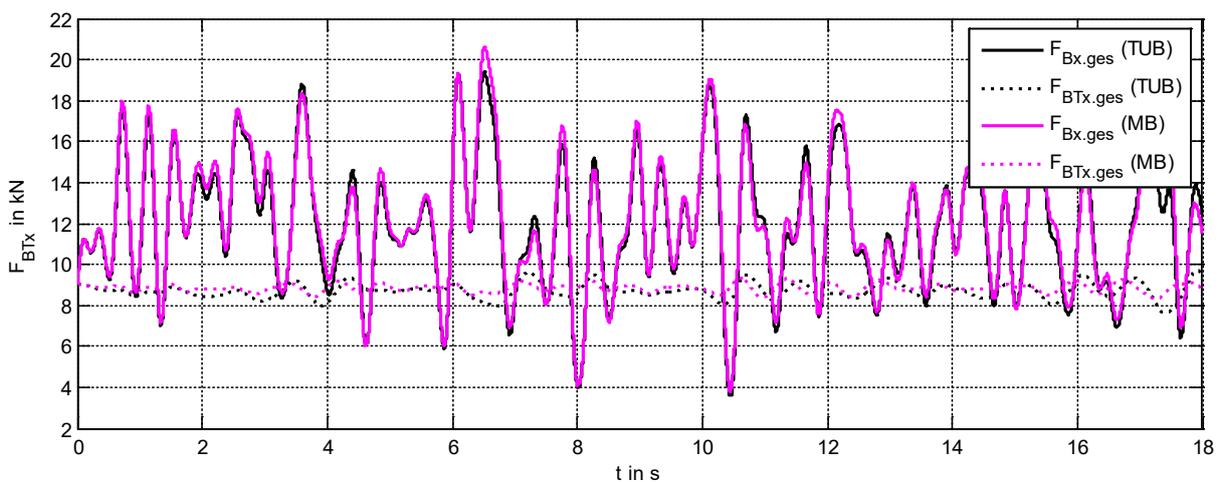


Abb. 129: Berechnete, resultierende, horizontale Kräfte am Anbaupflug des TUB- und MB-Trac bei einer stochastischen Bodenkrafterregung des Pfluges in Zugrichtung

Fazit (5.4.2 Die Dynamik des TUB-Trac bei schwankenden Bodenverhältnissen)

1. Anhand einer impulsartig auf die Pflugkörper wirkenden horizontalen Bodenkraft wurde das Schwingungsverhalten des TUB-Trac im Vergleich mit dem Modell des MB-Trac untersucht. Die Ergebnisse, die auf Grund des einfachen Bodenmodells nur als Tendenzen zu werten sind, lassen vermuten, dass die weichere Federung des TUB-Trac im Grundsetup im Vergleich zum Fahrwerk des MB-Trac einen eher geringen Einfluss auf die Ausprägung der Fahrzeugdynamik hat. Die Annahme, dass die Federung des TUB-Trac durch einen passiven Ausgleich der Pflugtiefe bei Auftreten von Bodenkraftschwankungen eine Verminderung der wirksamen Zugkraftspitzenwerte ermöglicht, konnte nicht belegt werden, auch wenn im betrachteten Simulationsbeispiel etwas geringere Werte im Vergleich zum MB-Trac Modell ermittelt wurden.
2. Die Radlastschwankungen des TUB-Trac im Grundsetup scheinen sowohl bei einer impulsartigen horizontalen Bodenkraftanregung als auch bei einer stochastischen horizontalen Bodenkraftanregung für geringe und mittlere Fahrwerksdämpfungen (PV 5-9) etwas niedriger auszufallen als die des MB-Trac. Die Annahme, dass sich durch die Vollfederung des TUB-Trac-Aufbaus eine Verbesserung des Rad-Boden-Kontaktes beim Pflügen auf Grund einer Reduzierung der Radlastvariationskoeffizienten - ähnlich wie bei der Übertragung von Fahrbahnanregungen - erreichen lässt, kann anhand der Ergebnisse nicht untermauert werden.
3. Die durch schwankende horizontale Bodenkraften beim Pflügen erzeugten Aufbaubeschleunigungen des TUB-Trac fallen im Vergleich zu denen des MB-Trac bei mittleren bis höheren Dämpfungen (PV=4-6) für den vorderen Fahrzeugteil geringer und für den hinteren Teil etwas höher aus. Dies lässt vermuten, dass der Komfort des TUB-Trac beim Pflügen, und alleiniger Betrachtung von Bodenregungen etwas günstiger ist als der des MB-Trac.

6. Möglichkeiten zur Beeinflussung der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch Fahrwerksregelungen

Die im Abschnitt 5 durchgeführte Analyse der Fahrzeug-Geräte-Dynamik des TUB-Trac fußte auf der Betrachtung des unregulierten TUB-Trac auf Basis des beschriebenen Grundsetups. Durch die Analyse konnte der grundlegend positive Einfluss einer Vollfederung im Vergleich zum Fahrwerk eines Standardtraktors rechnerisch belegt und z. T. auch auf das Mitführen einer Heckanbaumasse erweitert werden. Die meisten der angeführten Ergebnisse weisen, auf Grund des sorgfältigen Abgleichs von Versuchs- und Simulationsergebnissen und damit der Validierung des Simulationsmodells, mehr als einen qualitativen Charakter auf, sodass sie größtenteils für eine quantitative Bewertung bzw. einen Vergleich herangezogen werden können. Auch wenn die, in vorherigen Arbeiten aufgezeigten, positiven Eigenschaften des Fahrwerkskonzepts des TUB-Trac gegenüber denen von Standardtraktoren bestätigt wurden, scheinen besonders in Hinblick auf die Nutzung des Fahrzeugkonzeptes als Geräteträger einige Einschränkungen vorzuliegen. Zwar ist das oben beschriebene, vertikaldynamische Verhalten des TUB-Trac bei der Bodenbearbeitung mit einem Anbaupflug auf Grund der verwendeten einfachen Modellierung nur mit Einschränkungen verwendbar, allerdings haben die angeführten grundlegenden Verhältnisse zwei wesentliche Problemstellungen deutlich gemacht. Zum einen wurde aufgezeigt, dass das passive Fahrwerk des TUB-Trac bei Verwendung eines Anbaupfluges zu Federwegsüberschreitungen oder zumindest sehr großen Auslenkungen des Fahrwerks führt und zum anderen, dass die Aufbaubeschleunigungen am Fahrzeugheck, die durch Bodenkraftanregungen erzeugt werden, höher ausfallen als die des im Vergleich betrachteten MB-Trac.

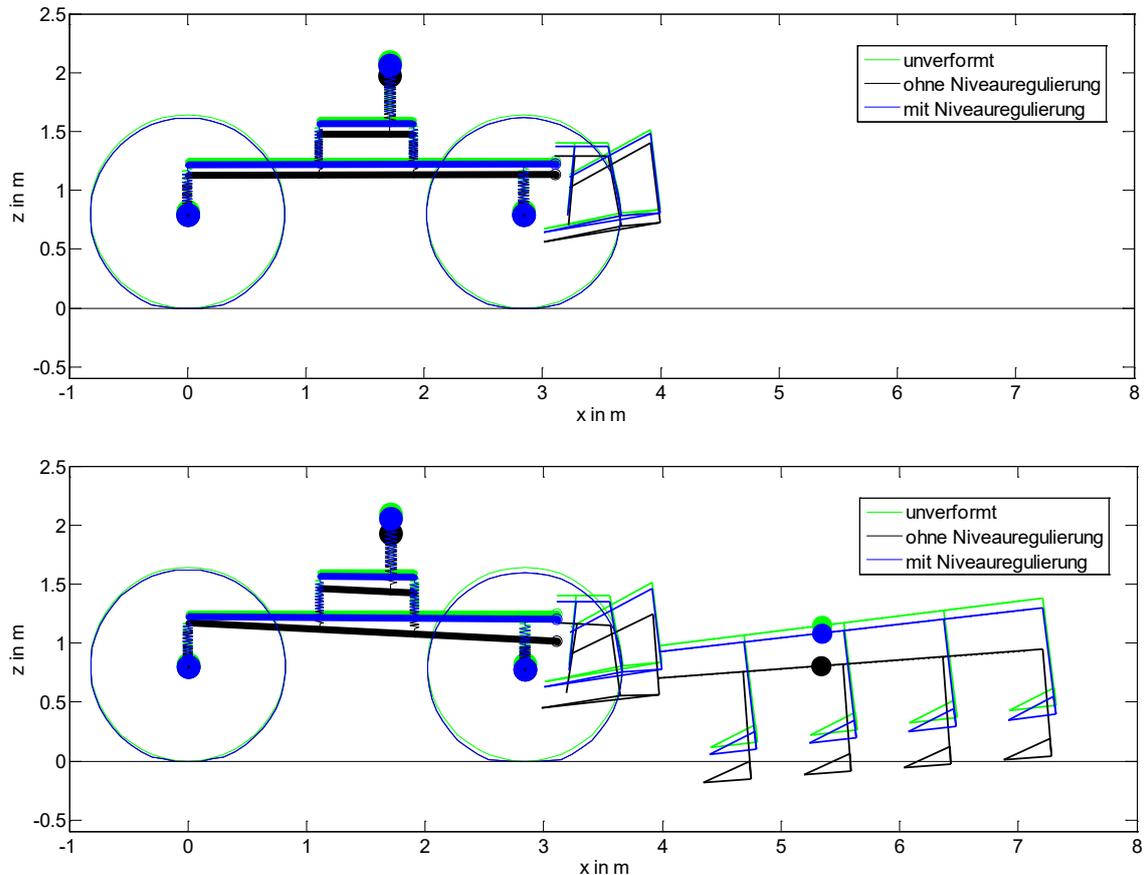
Im folgenden Kapitel soll untersucht werden, inwieweit sich das dynamische Verhalten des TUB-Trac durch eine Fahrwerks- und Hubwerksregelung positiv beeinflussen lässt. Der Fokus wird hierbei auf das Verhalten des Fahrzeugs mit Anbaugerät gelegt, da Untersuchungen zu Fahrwerksregelungen, bei denen die Fahrzeugdynamik weitestgehend ohne Betrachtung von Anbaugeräten analysiert wurde, bereits Gegenstand wissenschaftlicher Arbeiten sind.

6.1. Beeinflussung der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch Steuerung und Regelung des hydropneumatischen Fahrwerks

Einer der Gründe für die Umsetzung des TUB-Trac war der Wunsch, ein Versuchsfahrzeug mit einem vollgederten, regelbaren, hydropneumatischen Fahrwerk auszustatten, um die Möglichkeiten einer aktiven Schwingungsbeeinflussung von Traktoren experimentell untersuchen zu können. Eine zentrale Regelstrategie, die für die Ansteuerung des Fahrwerks zugrunde gelegt wurde, ist die Skyhook-Regelung welche als ein, für jedes Rad unabhängiger, Regelkreis aufgebaut wurde. Auch die auf den gleichen Ansätzen basierende Groundhook-Regelung wurde umgesetzt, obgleich die damit einhergehende Problemstellung der Bestimmung der Reifenfederwege nur bedingt gelöst wurde.

Bevor auf die Fahrwerksregelung in dieser Arbeit eingegangen wird, soll kurz auf die Notwendigkeit der Umsetzung einer Niveauregulierung hingewiesen werden. Aufgrund des Aufbaus und der Regelbarkeit bietet das Fahrwerk des TUB-Trac die Möglichkeit einer Niveauregulierung, welche eine grundlegende Voraussetzung für das Mitführen bzw. die Nutzung von Anbaugeräten am Fahrzeug darstellt. Die grundlegende Problematik der Anbringung eines Heckanbaus an einen gefederten Rahmen - wie an dem des Versuchsfahrzeugs - wird anschaulich, betrachtet man als Beispiel die statische Auslenkung des TUB-Trac bei angekoppeltem Heckanbau ohne Niveaueingleich. Abb. 130 zeigt exemplarisch die anhand des Simulationsmodells errechnete, statische Auslenkung des Fahrzeuges für den Fall, dass ein Anbaupflug mit den Parametern nach Abschnitt 5.4 an das Fahrzeug angekoppelt wird. Dargestellt sind die Verschiebungen des Fahrzeugs mit und ohne

Niveauegleich für den beladenen und unbeladenen Fahrzeugzustand, sowie dessen unverformte „Nennlage“ als Referenz.



**Abb. 130: Gleichgewichtslage des TUB-Trac mit Niveauegleich und ohne Niveauegleich.
Oben: ohne heckseitige Beladung
Unten: bei heckseitiger Beladung mit dem Anbaupflugmodell nach Abschnitt 5.4**

Ergänzend hierzu zeigt Abb. 131 die tatsächliche Auslenkung des TUB Track nach der Beladung mit dem Anbaugerätesimulator.



Abb. 131: Einfederung des TUB-Trac bei Beladung mit dem Anbaugerätesimulator ohne Niveauregulierung (ABG, links)

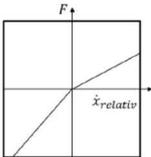
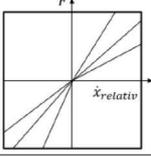
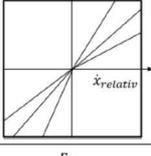
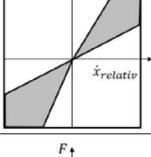
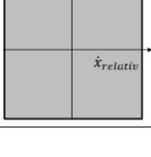
Wie man anhand der in den Abb. 130 dargestellten Fahrzeugauslenkung erkennen kann, führt der Fahrzeugaufbau durch den am Heck angebrachten Anbaupflug eine deutliche Auslenkung aus, die sich sichtbar auf die vertikale Lage des Pfluges auswirkt. Wäre eine Niveauregulierung des Fahrwerks nicht möglich, würden zum einen die nutzbaren Federwege unzulässig reduziert und zum anderen würde die Nickbewegung während des Anhebens des Heckanbaus eine unnötig aufwändige

Einstellung der Lenker am Heckkraftheber erfordern oder ggf. unmöglich machen, um den starken Nickwinkelversatz zu kompensieren. Um eine für den Nutzer handhabbare Funktionsweise des Traktors zu gewährleisten, muss ein Niveaueingleich in Form einer Regelungsfunktionalität Teil des ganzheitlichen Bedienkonzepts eines solchen Fahrzeugs sein. Die Umsetzung eines automatisierten Niveaueingleichs auf Basis der gemessenen Federwege und Drücke der Fahrwerkzylinder ist dabei - zumindest aus technischer Sicht - eher unproblematisch, wobei Aspekte wie Anwendersicherheit und Zuverlässigkeit berücksichtigt werden müssen.

Die Niveauregulierung des TUB-Trac wurde im Rahmen dieser Arbeit auf Basis eines einfachen P-Regelkreises aufgebaut. Zur Einstellung eines vorgegebenen Niveaus wird die Fahrwerkzylinderposition durch das Hinzuführen oder Ablassen von Hydraulikflüssigkeit in die, bzw. aus der Ringseite des geschlossenen Feder-Hydraulikkreis verändert, bis die Zylinderposition innerhalb eines zulässigen Wertebereiches liegt. Da sich durch die Anpassung der Zylinderposition der kolbenseitige Druck der Zylinder (Vorspanndruck) ändert, wird - um diesen zu korrigieren - nach dem Erreichen der gewünschten Zylinderposition mit einem zweiten Regelkreis Hydraulikflüssigkeit aus der Kolbenseite abgelassen, bis der gewünschte Vorspanndruck wieder im vorgegebenen Wertebereich liegt. Da sich die Zylinderposition hierdurch wieder geringfügig ändert, werden beide Anpassungsvorgänge so lange in Folge wiederholt, bis die vorgegebene Niveaueinstellung vorliegt - was mit dem für das Versuchsfahrzeug verwendeten Algorithmus innerhalb einiger Sekunden erreicht wird.

Zur grundlegenden Einteilung von Fahrwerksfederungssystemen hinsichtlich deren Regelung bietet sich die Übersicht aus [6] (als deutsche Übersetzung aus [38]) nach Tab. 11 an. Nach dieser lassen sich Fahrwerksfederungssysteme nach ihrer Adaptier- bzw. Regelbarkeit einteilen.

Tab. 11: Grundlegende Einteilung von Federungssystemen [6]

System	Kräfte	Aktorgeschwindigkeit	Energiebedarf
passiv Eigenschaften konstruktiv festgelegt		-	-
adaptiv Eigenschaften können langsam verändert werden		länger als charakteristische Schwingungsperioden	gering
semi-aktiv diskret Eigenschaften können schnell zwischen verschiedenen diskreten Werten umgeschaltet werden		kürzer als charakteristische Schwingungsperioden	gering
semi-aktiv kontinuierlich Eigenschaften können schnell und kontinuierlich in einem bestimmten Bereich verändert werden		kürzer als charakteristische Schwingungsperioden	gering
aktiv Eigenschaften können schnell und kontinuierlich in einem bestimmten Bereich verändert werden		kürzer als charakteristische Schwingungsperioden	hoch

Die im TUB-Trac verwendete semi-aktive, kontinuierliche, hydropneumatische Federung ermöglicht es, im Gegensatz zu adaptiven oder gar passiven Systemen die Reaktionskraft der Fahrwerkzylinder in einem bestimmten Bereich auf eine Regelgröße anzupassen. Da allein das Dämpfungsventil verstellt wird und der Fahrwerkzylinder Energie nur dissipieren und nicht einleiten kann, beschränken sich diese Bereiche grob betrachtet auf Bereiche, bei denen Federkraft und Federweg gleichgerichtet sind. Diese Einschränkung hat dabei den Vorteil, dass keine großen Energiemengen für den Reglereingriff benötigt werden. Streiter gibt in [39] eine Einteilung der Eingriffskonzepte und Stellenergien für teilaktive, semiaktive und vollaktive Fahrwerkelemente nach Abb. 132 an. Nach dieser Einteilung haben, wie bereits angeführt, vollaktive Fahrwerke den größten Energiebedarf, können aber in einem großen Bereich auf Schwingungen mit verhältnismäßig hohen Frequenzen reagieren. Teilaktive Systeme können zwar auch Energie in das Federungssystem einbringen, sind aber so konzipiert, dass sie nur die niederfrequenten Aufbauschwingungen beeinflussen, wodurch der Energieaufwand geringer gehalten werden kann als bei vollaktiven Fahrwerken. Der Frequenzbereich der Eingriffsglieder semiaktiver Federungssystemen ist auf Grund der geringen Stellenergie der Aktuatoren größer als bei teilaktiven Systemen.

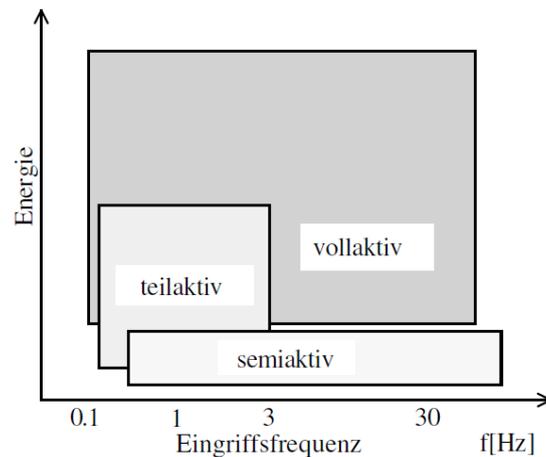


Abb. 132: schematische Darstellung des Zusammenhangs zwischen vollaktiven/teilaktiven/semiaktiven Eingriffen und der benötigten Energie nach [39]

In dieser Arbeit wird der Fokus sowohl auf die bis dahin am TUB-Trac umgesetzte Skyhook-Regelung, als auch eine abgeleitete Front-Heck-gekoppelte Skyhook-Regelung gelegt, wobei hier etwas detaillierter auf die Systemgrößen der hydropneumatischen Feder-Dämpfer-Eigenschaften Bezug genommen wird.

6.1.1. Skyhook-Regelung (Einzelradregelung)

Der folgende Abschnitt fasst die Grundlagen der Skyhook-Regelung unter Einbeziehung der Systemgrößen des hydropneumatischen Federungssystems des TUB-Trac zusammen. Als Ausgangspunkt für die Formulierung der Skyhook-Regelung soll die Vorgabe einer aufbaugeschwindigkeitsproportionalen Dämpfungskraft dienen, welche durch den Skyhook-Dämpfungswert d_{SH} parametrisiert wird (vgl. Abb. 133).

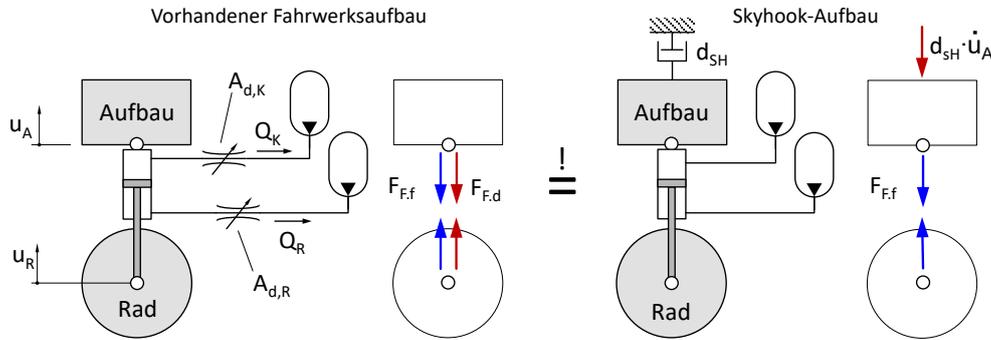


Abb. 133: Links: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks mit den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften. Rechts: theoretischer Aufbau eines Federungssystems mit Skyhook-Dämpfung des Aufbaus und den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften

Um die Dynamik des Fahrzugaufbaus so zu beeinflussen, als wäre dieser durch ein solches Dämpfungselement mit einem vertikal-fixen Raumpunkt verbunden (vgl. Abb. 133, rechts), muss der Dämpfer des Fahrwerks auf den Aufbau eine, zu dessen Geschwindigkeit \dot{u}_A proportionale, Kraft $F_{F,d}$ aufbringen.

$$F_{F,d} = ! d_{SH} \cdot \dot{u}_A \quad (140)$$

Diese Forderung kann unter Verwendung von Gleichung (43), welche die Dämpfungswirkung des Drosselventils (Dämpfungsventils) beschreibt, formuliert werden als:

$$F_{F,d,sync} = \frac{\rho_{HF} \cdot (A_K^3 + A_R^3) \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}|}{2 \cdot \alpha_d^2 \cdot A_d^2} = d_{sh} \cdot \dot{u}_A \quad (141)$$

Diese Gleichung gilt für den Fall, dass beide Dämpfungsventile synchron mit dem gleichen Öffnungsquerschnitt betrieben werden. Für den allgemeinen Fall einer nicht synchronen Verstellung der Ventilquerschnitte ergibt sich die Dämpfungskraft des Fahrwerkzylinders mit:

$$F_{F,d} = \frac{\rho_{HF} \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}|}{2 \cdot \alpha_d^2} \cdot \left(\frac{A_K^3}{A_{d,K}^2} + \frac{A_R^3}{A_{d,R}^2} \right) = d_{sh} \cdot \dot{u}_A \quad (142)$$

Wird verlangt, dass die beiden Dämpfungsventile des Fahrwerkzylinders nur Volumenströme in Richtung des jeweiligen Blasenspeichers verstärkt drosseln, um Kavitationseffekte zu vermeiden, muss dafür gesorgt werden, dass nur das Ventil mit Volumenströmen in Richtung des Blasenspeichers geregelt wird, während das andere voll geöffnet ist. Somit ergibt sich der erforderliche Drosselquerschnitt des kolbenseitigen Ventils für das Einfedern des Zylinders mit

$$A_{d,K} = \sqrt{\frac{A_K^3}{\frac{d_{sh} \cdot 2 \alpha_d^2 \cdot \dot{u}_A}{\rho_{HF} \cdot \Delta \dot{u}_{RA} \cdot |\Delta \dot{u}_{RA}|} - \frac{A_R^3}{A_{d,R,max}^2}}} \quad (\text{für: } \Delta \dot{u}_{RA} < 0 \text{ Einfedern}) \quad (143)$$

Für das Ausfedern des Zylinders ergibt sich der erforderliche Drosselquerschnitt für das ringkolbenseitige Ventil äquivalent mit

$$A_{d,R} = \sqrt{\frac{A_R^3}{\frac{d_{sh} \cdot 2\alpha_d^2}{\rho_{HF}} \cdot \frac{\dot{u}_A}{\Delta\dot{u}_{RA} \cdot |\Delta\dot{u}_{RA}|} - \frac{A_K^3}{A_{d,K,max}^2}}} \quad (\text{für: } \Delta\dot{u}_{RA} > 0 \text{ Ausfedern}) \quad (144)$$

Da der Ventilquerschnitt nur reelle Werte annehmen kann, lassen sich für die Regelung die folgenden Bedingungen für das Ein- und Ausfedern angeben:

$$\frac{\dot{u}_A}{\Delta\dot{u}_{RA} \cdot |\Delta\dot{u}_{RA}|} \geq \frac{A_R^3}{A_{d,R,max}^2} \cdot \frac{\rho_{HF}}{d_{sh} \cdot 2\alpha_d^2} \quad (\text{für: } \Delta\dot{u}_{RA} < 0 \text{ Einfedern}) \quad (145)$$

$$\frac{\dot{u}_A}{\Delta\dot{u}_{RA} \cdot |\Delta\dot{u}_{RA}|} \geq \frac{A_K^3}{A_{d,K,max}^2} \cdot \frac{\rho_{HF}}{d_{sh} \cdot 2\alpha_d^2} \quad (\text{für: } \Delta\dot{u}_{RA} > 0 \text{ Ausfedern}) \quad (146)$$

Eine weitere Einschränkung für die Regelung ergibt sich aus der Begrenzung der Öffnungsquerschnitte der Ventile. Da diese lediglich den Maximalwert $A_{d,K,max} = A_{d,R,max} = A_{d,max}$ annehmen können, ist eine Regelung nur unter folgender Bedingung möglich:

$$\frac{\Delta\dot{u}_{RA} \cdot |\Delta\dot{u}_{RA}|}{\dot{u}_A} < \frac{2 \cdot d_{SH} \cdot \alpha_d^2 \cdot A_{d,max}^2}{(A_K^3 + A_R^3) \cdot \rho_{HF}} \quad (147)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen (145), (146) und (147) lässt sich eine Bereichseinteilung für die Skyhook-Regelung in Abhängigkeit der Geschwindigkeiten am Fahrwerkzylinder vornehmen, wie sie beispielhaft in Abb. 134 dargestellt ist. Die Skyhook-Regelung eines hydraulisch vorspannbaren, hydropneumatischen Fahrwerks mit begrenzter Ventilöffnung lässt sich danach in 8 Bereiche einteilen.

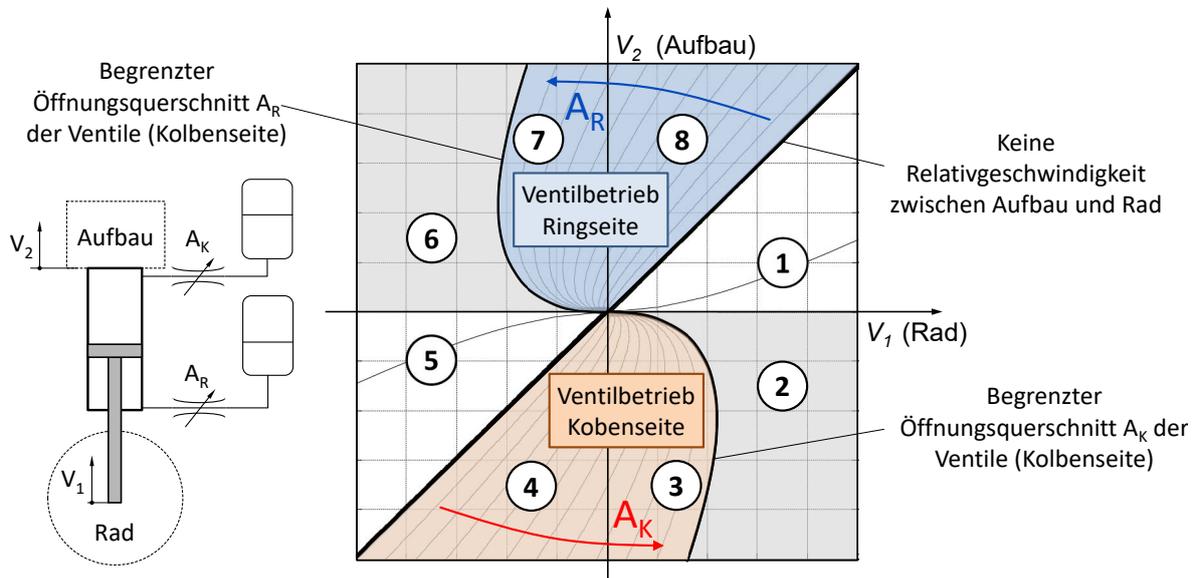


Abb. 134: Geschwindigkeitsbereiche der semi-aktiven Skyhook-Regelung eines vorgespannten, hydropneumatischen Federungssystems

Bereich 1: Die Rad- und Aufbaugeschwindigkeiten sind positiv (Rad und Aufbau bewegen sich nach oben), wobei die Radgeschwindigkeit größer ist als die Aufbaugeschwindigkeit. Der Zylinder fährt ein. Eine Regelung in diesem Bereich ist nicht möglich, da der Aufbau beim Vorhandensein einer Dämpfung durch die kinetische Energie des Rades nicht verlangsamt, sondern beschleunigt werden würde. Der Ventilquerschnitt sollte möglichst groß eingestellt werden.

Bereich 2: Die Aufbaugeschwindigkeit ist negativ (Aufbau bewegt sich nach unten) und die Radgeschwindigkeit positiv (Rad bewegt sich nach oben). Der Zylinder fährt ein. Eine Regelung ist

nicht möglich, da der Öffnungsquerschnitt des Ventils für eine Regelung größer sein müsste als der maximale Öffnungsquerschnitt des Ventils. Das Ventil ist in diesem Bereich voll geöffnet.

Bereich 3: Die Aufbaugeschwindigkeit ist negativ (Aufbau bewegt sich nach unten) und die Radgeschwindigkeit positiv (Rad bewegt sich nach oben). Der Zylinder fährt ein. Eine Regelung ist möglich. Zur Regelung wird das kolbenseitige Ventil auf einen entsprechenden Querschnitt nach Gleichung (143) geöffnet. Das ringseitige Ventil wird mit maximalem Öffnungsquerschnitt betrieben.

Bereich 4: Die Aufbau- und die Radgeschwindigkeiten sind negativ (Rad und Aufbau bewegen sich nach unten). Der Betrag der Radgeschwindigkeit ist kleiner als der des Aufbaus. Der Zylinder fährt ein. Eine Regelung ist möglich. Zur Regelung wird das kolbenseitige Ventil auf einen entsprechenden Querschnitt nach Gleichung (144) geöffnet. Das ringseitige Ventil wird mit maximalem Öffnungsquerschnitt betrieben.

Bereich 5: Die Aufbau- und die Radgeschwindigkeiten sind negativ (Rad und Aufbau bewegen sich nach unten). Der Betrag der Radgeschwindigkeit ist größer als der des Aufbaus. Der Zylinder fährt aus. Eine Regelung in diesem Bereich ist nicht möglich, da der Aufbau beim Vorhandensein einer Dämpfung durch die kinetische Energie des Rades nicht verlangsamt, sondern beschleunigt werden würde. Der Ventilquerschnitt sollte möglichst groß eingestellt werden.

Bereich 6: Die Aufbaugeschwindigkeit ist positiv (Aufbau bewegt sich nach oben) und die Radgeschwindigkeit ist negativ (Rad bewegt sich nach unten). Der Zylinder fährt aus. Eine Regelung ist nicht möglich, da der Öffnungsquerschnitt des Ventils für eine Regelung größer sein müsste als der maximale Öffnungsquerschnitt des Ventils. Das Ventil ist in diesem Bereich voll geöffnet.

Bereich 7: Die Aufbaugeschwindigkeit ist positiv (Aufbau bewegt sich nach oben) und die Radgeschwindigkeit ist negativ (Rad bewegt sich nach unten). Der Zylinder fährt aus. Eine Regelung ist möglich. Zur Regelung wird das ringseitige Ventil auf einen entsprechenden Querschnitt nach Gleichung (144) geöffnet. Das kolbenseitige Ventil wird mit maximalem Öffnungsquerschnitt betrieben.

Bereich 8: Die Rad- und Aufbaugeschwindigkeiten sind positiv (Rad und Aufbau bewegen sich nach oben), wobei die Aufbaugeschwindigkeit größer ist als die Radgeschwindigkeit. Der Zylinder fährt aus. Eine Regelung ist möglich. Zur Regelung wird das ringseitige Ventil auf einen entsprechenden Querschnitt nach Gleichung (144) geöffnet. Das kolbenseitige Ventil wird mit maximalem Öffnungsquerschnitt betrieben.

Die mögliche Umsetzung eines entsprechenden Regelungsalgorithmus zeigt das Flussdiagramm nach Abb. 135. Im ersten Schritt wird die Einfederungsgeschwindigkeit der Fahrwerkzylinder berechnet. Anhand derer wird ermittelt, ob der Fahrwerkzylinder ein- oder ausfedert. Beim Einfedern wird das ringseitige Ventil und beim Ausfedern das kolbenseitige Ventil vollständig geöffnet. Anschließend wird ermittelt, ob der für die Regelung erforderliche Ventilquerschnitt einstellbar ist oder nicht. Falls ja, wird dieser nach Gleichung (143) für das Einfedern und nach Gleichung (144) für das Ausfedern berechnet und als Sollwert an die Ventilsteuerung übermittelt.

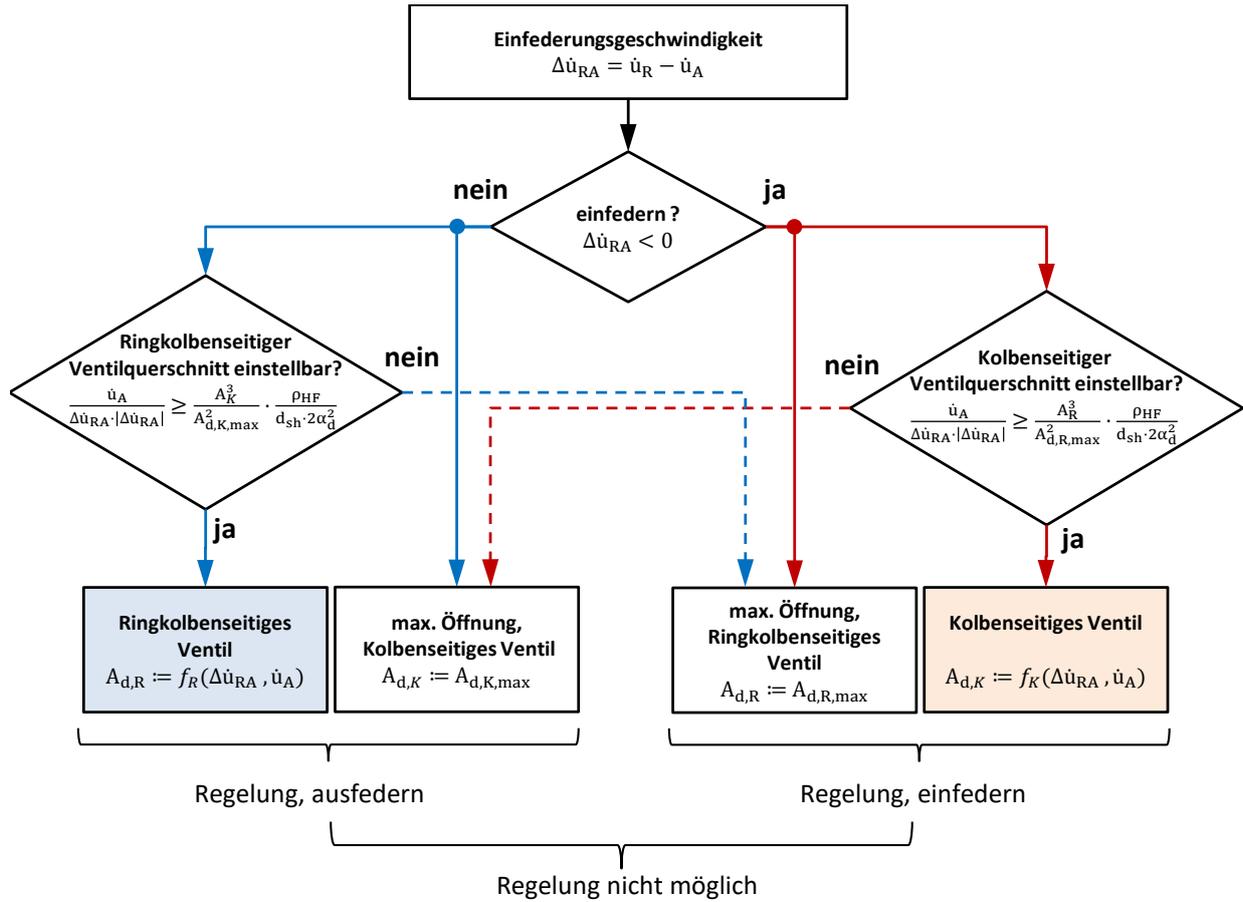


Abb. 135: Flussdiagramm zur Regelung der Ventilquerschnitte bei der Skyhook-Regelung von hydropneumatischen, vorgespannten Fahrwerken

6.1.2. Gekoppelte Skyhook-Regelung

Äquivalent zum einfachen Skyhook Ansatz nach Abschnitt 6.1.1 lässt sich eine erweiterte Skyhook-Regelung mit gekoppelter Aufbau- und Nickdämpfung formulieren. Ausgangspunkt bildet die Forderung einer, an einem Punkt des Aufbaus wirksamen, Skyhook-Dämpfung mit einer der Nickwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{34}$ proportionalen Dämpfung zu kombinieren. Abb. 136 zeigt ein ebenes Ersatzmodell des TUB-Trac sowie das theoretische Nick-Skyhook-Modell zur Formulierung des entsprechenden Regelungsalgorithmus.

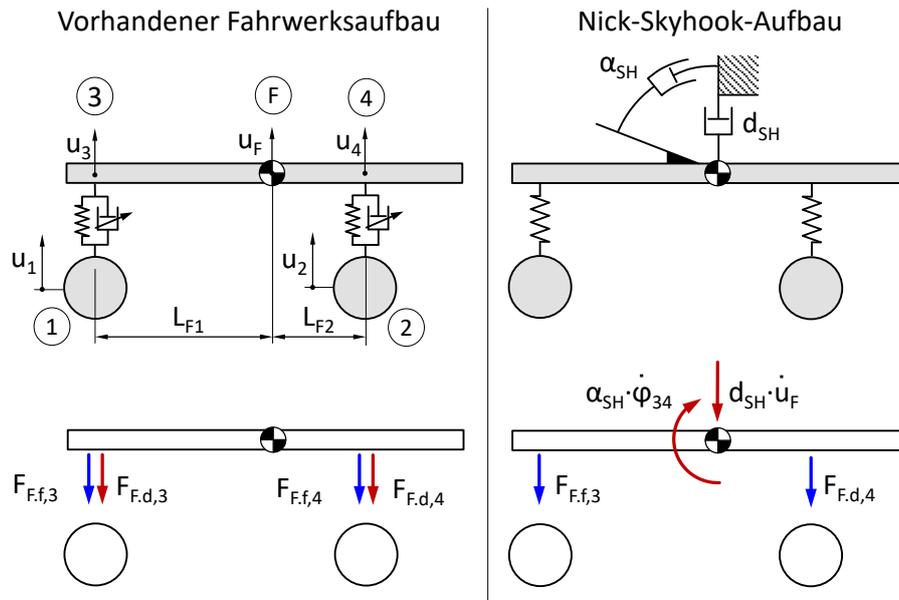


Abb. 136: Links: Modell des hydropneumatischen Fahrwerks mit den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften. Rechts: theoretischer Aufbau eines Federungssystems mit Nick-Skyhook-Dämpfung des Aufbaus und den wirksamen Feder- und Dämpfungskräften

Der Ansatz dieser Regelung beruht auf der Tatsache, dass der einfache Skyhook-Algorithmus die Rad-Aufbau-Dynamik eines jeden Rades getrennt voneinander berücksichtigt. Da anzunehmen ist, dass eine unabhängige Regelung der vier Radaufhängungen nicht grundsätzlich geeignet ist, um z. B. die Beschleunigungen im Bereich der Fahrerkabine zu reduzieren, soll an dieser Stelle der Ansatz der kombinierten Skyhook-Regelung untersucht werden. Die Herangehensweise, sowohl die Nickbewegung des Fahrzeugs als auch die vertikale Bewegung des Aufbaus an einem konkreten Punkt, z. B. im Bereich der Fahrerkabine (Punkt F), zu dämpfen, könnte eine weitere Verringerung der Nickschwingungen sowie der effektiven Aufbaubeschleunigungen ermöglichen. Gerade in Hinblick auf das Fahrzeugkonzept des TUB-Trac mit einer am gefederten Aufbau angebrachten Heckenbaumasse, scheint die Betrachtung eines solchen Konzeptes sinnvoll.

Aus der Äquivalenzbetrachtung der verstellbaren Fahrwerksdämpfung und der theoretisch angestrebten Skyhook-Dämpfung (vgl. Abb. 136) ergibt sich anhand der Kräftegleichgewichte in vertikaler Richtung die Bedingung:

$$F_{F,d,3} + F_{F,d,4} = d_{SH} \cdot \dot{u}_F = d_{SH} \cdot \left(\dot{u}_3 \cdot \frac{L_{F2}}{L_{F1} + L_{F2}} + \dot{u}_4 \cdot \frac{L_{F1}}{L_{F1} + L_{F2}} \right) \quad (148)$$

Für das Momentengleichgewicht, unter der Annahme kleiner Nickwinkel mit $\dot{\varphi}_{34} \approx \frac{1}{L_{F1} + L_{F2}} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)$, ergibt sich analog die Bedingung:

$$-F_{F,d,3} \cdot L_3 + F_{F,d,4} \cdot L_3 = \alpha_{SH} \cdot \dot{\varphi}_{34} = \alpha_{SH} \cdot \frac{1}{L_{F1} + L_{F2}} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3) \quad (149)$$

Die für die Regelung erforderlichen Fahrwerksdämpfungskräfte $F_{F.d,3}$ und $F_{F.d,4}$ ergeben sich dabei aus den Gleichungen (148) und (149) mit:

$$F_{F.d,3} = \frac{1}{L_{F1} + L_{F2}} (d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) - \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)) \quad (150)$$

$$F_{F.d,4} = \frac{1}{L_{F1} + L_{F2}} (d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) + \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)) \quad (151)$$

Unter Verwendung von Gleichung (43), welche die Dämpfungskraft des Dämpfungsventils in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt und von der Einfederungsgeschwindigkeit beschreibt, erhält man nach Einsetzen in die Gleichungen (150) und (153) und Umstellen die, zur Erzeugung der erforderlichen Nick-Skyhook-Dämpferkräfte erforderlichen, Drosselquerschnitte der Ventile nach Gleichung (152) und (153).

$$A_{d,3} = \sqrt{\frac{\rho_{HF} \cdot (A_K^3 + A_R^3)}{2 \cdot \alpha_d^2} \cdot \frac{L_{F1} + L_{F2}}{d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) - \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)} \cdot \Delta\dot{u}_{13} \cdot |\Delta\dot{u}_{13}|} \quad (152)$$

$$A_{d,4} = \sqrt{\frac{\rho_{HF} \cdot (A_K^3 + A_R^3)}{2 \cdot \alpha_d^2} \cdot \frac{L_{F1} + L_{F2}}{d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) + \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)} \cdot \Delta\dot{u}_{24} \cdot |\Delta\dot{u}_{24}|} \quad (153)$$

Hierbei sind $\Delta\dot{u}_{13} = \dot{u}_1 - \dot{u}_3$ und $\Delta\dot{u}_{24} = \dot{u}_2 - \dot{u}_4$ die Einfederungsgeschwindigkeiten der vorderen und der hinteren Fahrwerkzylinder.

Da die Öffnungsquerschnitte der Dämpfungsventile nur positive, reelle Werte annehmen können, lassen sich die angeführten Zusammenhänge nur für die folgenden Bedingungen erfüllen:

$$0 < \Delta\dot{u}_{13} \cdot (d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) - \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)) \quad (154)$$

$$0 < \Delta\dot{u}_{24} \cdot (d_{SH} \cdot (\dot{u}_4 \cdot L_{F1} + \dot{u}_3 \cdot L_{F2}) + \alpha_{SH} \cdot (\dot{u}_4 - \dot{u}_3)) \quad (155)$$

Ebenfalls ist auch auf die Begrenzung der Ventilquerschnitte zu achten.

Wird gefordert, dass nur die Volumenströme in Richtung der Blasenspeicher gedrosselt werden, um Kavitation zu verhindern, muss, wie in Abschnitt 6.1.1, die Gleichung (149) zur Beschreibung der wirksamen Ventildämpfung herangezogen werden.

6.1.3. Analyse des Einflusses der Skyhook-Regelung auf die Vertikaldynamik des TUB-Trac

Im Folgenden sollen die, in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen, Regelungen am Modell des TUB-Trac untersucht und verglichen werden. Da die beschriebenen Skyhook-Regelungen zum grundlegenden Ziel haben, die Beschleunigungen des Aufbaus zu reduzieren, um so beispielsweise den Fahrkomfort zu erhöhen bzw. die Schwingungsbelastung der fahrzeugführenden Personen zu senken, wird zur Quantifizierung der Aufbaubeschleunigungen der Effektivwert im Bereich des Fahrerplatzes nach Gleichung (131) herangezogen.

Prinzipiell wäre auch eine Bewertung der Effektivwerte der Aufbaubeschleunigungen in den Bereichen der jeweiligen Radanbindungspunkte möglich, wie es in den oberen Abschnitten erfolgte. Allerdings ließe sich auf Grund der Kopplung von Front- und Heckdynamik des Fahrzeuges kein aussagekräftiger Vergleich der einfachen und der gekoppelten Skyhook-Regelung durchführen, da im Speziellen der zweite Regelungsansatz auf die Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen an einem konkreten Punkt, wie z. B. dem Bedienplatz, ausgerichtet ist.

Basis für die Untersuchungen der Regelungskonzepte bilden die Ergebnisse numerischer Simulationen des TUB-Trac-Modells. Hierbei wird neben der Analyse des Einflusses der Reglerparameter d_{SH} und α_{SH} auch der Einfluss der Dynamik der Dämpfungsventile betrachtet, da diese, wie bereits in [6] thematisiert, einen wesentlichen Einfluss auf Beeinflussbarkeit der Fahrzeugdynamik durch die Regelung haben. Die für die Analyse durchgeführten Simulationen und deren variierten Parameter bzw. Zahlenwerte sind in Tab. 12 für das Fahrzeug mit und ohne Heckanbaumasse aufgelistet.

Tab. 12: Variationsparameter der durchgeführten Simulationen für den TUB-Trac mit und ohne Heckanbau, für das passive Fahrwerk sowie der einfachen und gekoppelten Skyhook-Regelung für den ISO smooth-track.

	Index	Ventilträgheit	Passive Dämpfung		Skyhook-Dämpfung		Nickdämpfung	
		Δt_{PV} in s	PV	n	d_{SH} in N s/m	n	α_{SH} in Nm s	n
Ohne Anbau								
passiv	A	-	5 5,25 ...10	21	-	-	-	-
Skyhook	A	0	-	-	0, 1.000, ...50.000	51	-	-
	B	0,025	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	C	0,050	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	D	0,075	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	E	0,100	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	G	0,150	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	J	0,225	-	-	0, 2.000, ...50.000	21	-	-
gekop. Skyhook	A	0	-	-	0, 1.000, ...20.000	21	0, 10.000, ...20.000	3
	B	0,025	-	-	3.000, 4.000, ...16.000	14	4.000, 6.000, ...10.000	4
	C	0,050	-	-	1.000, 2000, ...12.000	12	2.000, 4.000, ...8.000	4
Mit starrer Anbaumasse (Anbaugerätesimulator)								
passiv	A	-	5 5,25 ...10	21	-	-	-	-
Skyhook	A	0	-	-	0, 1.000, ...20.000	21	-	-
	B	0,025	-	-	0, 1.000, ...20.000	21	-	-
	C	0,050	-	-	0, 1.000, ...20.000	21	-	-
	D	0,075	-	-	0, 1.000, ...20.000	21	-	-
	E	0,100	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	G	0,150	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
	J	0,225	-	-	0, 1.000, ...50.000	41	-	-
gekop. Skyhook	A	0	-	-	0, 2.000, ...40.000	21	0, 10.000, ...20.000	3
	B	0,025	-	-	4.000, 5.000, ...20.000	17	0, 3.000, ...9.000	4
	C	0,050	-	-	4.000, 5.000, ...20.000	17	0, 3.000, ...9.000	4

6.1.3.1. Einfluss der Skyhook-Regelung auf den unbeladenen TUB-Trac

Zur Schaffung eines ersten Überblicks über die Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch die beiden Regelungsansätze können die Simulationsergebnisse, die in Form des Konfliktdiagramms in Abb. 138 dargestellt wurden, herangezogen werden. Das Konfliktdiagramm zeigt dabei die Wertepaare aus der effektiven Aufbaubeschleunigung am Punkt F (vgl. Abb. 137) und die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die passive Federung des TUB-Trac, die Skyhook- und die gekoppelte Skyhook-Regelung.

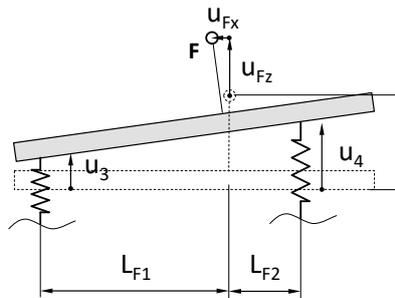


Abb. 137: Fiktiver Bewertungspunkt (F) für den Fahrkomfort im Bereich des Fahrersitzes

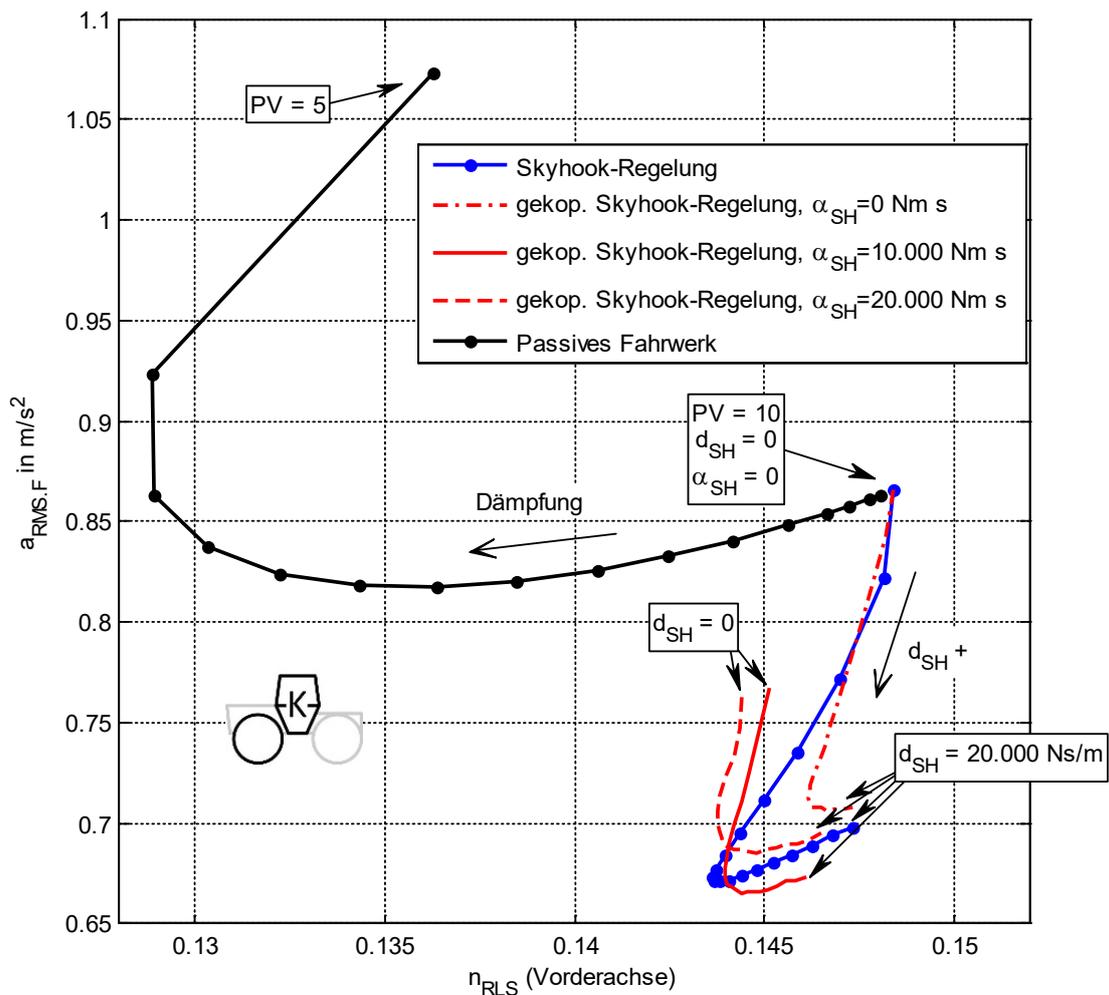


Abb. 138: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsventilträgheit

Das passive Fahrwerk des TUB-Trac wurde dabei anhand der Dämpfungswerte von $PV = 5$ (mittlere Dämpfung) bis $PV = 10$ (keine Dämpfung) variiert, die einfache Skyhook-Regelung anhand des Skyhook-Dämpfungswertes $d_{SH} = 0 \dots 20.000 \text{ Ns/m}$ und die gekoppelte Skyhook-Dämpfung anhand der beiden Dämpfungswerte $d_{SH} = 0 \dots 20.000 \text{ Ns/m}$ und α_{SH} . Für die Nickdämpfung α_{SH} wurden vorerst drei Werte herangezogen - 0 Ns/m , 10.000 Ns/m und 20.000 Ns/m . Für die Berechnungen wurden, wie bereits in Abschnitt 5, der ISO smooth-track als Vergleichsfahrbahn sowie eine Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h herangezogen. Eine verzögerte Ventilöffnung, durch Einbeziehung der Ventildynamik, wurde vorerst nicht berücksichtigt, um die theoretisch mögliche Beeinflussung der Regelungen abbilden zu können.

Die Konfliktpunktkurve des passiv gedämpften TUB-Trac (schwarze Kurve) zeigt qualitativ den schon bekannten Verlauf nach Abschnitt 5.3.1 mit etwas geringeren Beschleunigungswerten auf Grund der Betrachtung des fahrzeugmittig liegenden Punktes F, anstatt des Aufbaus im Bereich der Fahrwerkzylinder. Ausgehend von einer Dämpfungsventilöffnung $PV = 5$, welche einer mittleren Dämpfung entspricht, sinkt die Aufbaubeschleunigung mit zunehmender Ventilöffnung bis etwa zum Ventilöffnungswert $PV = 6,5$ und steigt wieder leicht bis zum voll geöffnetem Dämpfungsventil ($PV = 10$), was dem quasi ungedämpften Fahrwerk entspricht.

Die Konfliktpunktkurve für die einfache Skyhook-Regelung (blaue Kurve) beginnt für einen Reglerparameter $d_{SH} = 0$, bei dem kein Regelreingriff stattfindet, erwartungsgemäß im Punkt des passiven TUB-Trac mit voll geöffneten Dämpfungsventilen. Mit steigendem Skyhook-Dämpfungswert sinken sowohl die Aufbaubeschleunigung im Punkt F als auch die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder bis etwa zu einem Wert von $d_{SH} = 10.000 \text{ Ns/m}$ und steigen anschließend wieder. Dieses Ergebnis entspricht dem zu erwarteten positiven Einfluss der Skyhook-Regelung auf die Ausprägung der effektiven Aufbaubeschleunigung.

Eine vergleichbare Reduzierung der Aufbaubeschleunigung im Punkt F wird auch durch die gekoppelte Skyhook-Regelung (rote Kurven) erzielt, wobei die minimale Aufbaubeschleunigung für eine Nickdämpfung von $\alpha_{SH} = 10.000 \text{ Ns/m}$ bei einem Skyhook-Dämpfungswert von etwa $d_{SH} = 12.000 \text{ Ns/m}$ erreicht wird.

Um das Potential der einfachen und der gekoppelten Skyhook-Dämpfung etwas detaillierter vergleichen zu können, wurden die oben angeführten Simulationen erneut mit einer feineren Abstufung der Skyhook-Dämpfungswerte für Wertebereiche durchgeführt, für die sich die geringsten Aufbaubeschleunigungen ergaben. Das entsprechende Konfliktdiagramm ist in Abb. 139 dargestellt.

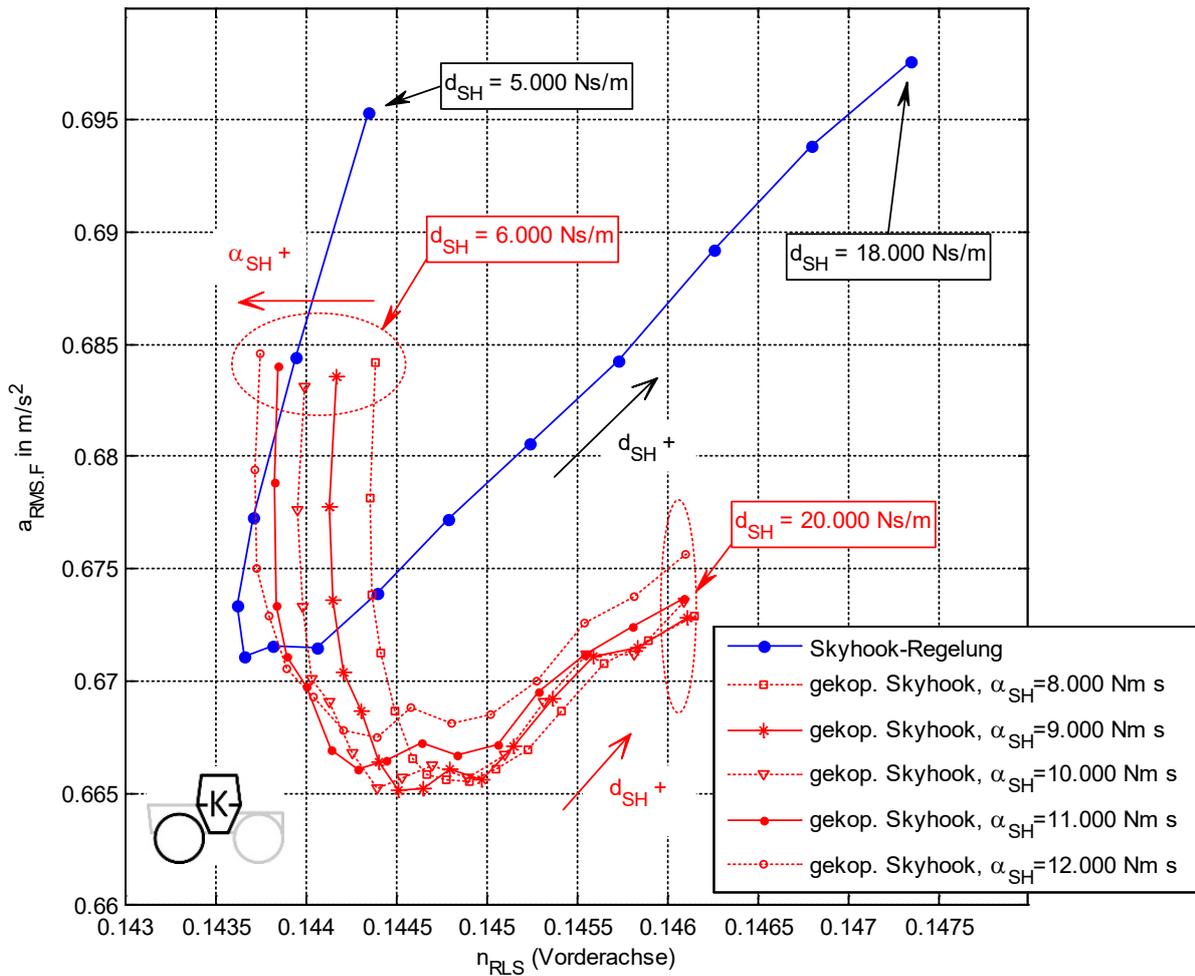


Abb. 139: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsventilträchtigkeit

Den dargestellten Konfliktpunkten kann entnommen werden, dass zur Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen des TUB-Trac, für den hier betrachteten Anregungsfall, ein günstiger Regelungsparametersatz für die gekoppelte Skyhook-Regelung mit $d_{SH} \approx 12.000$ Ns/m und $\alpha_{SH} \approx 10.000 \dots 11.000$ Ns/m vorliegt. Für die einfache Skyhook-Regelung lässt sich in diesem Kontext ein Dämpfungswert von $d_{SH} \approx 9.000$ Ns/m angeben.

Die sowohl mit beiden Regelungen als auch der passiven Dämpfung erzielbaren Minimalwerte der Aufbaubeschleunigungen sind ergänzend in Abb. 140 gegenübergestellt.

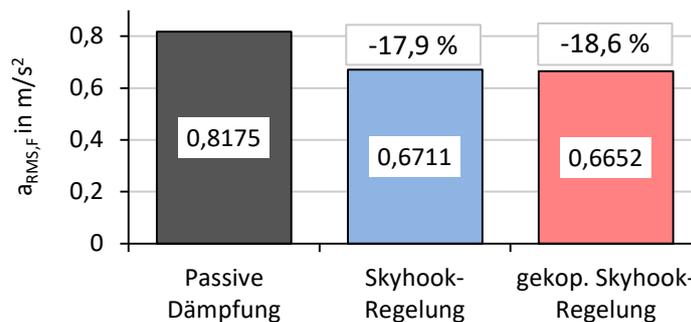


Abb. 140: Minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse.

Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h unter Vernachlässigung der Dämpfungsverzögerung

Im Vergleich zum passiven Fahrwerk lassen sich demnach mit beiden Regelungsansätzen für den betrachteten Anregungsfall Reduzierungen der Aufbaubeschleunigungen im Bereich der Fahrzeugkabine von etwa 18%, bezogen auf den Bestwert der passiven Dämpfung, erzielen, wobei die gekoppelte Skyhook-Regelung etwas höhere Reduzierungen zu ermöglichen scheint.

Die vorgestellten Daten geben einen ersten Überblick über die, mit den beiden Regelungsansätzen erreichbaren, Reduzierungen der Aufbaubeschleunigungen im Bereich der Fahrerkabine für eine theoretisch unendlich schnelle Dämpfungsverstellung. Wie bereits erwähnt, lässt sich eine solche Reduzierung mit der aktuellen technischen Umsetzung des TUB-Trac Fahrwerkes, aufgrund der Verzögerungszeiten der Regel- und insbesondere der Stellglieder, nicht erreichen.

Um den Einfluss der Dämpfungsverzögerungen des TUB-Trac-Fahrwerkes nach der Modellierung in Abschnitt 4.2.2 auf die Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik des TUB-Trac zu quantifizieren, können die in Abb. 141 dargestellten Konfliktpunktkurven herangezogen werden. Die dargestellten Kennlinien wurden für dieselben Rahmenbedingungen wie im oben Beispiel errechnet, wobei nun die Dynamik der Dämpfungsventile berücksichtigt und durch den Verzögerungsparameter Δt_{HP} variiert wurde.

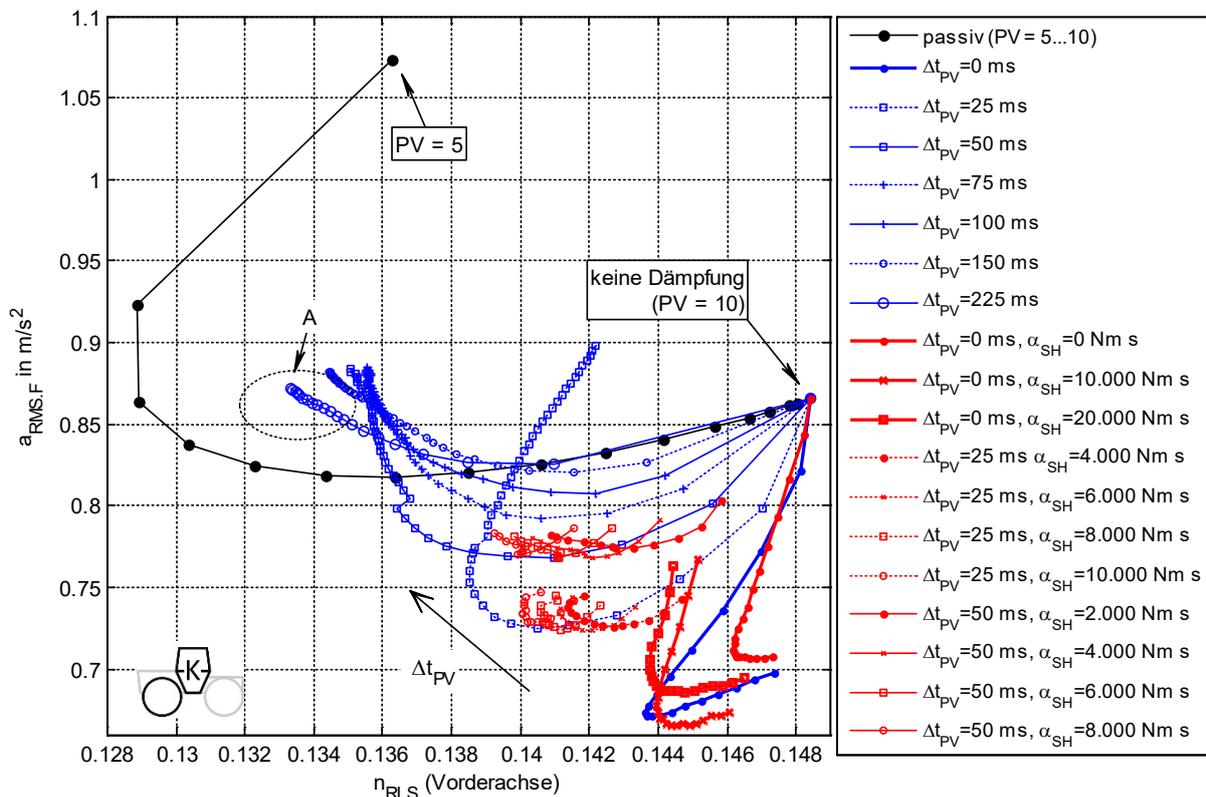


Abb. 141: Konfliktplot der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache (blau) und gekoppelte Skyhook-Regelung (rot) des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h für verschiedene Dämpfungsverzögerungszeiten

Wie zu erwarten, steigen die effektiven Aufbaubeschleunigungen mit zunehmender Dämpfungsverzögerung für die einfache und die gekoppelte Skyhook-Regelung, während die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder tendenziell abnehmen. Dabei ist zu erkennen, dass die Aufbaubeschleunigungen bereits bei einer relativ kleinen Ventilverzögerung von z. B. $\Delta t_{HP} = 25\ ms$ eine deutliche Zunahme, bezogen auf die Werte ohne Verzögerung und die der passiven Dämpfung, erfahren. Bei einer weiteren Erhöhung der Ventilverzögerungen steigen die effektiven Aufbaubeschleunigungen weniger stark und nähern sich scheinbar einer Grenzwertkurve an, die sich für kleine Skyhook-Dämpfungswerte an die Konfliktpunktkurve der passiven Fahrwerksdämpfung

anschmiegt und für sehr große Skyhook-Dämpfungswerte im markierten Bereich A zu münden scheint. Der Übersicht halber sind die Konfliktpunktekurven für die gekoppelte Skyhook-Regelung (rot) nur bis zur einer Ventilverzögerung von $\Delta t_{HP} = 50 \text{ ms}$ und für günstige Nickdämpfungswerte dargestellt.

Ein Vergleich der Kurven von einfacher und gekoppelter Skyhook-Regelung zeigt, dass bezüglich der erreichbaren, effektiven Aufbaubeschleunigungsreduzierung ein vergleichbares Potential für den hier betrachteten Anregungsfall vorliegt. Die angenommene weitergehende Reduzierung der Aufbaubeschleunigung im Bereich der Fahrerkabine (Punkt F) durch den gekoppelten Skyhook-Algorithmus kann daher, zumindest für den betrachteten Fall, nicht belegt werden. Vergleicht man die Zahlenwerte der erreichbaren Bestpunkte der Skyhook-Regelungen mit dem der passiven Dämpfung, so ergeben sich die Verbesserungen nach Abb. 142. Bereits bei einer Ventilverzögerung von $\Delta t_{HP} = 25 \text{ ms}$ ist die Verringerung der effektiven Aufbaubeschleunigung bei beiden Skyhook-Varianten praktisch gleich.

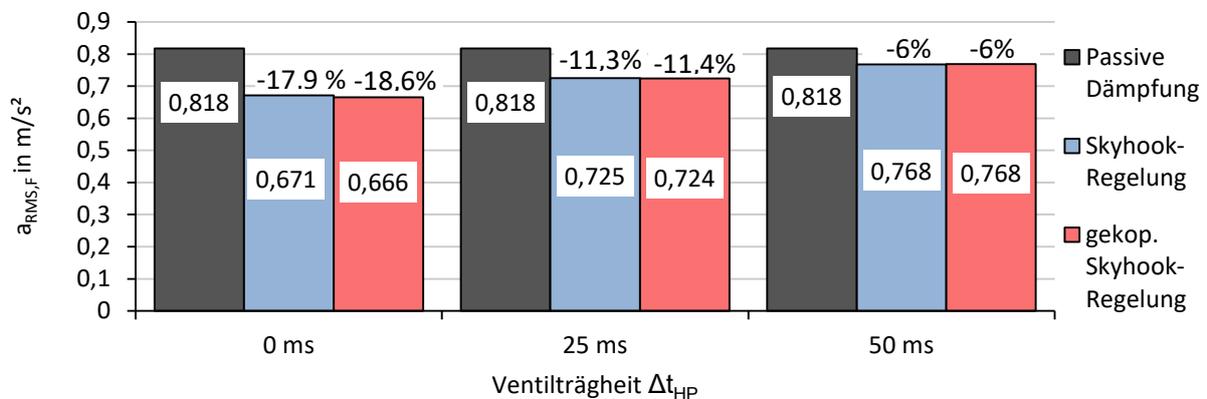


Abb. 142: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.

Anhand des angeführten Beispiels lässt sich bereits die Größenordnung für die erforderliche Dynamik der Stellglieder zur Umsetzung einer wirksamen Skyhook-Regelung ableiten. Im betrachteten Anwendungsfall wäre ein maximaler Ventilverzögerungswert von $\Delta t_{HP} = 100 \text{ ms}$ erforderlich, um den Bestwert der Aufbaubeschleunigungen der passiven Federung mithilfe der beiden Regelungskonzepte reduzieren zu können. Verzögerungswerte oberhalb davon erhöhen die effektiven Aufbaubeschleunigungen bezüglich dieses passiven Bestpunktes.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass ein passives Fahrwerk in diesem Bestpunkt eine sehr geringe Dämpfung aufweisen würde, was zu einem unzulässigen dynamischen Verhalten des TUB-Trac in anderen Fahrsituationen, z. B. bei abrupten Lenkmanövern oder beim Auftreten hoher, impulsartiger Fahrbahnregungen, führen würde. Auch bei einem mit dem Skyhook-Algorithmus geregeltem Fahrwerk muss davon ausgegangen werden, dass das dynamische Verhalten hinsichtlich der Fahrsicherheit nachteilig beeinflusst werden kann. Beispielsweise würden die Achsen, bei einer starken impulsartigen Radanregung, z. B. beim Überfahren eines Einzelfahrbahnhindernisses, eine Ausweichbewegung in Richtung des Aufbaus ausführen. Da die Skyhook-Regelung eine Zunahme der Aufbaugeschwindigkeit bei einfahrendem Fahrwerk durch eine Öffnung des Dämpfungsventils zu reduzieren versucht, wird die Achse kaum oder nur gering gedämpft, was dazu führt, dass der zu Verfügung stehende Federweg im hohen Maße ausgenutzt wird. Im Gegensatz dazu könnte z. B. bei Bremsmanövern, bei dem der Aufbau Nickbewegungen ausführt, während die Achsen eine vergleichbar geringere Auslenkung erfahren, das Systemverhalten durch eine Skyhook-Regelung verbessert werden. In diesem Fall würde eine Skyhook-Regelung beim Auftreten erhöhter Aufbaugeschwindigkeit die Dämpfung der Vorder- und der Hinterachsfederung erhöhen, um die Aufbaugeschwindigkeit zu reduzieren - wodurch die Nickbewegung des Fahrzeugs verringert würde.

6.1.3.2. Einfluss der Skyhook-Regelung auf den TUB-Trac mit Heckanbau

Das dynamische Verhalten des TUB-Trac mit passiver Dämpfung sowie einfacher und gekoppelter Skyhook-Regelung sollen nun auch für den Fall einer am Fahrzeugheck angebrachten Anbaumasse untersucht werden. Als beispielhafte Anbaumasse wird hierfür der Anbaugerätesimulator nach Abschnitt 3.2 herangezogen, der starr mit dem Fahrzeug verbunden ist. Abb. 143 zeigt die berechneten Konfliktkurven des TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator für verschiedene Dämpfungsparameter und Ventilträgheiten auf dem ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.

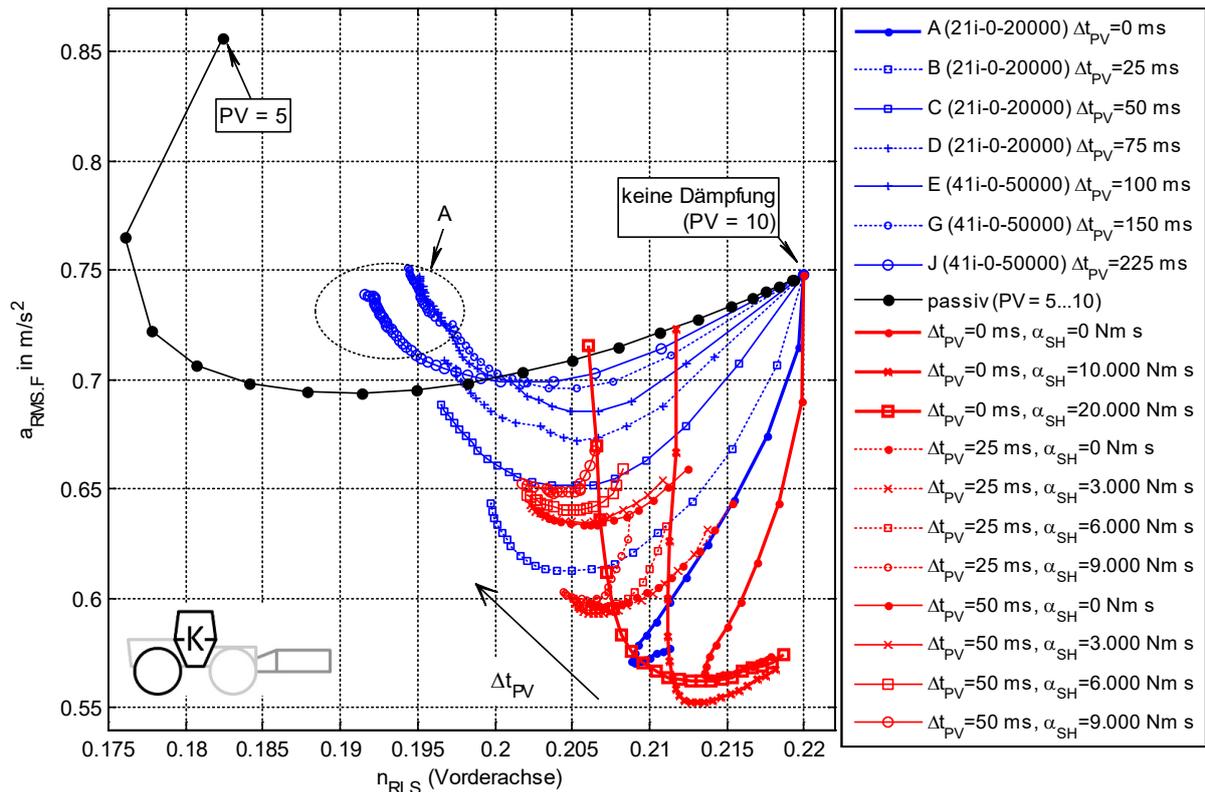


Abb. 143: Konfliktdiagramm der effektiven Aufbaubeschleunigungen am Punkt F und der Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder für die einfache (blau) und gekoppelte Skyhook-Regelung (rot) des TUB-Trac mit Heckanbaumasse (Anbaugerätesimulator). Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h für verschiedene Dämpfungsventil-Verzögerungszeiten

Im Vergleich zu den Konfliktkurven des unbeladenen TUB-Trac nach Abb. 141 für ansonsten gleiche Simulationsbedingungen, zeigen die des Fahrzeugs mit Heckanbau eine ähnliche Ausprägung. Insgesamt sinkt durch das Mitführen einer starren Heckanbaumasse das Niveau der effektiven Aufbaubeschleunigungen im Vergleich zum unbeladenen Fahrzeug, wohingegen die Radlastvariationskoeffizienten der Vorderräder um etwa 40% steigen, was - wie bereits in den vorherigen Kapiteln beschrieben - auf die Reduzierung der statischen Radaufstandskraft der Vorderräder, aufgrund des Heckanbaus, zurückzuführen ist.

Interessanterweise zeigt der Vergleich der Konfliktkurven des TUB-Trac mit Heckanbau etwas stärkere Unterschiede zwischen der einfachen und der gekoppelten Skyhook-Regelung für die betrachteten Ventilverzögerungen, als es beim unbeladenen Fahrzeug der Fall war. Während beim TUB-Trac mit Heckanbau die Bestpunkte der effektiven Aufbaubeschleunigungen für beide Regelungsansätze und gleiche Ventilverzögerungen in etwa auch vergleichbare Werte aufwiesen, liegen die der gekoppelten Skyhook-Regelung beim Fahrzeug mit Heckanbau unterhalb von den Werten der einfachen Skyhook-Regelung. Entnimmt man den Simulationsergebnissen die Zahlenwerte der Bestpunkte und vergleicht diese mit denen des passiven Fahrwerks, ergeben sich die

in Abb. 144 angeführten Reduzierungen der effektiven Aufbaubeschleunigungen im Bereich des Bedienplatzes.

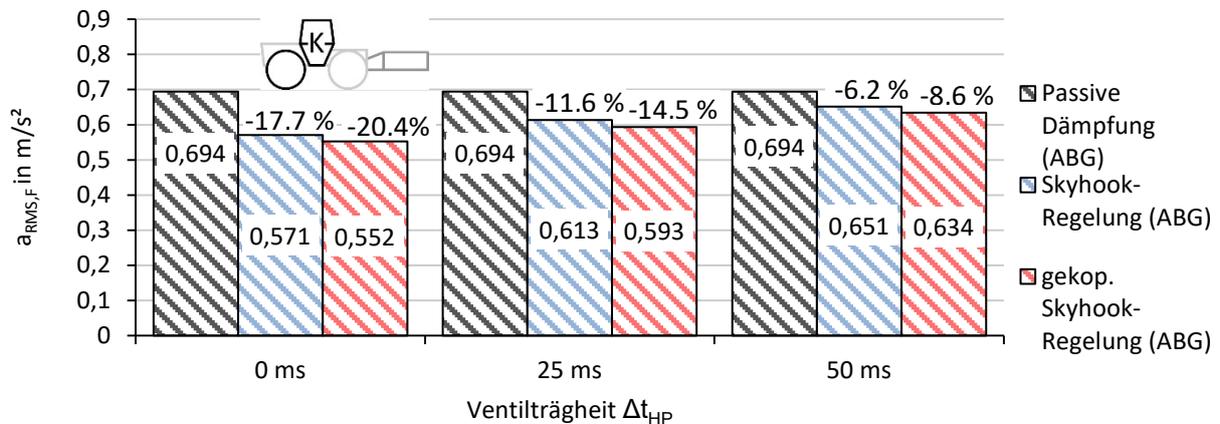


Abb. 144: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimale, erreichbare, effektive Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac mit Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.

Während die einfache Skyhook-Regelung für den theoretischen Fall einer nicht vorhandenen Ventilverzögerung eine vergleichbare Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigung von ca. 17,7% ermöglicht, wie beim TUB-Trac ohne Heckanbau, kann die effektive Aufbaubeschleunigung durch die gekoppelte Skyhook-Regelung stärker reduziert werden. Bei einer Ventilverzögerung von $\Delta t_{HP} = 0 \text{ ms}$ lässt sich so beim Fahrzeug mit starrem Heckanbau durch die gekoppelte Skyhook-Regelung eine Reduzierung um etwa 20,4 % erzielen, die beim Fahrzeug ohne Anbau bei nur ca. 18,6% lag.

Mit zunehmender Ventilverzögerung sinkt, wie beim unbeladenen TUB-Trac, das Potential der Aufbaubeschleunigungsreduzierung für beide Skyhook-Ansätze. Zwar gleichen sich die Bestwerte der effektiven Aufbaubeschleunigung mit zunehmender Ventilverzögerung für beiden Skyhook-Varianten einander an, allerdings ist diese Angleichung beim Fahrzeug mit Heckanbau etwas schwächer ausgeprägt, sodass die gekoppelte Skyhook-Regelung im betrachteten Fall, auch bei etwas höheren Ventilverzögerungen, ein größeres Potential zur Reduzierung der Aufbaubeschleunigung zu bieten scheint als die einfache Skyhook-Regelung.

6.1.3.3. Vergleich von einfacher und gekoppelter Skyhook-Regelung

Stell man die Ergebnisse der Simulationen der vorherigen Abschnitte gegenüber, so lassen sich die folgenden Punkte zum Vergleich von einfacher und gekoppelter Skyhook-Fahrwerksregelung des TUB-Trac anführen:

1. Sowohl die einfache als auch die gekoppelte Skyhook-Regelung ermöglichen es, die Aufbaubeschleunigung des TUB-Trac, bezüglich des Bestpunktes der passiven Dämpfung, bei einer stochastischen Fahrbahnanregung zu reduzieren, insofern die Trägheitszeiten der Dämpfungsventile klein genug sind. Die Ergebnisse bestätigen damit die in bestehenden Arbeiten angeführten Ergebnisse zur Beeinflussung der Fahrzeugdynamik durch eine Skyhook-Fahrwerksregelung und weiten diese auch auf das Fahrzeug mit Heckanbaumasse aus.
2. Für die hier betrachteten Beispiele einer Radanregung durch den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h lassen sich die Aufbaubeschleunigungen des TUB-Trac im Bereich des Bedienplatzes mit beiden Regelungsansätzen nur mit Ventilträgheitszeiten unterhalb von etwa $\Delta t_{HP} = 100 \text{ ms}$ reduzieren.
3. Die gekoppelte Skyhook-Regelung bietet beim unbeladenen TUB-Trac ein vergleichbares Potential zur Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigung wie die einfache Skyhook-Regelung.
4. Die Simulation der Dynamik des TUB-Trac beim Mitführen einer starr am Heckkraftheber angebrachten Masse, die in etwa die Trägheitswerte eines vierscharigen Anbaupflugs aufwies, führte zu Ergebnissen, die nahelegen, dass die gekoppelte Skyhook-Regelung bei dem TUB-Trac mit Heckanbau ein etwas größeres Potential zur Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigung aufweist als der einfache Skyhook-Ansatz. Im Konkreten kann vermutet werden, dass die gezielte Dämpfung der Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus mit dem gekoppelten Regelungsansatz besonders bei höheren Trägheitsmomenten des Aufbaus, wie sie durch das Anbringen einer Heckanbaumasse hervorgerufen wird, zu einer Verbesserung des Fahrkomforts führt.

Zusammenfassend zeigt Abb. 145. den direkten Vergleich der errechneten Bestwerte der effektiven Aufbaubeschleunigungen für die beiden Regelungsansätze des TUB-Trac mit und ohne starrem Heckanbau.

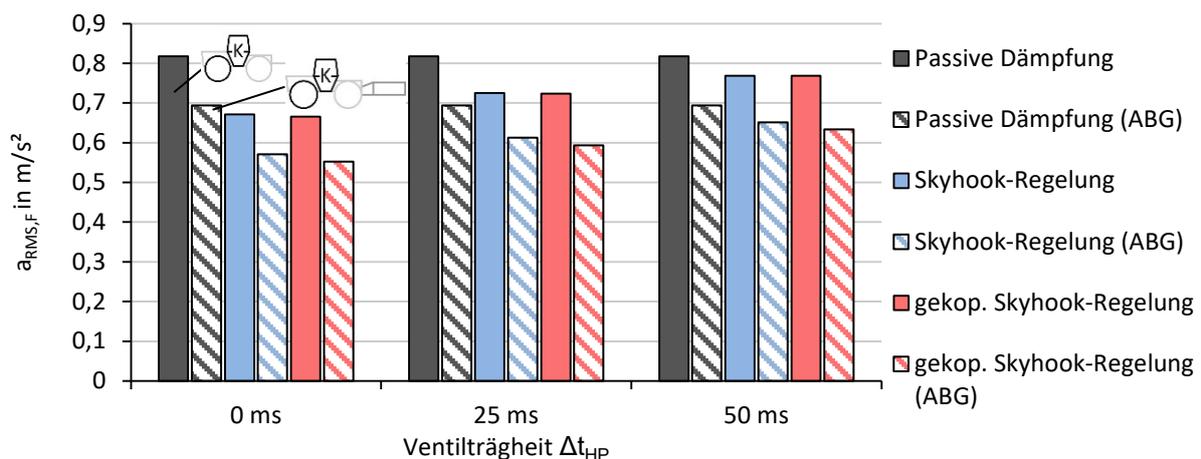


Abb. 145: Einfluss der Dämpfungsventilverzögerung auf die minimalen, erreichbaren, effektiven Aufbaubeschleunigungen im Punkt F für die einfache und gekoppelte Skyhook-Regelung und das passive Fahrwerk des TUB-Trac, mit und ohne Heckanbaumasse. Simuliert für den ISO smooth-track bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h.

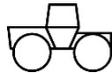
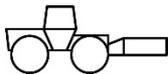
6.2. Versuche zur Analyse der Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch die Skyhook-Regelung

Um die, in dem vorhergehenden Abschnitt 6.1 angeführten, Simulationsergebnisse und die darauf basierenden Annahmen zur Beeinflussung der Fahrzeugdynamik durch die betrachteten Fahrwerkseinstellungen und -regelungen zu überprüfen, wurden verschiedene Versuche mit dem TUB-Trac durchgeführt. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Versuche vorgestellt und denen der Simulationen verglichen. Betrachtet werden hierbei die folgenden Fahrwerkskonfigurationen:

- passive Fahrwerksdämpfung, parametrisiert durch die Dämpfungsventilstellung PV
- einfache Skyhook-Regelung
- gekoppelte Skyhook-Regelung

Da die Streuungen der am Versuchsfahrzeug ermittelten Effektivwerte Größenordnungen aufweisen, die im Bereich der Beeinflussbarkeit durch die jeweiligen Fahrwerksregelungen liegt, werden für die folgenden Vergleiche Mittelwerte aus mehreren Messreihen herangezogen. Dabei werden mindestens 4 Messreihen für eine Mittelwertabschätzung verwendet. Die Anzahl der durchgeführten Messungen für die jeweiligen Parametervariationen sowie die variierten Fahrwerksparameter und deren Zahlenwerte können Tab. 13 entnommen werden.

Tab. 13: Übersicht der, für den Vergleich herangezogenen Versuchsreihen und deren Parametervariationen für den TUB-Trac ohne und mit Anbaugerätesimulator

	TUB-Trac ohne Anbau 				TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator 			
Versuchsreihe	P	S	N		PH	SH	NH	
Fahrwerkseinstellung	Passiv	Skyhook	gekop. Skyhook		Passiv	Skyhook	gekop. Skyhook	
Anzahl, Messungen	6	5	4		5	4	4	
Variationsparameter	PV	d_{SH} in Ns/m	d_{SH} in Ns/m	α_{SH} in Nm s	PV	d_{SH} in Ns/m	d_{SH} in Ns/m	α_{SH} in Nm s
Zahlenwerte	5	0	0	4000	5	0	0	0
	6	4000	4000	8000	5,5	4000	8000	4000
	7	8000	8000	10000	6	8000	16000	8000
	8	12000	12000		6,5	12000	24000	
	9	16000	16000		7	16000		
		20000	20000		7,5	20000		
					8			
					8,5			
				9				

Durch die kontinuierliche Verstellung der Dämpfungsventile bei der einfachen und gekoppelten Skyhook-Regelung werden die Drücke der Ring- und Kolbenseite des Fahrwerkzylinders auf Grund der zusätzlichen Fluidodynamik in einem Maße beeinflusst, dass eine ausreichend genaue Ermittlung der Radlastschwankungen auf Grundlage der gemessenen Fahrwerkzylinderdrücke nicht möglich ist. Aus diesem Grund werden zur Bewertung der Fahrzeugdynamik des TUB-Trac anhand von Messungen lediglich die effektiven Aufbaubeschleunigungen herangezogen - im Gegensatz zu den Ergebnissen der Simulation, die in den oberen Abschnitt in Form von Konfliktogrammen dargestellt wurden.

6.2.1. Versuche am unbelasteten TUB-Trac

Abb. 146 zeigt die aus den Messungen ermittelten, effektiven Aufbaubeschleunigungen des unbelasteten TUB-Trac im Bereich des Fahrerplatzes, in Abhängigkeit von den Dämpfungswerten des passiven Fahrwerks sowie der einfachen und der gekoppelten Skyhook-Regelung. Die im Diagramm dargestellten Beschleunigungswerte wurden über die Skyhook-Dämpfungswerte bzw. die passiven Dämpfungswerte aufgetragen. Da sich beide Dämpfungswerte nicht direkt miteinander vergleichen bzw. zuordnen lassen, wurden die PV-Werte der passiven Dämpfung über eine zusätzliche obere Abszisse aufgetragen. Die Standardabweichungen der gemittelten Datenpunkte sind als Intervallmarkierungen ebenfalls im Diagramm abgebildet.

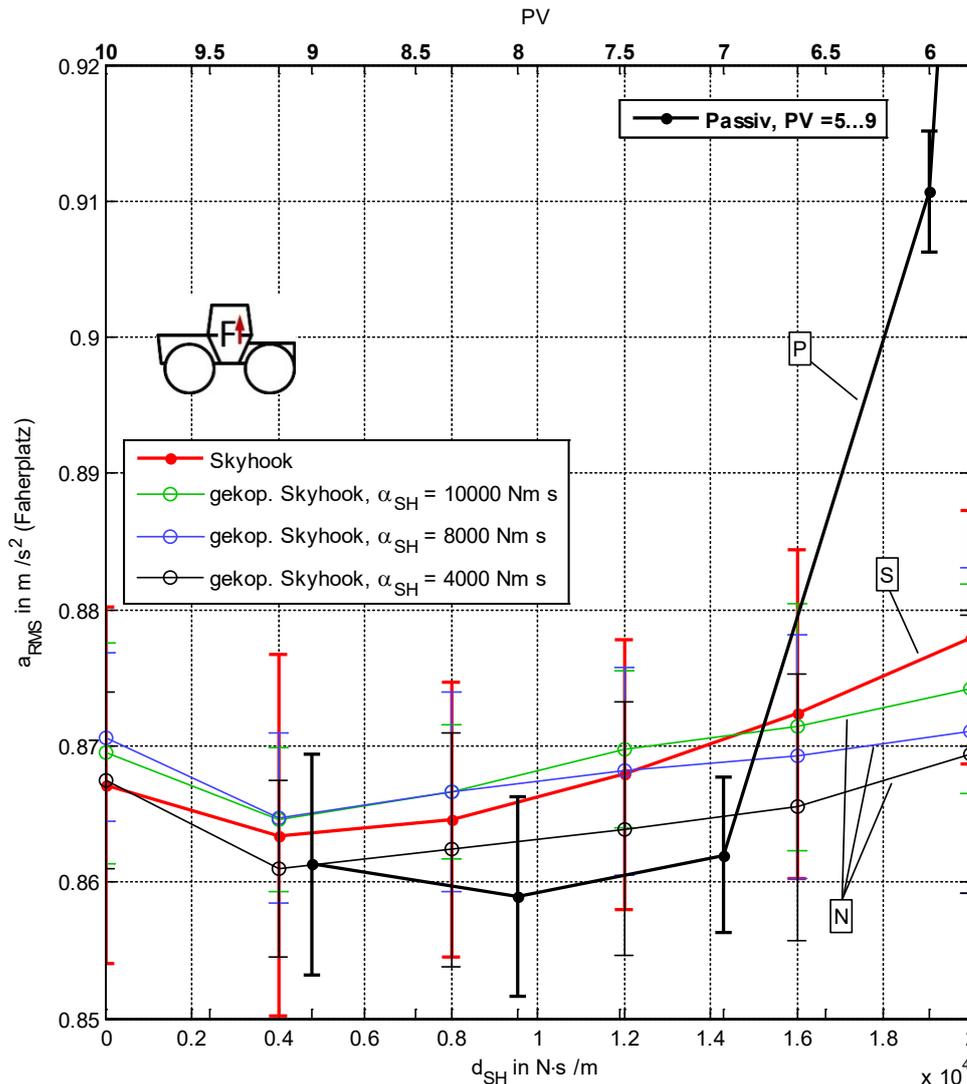


Abb. 146: Aus Messungen am unbelasteten TUB-Trac ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P), der einfachen Skyhook-Regelung (S) und der gekoppelten Skyhook-Regelung (N)

Die effektiven Aufbaubeschleunigungen des TUB-Trac mit passivem Fahrwerk (P) im Bereich des Fahrerplatzes weisen tendenziell die gleichen Abhängigkeiten von der Fahrwerksdämpfung auf wie die aus den Simulationen ermittelten Werte. Die Aufbaubeschleunigung nimmt mit sinkender Fahrwerksdämpfung (ausgehend von niedrigen PV-Werten) ab und erreicht im Bereich von $PV = 7 \dots 8$ ein Minimum. Bei niedriger Dämpfung im Bereich von $PV = 9$ nimmt die effektive Aufbaubeschleunigung wieder leicht zu. Demnach bestätigen die Messergebnisse, dass die effektiven Aufbaubeschleunigungen des TUB-Track mit passivem Fahrwerk im Bereich des Fahrerplatzes für die

hier betrachteten Fahrzeuganregung mit Dämpfungswerten im Bereich $PV = 7-8$ am stärksten reduziert werden können. Der Dämpfungswert, mit dem sich die Radlastvariationskoeffizienten des passiv gefederten TUB-Trac für den betrachteten Anregungsfall minimieren ließen, konnten ebenfalls anhand der Daten der Messung ermittelt werden. Dieses liegt sowohl für die Hinter- als auch für die Vorderachse in einem Bereich von $PV = 5...5,5$. Auch dieses Ergebnis entspricht denen der Simulationsrechnungen (vgl. z. B. Abb. 91).

Vergleicht man nun die Effektivwerte der gemessenen Aufbaubeschleunigung für die einfache Skyhook-Regelung (S) mit denen des passiven Fahrwerks (P), so lässt sich keine Reduzierung der Beschleunigung durch den Regelungseingriff feststellen. Insgesamt scheint also der „Bestwert“ der passiven Dämpfung nicht durch die implementierte, einfache Skyhook-Regelung erreicht werden zu können. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass ein direkter Vergleich der Zahlenwerte in einem so kleinen Wertebereich auf Grund der geringeren Anzahl von Messreihen nur sehr einschränkt möglich ist. Zudem ist die Streuung der Messwerte, dargestellt durch die Intervallmarkierungen der Standardabweichung, verglichen mit den geringen Differenzen der effektiven Beschleunigungen verhältnismäßig hoch, was eine Bewertung des Einflusses der jeweiligen Fahrwerksregelung erschwert.

Für die gekoppelte Skyhook-Regelung (N) ergibt sich im Vergleich zur einfachen Skyhook-Regelung (S) ein ähnlicher Verlauf der effektiven Aufbaubeschleunigungen. Für die hierbei betrachteten drei Nickdämpfungswerte $\alpha_{SH} = 4.000 \text{ Ns/m}$, $\alpha_{SH} = 8.000 \text{ Ns/m}$ und $\alpha_{SH} = 10.000 \text{ Ns/m}$ ergaben sich für $\alpha_{SH} = 4.000 \text{ Ns/m}$ die geringsten Aufbaubeschleunigungen, die zumindest nach den ermittelten Zahlenwerten etwas unterhalb der Aufbaubeschleunigungen der einfachen Skyhook-Regelung liegen. Dies entspräche den Ergebnissen der Simulation, in denen die gekoppelte Skyhook-Regelung die Aufbaubeschleunigungen im Vergleich zur einfachen etwas stärker reduzierte. Wie auch mit der einfachen Skyhook-Regelung konnte die Aufbaubeschleunigung des Fahrzeugs mit dem gekoppelten Regelungsansatz nicht so stark reduziert werden, dass diese unterhalb denen des passiven Fahrwerks mit geringer Dämpfung liegen.

Bereits in den vorderen Kapiteln wurde die eingeschränkte Wirksamkeit der Fahrwerksregelung auf Grund der begrenzten Dämpfungsventildynamik angesprochen und anhand des Simulationsmodells abgebildet. Der simulierte Einfluss der Ventilträgheit auf die erreichbaren Aufbaubeschleunigungen bei einer einfachen Skyhook-Regelung wurde in Abb. 141 dargestellt. Anhand dieser Ergebnisse konnte angeführt werden, dass bereits bei einer Ventilverzögerungszeit von 150 ms die Beschleunigungs-„Bestwerte“ der passiven Dämpfung nicht mehr erreicht werden können. Betrachtet man in diesem Zusammenhang die Ergebnisse der in Abb. 146 dargestellten Aufbaubeschleunigungen bei einfacher Skyhook-Regelung, scheint die tatsächliche Trägheit der Fahrwerkventile so groß zu sein, dass eine Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen im Bereich des Fahrerplatzes bezogen auf die Werte der passiven Dämpfung nicht möglich ist.

Um einen etwas direkteren Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse zu ermöglichen, wurden die in der Simulation berechneten, effektiven Aufbaubeschleunigungen für das passive und das Skyhook-geregelte Fahrwerk in Abb. 147 den Messergebnissen gegenübergestellt. Die Daten der gekoppelten Skyhook-Regelung wurden der Übersicht halber nicht dargestellt.

Der Vergleich der Konfliktkurven in Abb. 147 lässt erkennen, dass die gemessenen Abhängigkeiten der Aufbaubeschleunigungen von der jeweiligen Fahrwerksregelung bzw. -einstellung in den betrachteten Wertebereichen nur sehr grob mit dem Simulationsmodell abgebildet werden können. Im Gegensatz zu den gemessenen Werten werden die Aufbaubeschleunigungen des Simulationsmodells durch eine Variation der Dämpfung stärker beeinflusst, was anhand der erhöhten Krümmung der simulierten Konfliktkurven zu vermuten ist. Die simulierten Beschleunigungsverläufe des TUB-Trac mit einfacher Skyhook-Regelung zeigen auch, dass eine Zunahme der Dämpfungsventilverzögerung oberhalb von $\Delta t_{HP} = 150 \text{ ms}$ nur noch einen geringen Einfluss auf die Erhöhung der Aufbaubeschleunigungen im Bereich der jeweiligen Minimalwerte ($d_{SH} = 2000 \dots 5000 \text{ N} \cdot \text{s/m}$) ausübt.

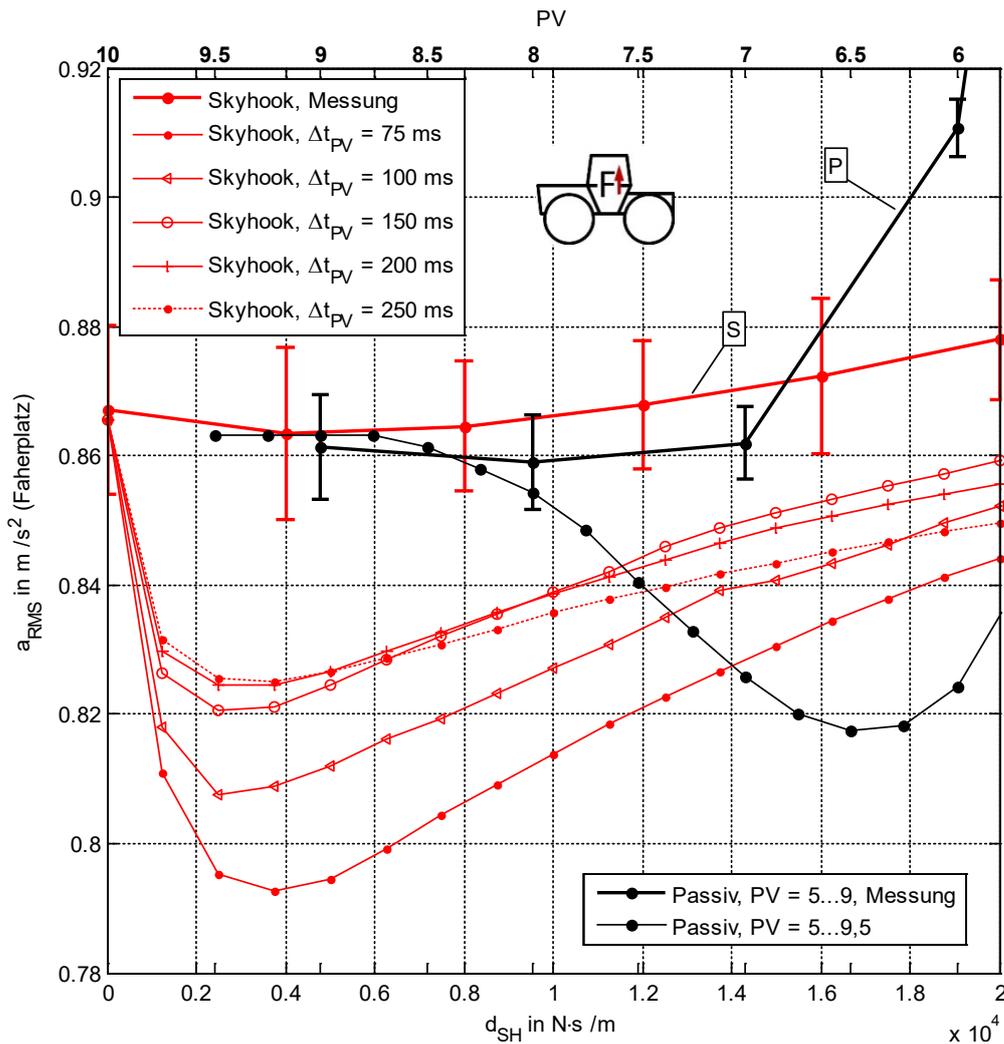


Abb. 147: Aus Simulationen des unbeladenen TUB-Trac ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P) und der einfachen Skyhook-Regelung (S)

Da der Bestwert der Aufbaubeschleunigung des passiven Fahrwerks durch die Skyhook-Regelung bei einer Ventilverzögerung oberhalb von $\Delta t_{\text{HP}} > 150 \text{ ms}$ in der Simulation und auch in den Versuchen nicht mehr erreicht wird, kann vermutet werden, dass die reale Ventilträgeit des Fahrwerks durch eine Verzögerungszeit von $\Delta t_{\text{HP}} > 150 \text{ ms}$ abgebildet werden kann. Ob allerdings die Eigenschaften eines einfachen Feder-Dämpfer-Masse-Systems für die Modellierung der Dämpfungsventile ausreicht, um deren Einfluss auf die Fahrzeugdynamik in dem betrachteten Wertebereich abzubilden, muss anhand des dargestellten Vergleichs der Ergebnisse aus Simulation und Messungen hinterfragt werden. Die Tatsache, dass die aus den Messungen stammenden Aufbaubeschleunigungen des Fahrzeugs im Vergleich zu denen der Simulation - sowohl für das passive als auch für das geregelte Fahrwerk - eine viel geringere Abhängigkeit von den eingestellten Dämpfungsparametern (bei geringer Dämpfung) aufweist, spricht dafür, dass eventuelle Reibungseffekte oder Totzeiten des Fahrwerks im Simulationsmodell nicht ausreichend berücksichtigt wurden, um eine genauere Abbildung der Dynamik des realen Fahrzeugs zu ermöglichen. In diesem Zusammenhang wären eine gesonderte Untersuchung der Fahrwerkskomponenten und deren dynamisches Verhalten auf Grundlage von Versuchen empfehlenswert.

6.2.2. Versuche am TUB-Trac mit Heckanbau

In Abschnitt 6.1.3, in dem die einfache und die gekoppelte Skyhook-Regelung bezüglich deren Einfluss auf die effektiven Aufbaubeschleunigungen miteinander verglichen wurden, konnte anhand der Simulationsergebnisse vermutet werden, dass die gekoppelte Skyhook-Regelung beim Versuchsfahrzeug mit Heckbaumasse eine effektivere Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen ermöglicht als die einfache Skyhook-Regelung. Um diese Ergebnisse zu bewerten, wurden die in Tab. 13 angeführten Versuche am TUB-Trac mit Heckanbau und passivem Fahrwerk sowie einfacher und gekoppelter Skyhook-Regelung durchgeführt.

Abb. 148 zeigt, vergleichbar mit Abb. 146 im vorherigen Abschnitt, die aus Messreihen gemittelten effektiven Aufbaubeschleunigungen im Bereich des Fahrersitzes für das passive und das geregelte Fahrwerk des TUB-Trac mit Heckbaumasse. Auch in dieser Darstellung sind die Werte des passiven Fahrwerks über eine gesonderte obere Abszisse aufgetragen.

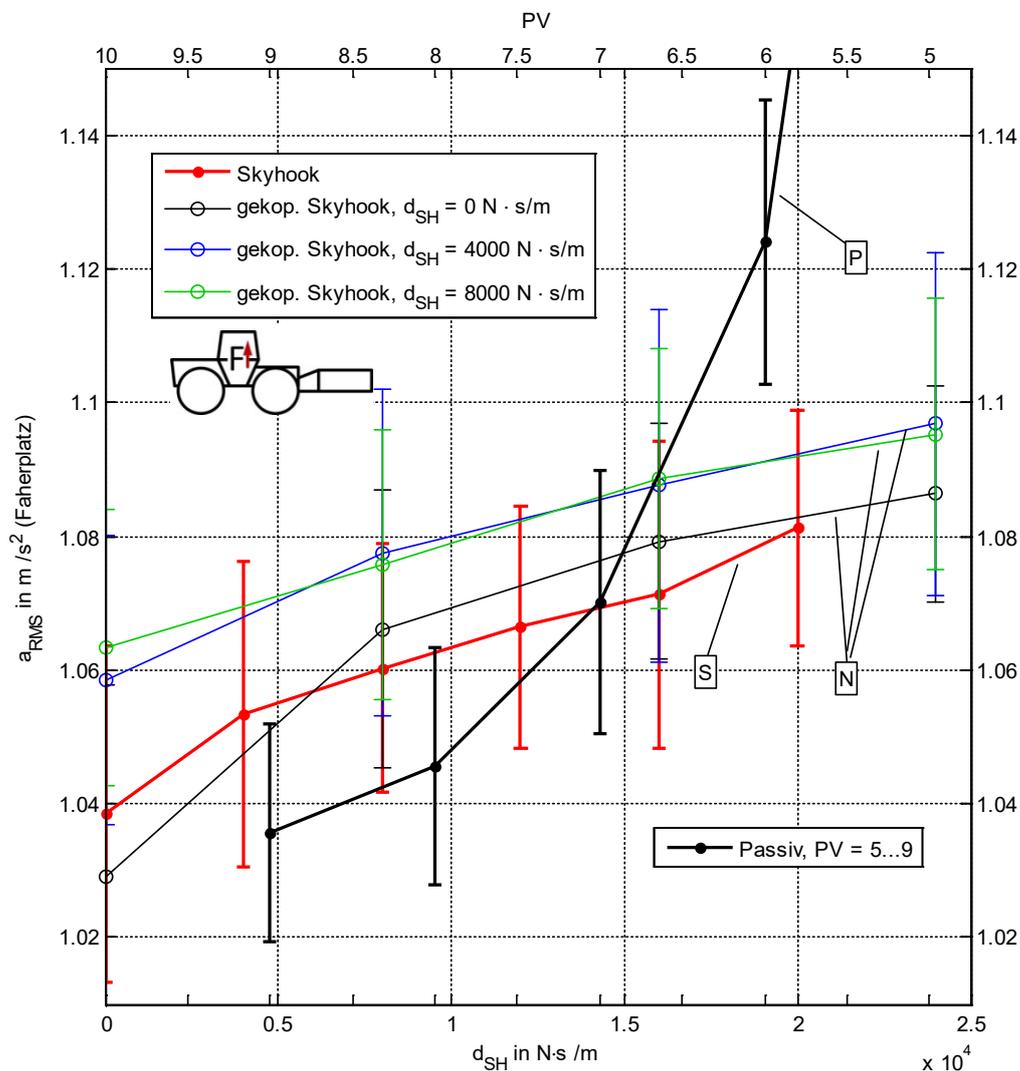


Abb. 148: Aus Messungen am TUB-Trac mit Heckanbau ermittelte, effektive Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P), der einfachen Skyhook-Regelung (S) und der gekoppelten Skyhook-Regelung (N)

Betrachtet man den Punkteverlauf der effektiven Aufbaubeschleunigungen des passiven Fahrwerks (P), fällt auf, dass die stärkste Reduzierung der Aufbaubeschleunigung erst bei einer Dämpfungsventilöffnung von $PV = 9$ erreicht wird. Dieser Wert lag bei den Versuchen ohne Anbaumasse im Bereich von $PV = 7-8$. Auch ist erkennbar, dass die Werte der effektiven

Aufbaubeschleunigungen insgesamt höher ausfallen als die des Fahrzeugs ohne Anbaumasse. So lag z. B. der Bestwert der effektiven Aufbaubeschleunigung bei der passiven Dämpfung ohne Anbaumasse bei ca. $0,86 \text{ m/s}^2$, wohingegen dieser Wert nun bei ca. $1,04 \text{ m/s}^2$ liegt.

Wie auch beim TUB-Trac ohne Anbaumasse deuten die durch die Regelung erzielten effektiven Aufbaubeschleunigungen auf keine Verbesserung des Fahrkomforts hin. Sowohl die Aufbaubeschleunigungen der einfachen, als auch die der gekoppelten Skyhook-Regelung liegen insgesamt auf einem vergleichbaren Niveau wie die der passiven Dämpfung. Auch im Falle des mit einer Heckanbaumasse versehenen TUB-Trac lassen die Versuchsergebnisse die Annahme zu, dass eine Verbesserung des Fahrkomforts durch die implementierten Regelungseingriffe mit der derzeitigen technischen Umsetzung des Fahrwerks nicht möglich ist.

Stellt man den Ergebnissen der Messung denen der Simulation aus Abschnitt 6.1.3 entgegen, mit denen der Einfluss der Skyhook-Regelungen analysiert wurde, fällt auf, dass die gemessenen effektiven Aufbaubeschleunigungen deutlich höher ausfallen als die berechneten. So lag z. B. der berechnete Bestwert der passiven Dämpfung mit Anbaumasse bei ca. 0.7 m/s^2 , was im Vergleich zu dem äquivalenten Wert der Messung mit $1,04 \text{ m/s}^2$ eine sehr deutliche Abweichung darstellt. Diese Diskrepanz lässt sich durch die im Versuchsaufbau vorhandene Nachgiebigkeit der Anbaumassenanbindung erklären. Bereits in Abschnitt 5.3.3 wurde der Einfluss der Steifigkeit der Anbaumassenanbindung auf die Ausprägung der Aufbaubeschleunigung betrachtet und dabei festgestellt, dass diese bei entsprechenden geringen Steifigkeiten zu einer nicht vernachlässigbaren Erhöhung der Aufbaubeschleunigungen führen können.

Um dies Aussage zu validieren, wurden die Simulationen aus Abschnitt 6.1.3 - mit denen der Einfluss der Skyhook-Regelung auf die Vertikaldynamik untersucht wurde - mit einer deutlich geringeren, der realen Fahrzeug-Geräte-Kombination entsprechenden Steifigkeit wiederholt. Durch die Berücksichtigung einer geringeren Anbaumassennachgiebigkeit konnte eine prinzipielle Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen erreicht werden, die vergleichbar mit der des Fahrzeugs ohne Anbaumasse ist. Eine Gegenüberstellung der berechneten und gemessenen, effektiven Aufbaubeschleunigungen für das passive und das Skyhook-geregelte Fahrwerk unter Berücksichtigung der tatsächlichen Anbaunachgiebigkeit zeigt Abb. 149.

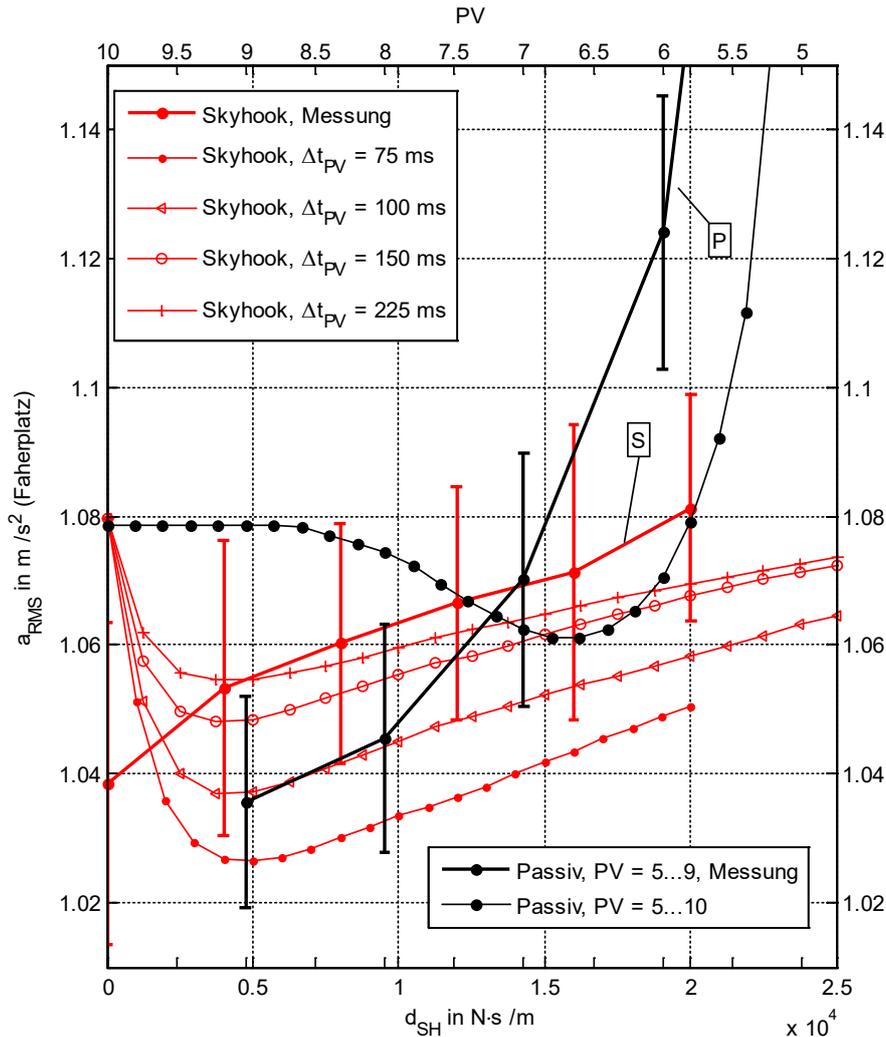


Abb. 149: Gegenüberstellung der aus Messungen und Simulationen ermittelten, effektiven Aufbaubeschleunigung des TUB-Trac mit Heckanbau in Abhängigkeit von der Fahrwerksdämpfung im Bereich des Fahrerplatzes für das passive Fahrwerk (P) und der einfachen Skyhook-Regelung (S), bei Berücksichtigung einer nachgiebigen Anbindung des Heckanbaus

Vergleicht man die gemessenen Punkte der effektiven Aufbaubeschleunigung des passiven Fahrwerks (P) mit denen der Simulation, kann festgestellt werden, dass die jeweiligen Punktekurven in ihrer Form verhältnismäßig stark voneinander abweichen, auch wenn die jeweiligen Zahlenwerte durchaus in einem vergleichbaren Bereich liegen. Der anhand der Simulationsergebnisse auszumachende Bestwert der effektiven Aufbaubeschleunigung liegt in einem Ventilstellungsbereich von $PV = 6-7$. Im Gegensatz dazu liegt der aus den Versuchsergebnissen ermittelte Bestwert im Bereich von $PV = 9$, was einem fast vollständig geöffneten Dämpfungsventil entspricht.

Vergleichbares gilt auch für die Aufbaubeschleunigungen des Skyhook-geregelten Fahrzeugs. Ähnlich wie beim unbeladenen TUB-Trac weichen die Punktekurven der simulierten Beschleunigungen in ihrer Form recht stark von denen der Messungen ab. Besonders die Tatsache, dass die Bestwerte der effektiven Beschleunigung für das passive und das geregelte Fahrwerk nicht mehr innerhalb des betrachteten Dämpfungsintervalls, sondern am Rand, bei vollständig geöffneten Dämpfungsventilen liegt, ist auffallend.

Die Annahme, dass die tatsächliche Ventildynamik mit einer Ventilträgheitszeit von $\Delta t_{HP} > 150 \text{ ms}$ im Modell parametrisiert werden kann, lässt sich auch anhand dieser Simulationsergebnisse vertreten, wenn auf Grundlage der Messergebnisse angenommen wird, dass die Skyhook-Regelungen zu keiner Reduzierung der Aufbaubeschleunigung bezüglich des Bestwerts der passiven Dämpfung führt.

6.2.3. Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Im Folgenden sollen die wesentlichen Ergebnisse der in den Absätzen 6.2.1 und 6.2.2 angeführten Versuchsergebnisse noch einmal zusammengefasst und die anhand von Simulationsrechnungen abgebildete Fahrzeugdynamik in diesem Kontext bewertet werden. Die hierbei im Vordergrund stehende Beeinflussbarkeit der Vertikaldynamik des TUB-Trac durch die einfache und die gekoppelte Skyhook-Regelung kann anhand der folgenden Punkte beschrieben werden:

1. Die Messergebnisse lassen den Schluss zu, dass das Mitführen des in den Versuchen verwendeten Anbaugerätesimulators zu einer Erhöhung der effektiven Aufbaubeschleunigung von ca. 20% im Bereich des Fahrerplatzes führt. Dieses Ergebnis ließ sich anhand von Simulationen nachvollziehen, wenn die Nachgiebigkeit der Anbaumassenanbindung berücksichtigt wurde.
2. Ein wesentliches Ergebnis der durchgeführten Versuche ist, dass sich die effektiven Aufbaubeschleunigungen des TUB-Trac im Bereich des Fahrersitzes sowohl durch die einfache als auch die gekoppelte Skyhook-Regelung nicht so stark beeinflussen lassen, dass diese unterhalb der Bestpunkte der passiven Dämpfung fallen. Sowohl beim Fahrzeug mit als auch beim Fahrzeug ohne Heckanbaumasse lagen die erreichbaren Effektivwerte im Bereich der Werte der passiven Dämpfung.
3. Die anhand der Messreihen ermittelte Streuung der effektiven Aufbaubeschleunigungen lag in einem Wertebereich der etwa den Einflussbereichen der jeweiligen Fahrwerksregelungen bzw. der passiven Dämpfung entspricht. Demnach lässt sich anhand der verwendeten Messergebnisse kein direkter Vergleich der Beeinflussbarkeit der Aufbaubeschleunigung durch das passive und das Skyhook-geregelte Fahrwerk durchführen.
4. Der anhand von Simulationen abbildbare vorteilhafte Einfluss der gekoppelten gegenüber der einfachen Skyhook-Regelung konnte anhand der Messergebnisse nicht nachgewiesen werden.
5. Die in den Versuchen ermittelte geringe Beeinflussbarkeit der effektiven Aufbaubeschleunigungen durch die jeweiligen Skyhook-Regelungen kann z. T. durch die im Modell abgebildete Trägheit der Dämpfungsventile erklärt werden. Anhand von Simulationsergebnissen kann angenommen werden, dass sich das Verhalten des Dämpfungsventils durch eine Ventilverzögerung von > 150 ms abbilden lässt.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Im Gegensatz zu den in der Landwirtschaft meist verwendeten Standardtraktoren, bieten Systemtraktoren mit gefederten Vorder- und Hinterachsen das Potential einer grundlegenden Reduzierung der Fahrzeugschwingungen. Dies ermöglicht zum einen, die auf die fahrzeugführende Person wirksamen Schwingungsbelastungen zu reduzieren und zum anderen, die Fahrgeschwindigkeit auf Grund des verbesserten Rad-Boden-Kontakts bzw. die Fahrsicherheit bei gleicher Geschwindigkeit zu erhöhen. Neben dem technischen und finanziellen Mehraufwand den ein solches Fahrwerk bedingt, spielt auch die Nutzbarkeit des Fahrzeugs als universelle Arbeitsmaschine eine zentrale Rolle bei der Entwicklung entsprechender Fahrzeugkonzepte. Für den in dieser Arbeit im Vordergrund stehenden Versuchstraktor der Technischen Universität Berlin (TUB-Trac) konnte die Wirksamkeit eines vollgederten, hydropneumatischen Fahrwerks anhand früherer Forschungsarbeiten bereits belegt werden. Die Eignung des Fahrzeugs als universelle Arbeitsmaschine im landwirtschaftlichen Bereich wurde bis dahin aber weitgehend vernachlässigt.

Mit der Analyse des dynamischen Verhaltens eines vollgederten System-Traktors in Kombination mit einem am gefederten Aufbau gekoppelten Anbaugerät am Beispiel des TUB-Trac, stellt die vorliegende Arbeit eine konsequente Fortsetzung der Untersuchungen dieses Fahrzeugkonzepts dar. Im Speziellen die Analyse der Fahrzeugdynamik im Zusammenhang mit dem am gefederten Rahmen angebrachten Heckhubwerk soll einen Beitrag für die Untersuchung und Entwicklung hydropneumatischer, regelbarer Fahrwerke von Traktoren liefern.

Das Basiswerkzeug zur Untersuchung und Beurteilung der Fahrzeugdynamik in dieser Arbeit stellt ein ebenes Mehrkörpermodell des TUB-Trac dar, das anhand von Messergebnissen parametrisiert und validiert wurde. Besonderes Augenmerk wurde hierbei auf die Modellierung und Parametrisierung des regelbaren, hydropneumatischen Fahrwerks gelegt, um dessen Eigenschaften zufriedenstellend erfassen zu können. Des Weiteren wurde die Kinematik des Heckkrafthebers im Modell abgebildet, um die Dynamik der Fahrzeug-Geräte-Kombination bei Betätigung der Heckkraftheberhydraulik zu simulieren. Zur Untersuchung der Fahrzeugdynamik bei der Bodenbearbeitung durch einen Anbaupflug wurde ein Bodenmodell herangezogen, das, auf Regressionskurven basierend, die am Pflug wirksamen Kräfte in Abhängigkeit der Pflugtiefe berücksichtigt.

Mithilfe des in MATLAB implementierten und berechneten Simulationsmodells konnten die folgenden Punkte untersucht werden:

- Das grundlegende, vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs (Eigenmoden, Übertragungsverhalten)
- Der Einfluss von Heckanbaumasse auf das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs
- Die Fahrsicherheit und der Fahrkomfort des Fahrzeugs mit und ohne Heckanbau bei Variation verschiedener Fahrzeugparameter
- Das dynamische Verhalten des Fahrzeugs bei der Arbeit mit einem Anbaupflug
- Die Beeinflussbarkeit der Fahrzeug-Geräte-Kombination durch den einfachen und einen gekoppelten Skyhook-Algorithmus im Vergleich mit dem passiven Fahrwerk

Um die anhand der Simulationen ermittelten Ergebnisse zu überprüfen und den tatsächlichen Einfluss der betrachteten Fahrwerksregelungen zu bewerten, wurden Versuche am TUB-Trac auf einer Vierstempel-Hydropulsanlage durchgeführt, deren Ergebnisse mit denen der Simulation verglichen wurden.

Zur Durchführung der Versuche wurden im Rahmen der Arbeit die folgenden Anpassungen an der Versuchseinrichtung des TUB-Trac vorgenommen.

- Überarbeitung der LABVIEW-Programme zur Steuerung des TUB-Trac und des Hydropulsers
- Umsetzung einer separaten regelbaren Heckkraftheber-Hydraulik und Erweiterung der Messensorik auf das Heckhubwerk
- Erstellung einer Heckanbaumasse zur Abbildung der Trägheitseigenschaften eines Anbaupfluges („Anbaugerätesimulator“)

Das Potential einer passiven, hydropneumatischen Vollfederung eines Traktorfahrwerks zur Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigungen konnte auf Grundlage von Simulationen und Messungen am Beispiel des TUB-track bestätigt werden. Anhand eines simulativen Vergleichs des TUB-Trac mit dem ursprünglichen MB-Trac mit ungefederter Hinterachse konnte z. B. eine ca. 1,5-fach geringere effektive Aufbaubeschleunigung des Aufbaus im Bereich des Fahrerplatzes und ein ca. 2,5-fach geringerer Radlastvariationskoeffizient der Hinterräder beim TUB-Trac ermittelt werden. In diesem Zusammenhang konnte auch festgehalten werden, dass das Mitführen einer Heckanbaumasse die Größenordnung dieser Reduzierung nicht beeinträchtigt.

Grundsätzlich wird durch das Mitführen einer Heckanbaumasse im Wesentlichen die Frequenz der Eigenmode reduziert, welche maßgeblich das Nicken des Fahrzeugaufbaus beeinflusst. Beim TUB-Trac mit einer Heckanbaumasse, die beispielhaft die Trägheitseigenschaften eines 4-scharigen Anbaupfluges aufweist, sinkt diese von ca. 1,3 Hz auf ca. 0,89 Hz. Sowohl die Eigenfrequenzen der Achsen als auch die für den parallelen Aufbau relevante Eigenfrequenzen werden durch die Beladung nur gering beeinflusst. Dementsprechend muss zur Kompensation der durch die Heckanbaumasse veränderten Vertikaldynamik des Traktors im Wesentlichen das Nickverhalten beeinflusst werden, was z. B. durch Schwingungstilgungs-Funktionen der EHR in entsprechend ausgestatteten Traktoren teilweise möglich ist.

Vergleichende Simulationen des TUB-Trac mit und ohne Heckanbaumasse zeigen, dass die Beeinflussung der effektiven Aufbaubeschleunigung im Bereich des Fahrerplatzes durch einen Heckanbau verhältnismäßig stark von der Nachgiebigkeit der Anbindung abhängt. So wurde für eine starre Anbindung der Heckanbaumasse ein geringer senkender Einfluss und für eine nachgiebige Anbindungen, die dem des TUB-Trac mit Anbaugerätesimulator entspricht, ein etwas stärkerer anhebender Einfluss auf die effektiven Aufbaubeschleunigungen ermittelt. Die Radlastvariationskoeffizienten des TUB-Trac werden durch die Beladung des Fahrzeughecks auf Grund der Änderung der statischen Radlasten stärker beeinflusst. Die Zunahme der statischen Radlasten der Hinterräder führt zu einer Reduzierung und die Abnahme der statischen Radlasten der Vorderräder zu einer Erhöhung der dynamischen Radlasten. In Hinblick auf die Fahrsicherheit, die maßgeblich von der Steuerbarkeit und damit dem Vorderrad-Bodenkontakt des Fahrzeugs abhängt, wirkt sich eine Heckanbaumasse demnach nachteilig aus. Durch die Anbringung einer zusätzlichen Frontmasse kann dieser Einfluss z. T. kompensiert werden, wodurch gleichzeitig die über die Vorderräder übertragbare, maximale Antriebsleistung erhöht werden kann.

Die Eignung des Fahrwerkkonzeptes des TUB-Trac für die Bodenbearbeitung wurde anhand von Simulationen am Beispiel eines 4-scharigen Anbaupfluges untersucht. Die durch die Beladung des Fahrzeugs hervorgerufene, vergleichsweise starke Auslenkung des Aufbaus und damit die des Anbaugeräts erfordert eine Niveauregulierung des Fahrwerks, um eine Ausrichtung des Anbaugeräts überhaupt zu ermöglichen. Hiermit zeigt sich ein, bereits zu Beginn der Untersuchungen vermuteter, Nachteil des Fahrzeugkonzeptes des TUB-Trac. Zudem führt die nachgiebige Anbindung des Anbaupfluges beim Einzug und dem Halten des Pfluges im Boden durch die wirksamen Kräfte an den Pflugkörpern zu einer Verschiebung des Aufbaus, die deutlich stärker ausfällt als die Verschiebung beim MB-Trac mit ungefederter Hinterachse. Grundsätzlich wird das Heck beim Pflügen in vertikaler Richtung entlastet, sodass dieses eine Verschiebung weg vom Boden erfährt. Mit zunehmender Pflugtiefe und Schwere des Bodens nimmt diese Auslenkung zu, sodass zum Erreichen der gleichen Pflugtiefe im Vergleich zum MB-Track ein größerer Verfahrweg der Heckkraftheber-Hydraulikzylinder

erforderlich wird. Am Beispiel eines Einzuges des Pfluges in lehmigen Sand wurde auf Grund dieser Verschiebung bei gleichem Heckkraftheber-Zylinderweg beim TUB-Trac eine um ca. 16% geringere Arbeitstiefe erreicht als beim TUB-Trac. Bei sehr schweren Böden besteht die Gefahr, dass die angestrebte Pflugtiefe nicht oder erst dann erreicht wird, wenn der Federweg des Heckfahrwerks vollständig aufgebraucht ist und die Hinterachsen damit eine zusätzliche Last auf das Fahrzeugheck ausüben können. Anhand der in der Arbeit vorgestellten Ergebnisse ist die Verwendbarkeit des TUB-Trac-Fahrzeugkonzepts für tiefe Bodenbearbeitungen daher als nachteilig zu bewerten. Eine Verwendung des Fahrzeugs für diese Arbeitsbereiche scheint nur dann praktisch sinnvoll, wenn entweder die Hinterachsfederung temporär starr geschaltet oder ein Regelungskonzept erarbeitet wird, mit der diese Problematik reduziert werden kann.

Mit dem Ziel, den Fahrkomfort des TUB-Trac durch eine Fahrwerksregelung zu erhöhen, wurde in vorherigen Arbeiten das Skyhook-Regelungskonzept am Versuchsfahrzeug umgesetzt und dessen Wirksamkeit anhand von Versuchen und Simulationen untersucht. Da die Vertikaldynamik des Fahrzeugs mit Heckanbaumasse in einem stärkeren Maße durch dessen Nickschwingungen beeinflusst wird, wurde in dieser Arbeit eine Erweiterung des einfachen Skyhook-Algorithmus vorgenommen und zusätzlich ein gekoppelter Skyhook-Regelungsansatz untersucht. Die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen bestätigen das theoretische Potential des Skyhook-Algorithmus zur Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigungen. Die Berücksichtigung der Trägheiten der Fahrwerks-Dämpfungsventile im Modell bestätigte ebenfalls, dass eine Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigungen nur für eine begrenzte Trägheit der Ventile möglich ist. Verglichen wurde der Einfluss der einfachen und der gekoppelten Skyhook-Regelung auf das Schwingungsverhalten des TUB-Trac mit und ohne Anbaugerät. Anhand der Simulationsergebnisse konnte festgestellt werden, dass der gekoppelte Regelungsansatz beim unbeladenen Fahrzeug eine etwas stärkere Reduzierung der effektiven Aufbaubeschleunigungen ermöglicht als der Einfache. Im Konkreten konnte die effektive Aufbaubeschleunigung für den theoretischen Fall einer nicht vorhandenen Ventilträgheit im Bereich des Fahrersitzes durch die einfache Skyhook-Regelung im Vergleich zum Bestwert der passiven Federung um 17,9% und durch die gekoppelte Skyhook-Regelung um 18,6%, verringert werden. Beim Fahrzeug mit Heckanbaumasse betrug diese Reduzierung bei der einfachen Regelung 17,7% und bei der gekoppelten 20,4%. So wurde angenommen, dass für ein Fahrzeug mit Heckanbaumasse und entsprechend hoher Rotationsträgheit des Aufbaus bezüglich der Nickachse die gekoppelte Skyhook-Regelung vorteilhaft für eine Erhöhung des Fahrkomforts ist. Die zur Überprüfung dieser Annahme durchgeführten Versuche am Versuchsfahrzeug lieferten allerdings Ergebnisse, welche die genannten Effekte der implementierten Fahrwerksregelung nicht bestätigen konnte. Die Bestwerte der Aufbaubeschleunigungen beider Skyhook-Regelungen lagen in einem vergleichbaren Wertebereich wie die der passiven Dämpfung. Als Erklärungsansatz wurde eine zu große Ventilträgheit angeführt und vermutet, dass in dem betrachteten Bereich sehr geringer Fahrwerksdämpfung der Einfluss anderer energie-dissipierender Mechanismen eine Rolle spielt.

Anhand der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse, auf deren Grundlage das vertikaldynamische Verhalten der TUB-Trac die Möglichkeiten der Schwingungsbeeinflussung durch eine Fahrwerksregelung und die Verwendbarkeit als der Fahrzeugkonzepts für die Bodenbearbeitung untersucht und bewertet wurde, können in Hinblick auf zukünftige Forschungstätigkeiten folgende Punkte abgeleitet werden:

1. Die eingeschränkte Wirksamkeit der Fahrwerkdämpfungsventile bei der Fahrwerksregelung sollte näher untersucht werden. Hierfür könnte es sich anbieten, einen separaten Versuchsaufbau zu konzipieren, mit dem sich das dynamische Verhalten des hydraulischen Systems im Zusammenspiel mit den verwendeten Ventilen adäquat untersuchen lässt.
2. Abhängig von den Erkenntnissen aus 1. sollte eine Anpassung des hydraulischen Fahrwerksystems in Betracht gezogen werden, bei der u. U. ein Austausch der Dämpfungsventile sinnvoll ist.
3. Die im Rahmen dieser Arbeit umgesetzte steuer- und regelbare Heckkraftheberhydraulik bietet die Möglichkeit, neben der Fahrwerksregelung eine alternative bzw. zusätzliche Beeinflussung der Vertikaldynamik des TUB-Trac mit der Heckanbaumasse vorzunehmen. Die Nutzung dieser zusätzlichen Einflussmöglichkeit konnte auf Grund der begrenzten Zeit in dieser Arbeit leider nicht betrachtet werden. In diesem Zusammenhang besteht eventuell die Möglichkeit, die z. T. in heutigen EHR-Systemen integrierten Tilgung der Fahrzeug-Nickschwingungen auch auf Basis des semi-aktiven Fahrwerks zu realisieren, wodurch der zusätzliche Energieaufwand für den Heckkraftheber reduziert oder vermieden werden könnte.
4. Das auf Grundlagen von Simulation untersuchte Verhalten des TUB-Trac bei der Bodenbearbeitung durch den Pflug sollte auch anhand von Versuchen auf dem Feld untersucht werden, um die Grenzen der Nutzbarkeit des Fahrzeugs für die Bodenbearbeitung zu analysieren. Auf dieser Grundlage wäre es gegebenenfalls möglich, geeignete steuer- und Regelungsalgorithmen zu entwickeln, mit denen die Vorteile des Fahrzeugkonzepts auch für die Feldarbeit genutzt werden können. In diesem Zusammenhang sollte auch die Nutzung von Anbaugeräten ohne oder mit vernachlässigbarem Bodenkontakt betrachtet werden, wenn zu erwarten ist, dass die Regelbarkeit des Fahrwerks z. B. in Hinblick auf das „Ruhighalten“ der Anbaugeräte Vorteile bringen kann.
5. Die im Rahmen dieser Arbeit entstandene Simulationsumgebung in MATLAB kann aufgrund des modularen Aufbaus und der zur Verfügung stehenden GUI für weiterführende Analysen der Fahrzeugdynamik verwendet und bei Bedarf erweitert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ULRICH, Alfred: *Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte*. Berlin, Techn. Univ., Diss., 1983. Berlin, 1983
- [2] WEIGELT, Horst: *Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren*. Zugl.: Berlin, TU, Diss. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1987 (Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 14 33)
- [3] PICKEL, Peter: *Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1993 (Verein Deutscher Ingenieure: /Fortschritt-Berichte VDI / 14] 65)
- [4] HOPPE, Ullrich: *Einfluss der Hinterachsfederung von Traktoren auf Fahrsicherheit und -komfort*. In: *Landtechnik* 2002 (2002), Nr. 57, S. 108–109
- [5] HOPPE, Ullrich: *Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrdynamik von Traktoren*. Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 2006. Duisburg, Köln : WiKu-Verlag, 2007 (Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen 2)
- [6] KRÜGER, Jan: *Kombinierte Regelung semi-aktiver Kabinen- und Aufbaufederungen zur Verbesserung von Komfort und Fahrsicherheit mobiler Arbeitsmaschinen*. Berlin, Technische Universität Berlin, Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen. Dissertation. 2016
- [7] HAMMES, Stephan: *Entwicklung eines semi-aktiven Federungssystems für hydropneumatisch vollgefederte Traktoren*. Zugl.: Technische Universität Berlin, Diss., 2011. Aachen : Shaker, 2011 (Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) 502)
- [8] SARAMI, Shahriar: *Development and evaluation of a semi-active suspension system for full suspension tractors*. Berlin, Technische Universität Berlin, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik. Dissertation. 2009
- [9] HOLST, Christian von: *Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahrdynamik von Traktoren*. Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001 (Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 14, Landtechnik, Lebensmitteltechnik 102)
- [10] CLAAS KGAA MBH: *Traktoren 2015 : AXION 950 940 930 920*. Harsewinkel (HRC / LRC / 320011010714 KK DC 0814 / 00 0248 798 2)
- [11] RENIUS, Karl Theodor: *Traktoren 2006*. In: *Landtechnik* 2006 (2006), Nr. 61, S. 186–187
- [12] CLAAS KGAA MBH: *Traktoren : ARION 660 650 630 610 550 530 510*. Harsewinkel (HRC / 331011000617 KK DC 0617 / 00 0256 197 8)
- [13] AGCO GMBH: *Fendt 900 Vario : 927 • 930 • 933 • 936 • 939*. Marktobendorf (900V/2.1-DE/0314/10.0-AZ)
- [14] CLAAS KGAA MBH: *Traktoren : XERION 5000 4500 4000*. Harsewinkel (HRC / 301011011015 KK DC 1116 / 00 0248 794 5)
- [15] JCB DEUTSCHLAND GMBH: *FASTRAC SERIE 3000 XTRA*. Köln (9999/5496G 06/12 Ausgabe 3)
- [16] BAUER, Wolfgang: *Hydropneumatische Federungssysteme*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008 (VDI-Buch)
- [17] ROBERT BOSCH GMBH: *Bosch EHR : Elektrisch-hydraulische Hubwerksregelung für Traktoren 5/7* (1 987 760 507)

- [18] BOSCH REXROTH AG, BOSCH REXROTH (Hrsg.): *Hydraulik für Traktoren - Wissen ausführlich*. Würzburg : Bosch Rexroth, 2014
- [19] WEISBRODT, Johannes ; KÖLLER, Karlheinz: *Vergleich von doppelt und einfach wirkender EHR in der Bodenbearbeitung*. In: *Landtechnik* 2010 (2010), 65, no. 5
- [20] BILLER, Rainer H. ; KEUPER, Gerhard ; HESSE, Horst: *Neue Konzepte für Kraftheberregelungen*. In: *Landtechnik* 2001 (2001), Nr. 56
- [21] SIMON, Marc ; HOFFMANN, Jan: *Entwicklung einer Kabinenfederung*. Berlin, Technische Universität Berlin, Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen. Projektarbeit. 2010
- [22] THIEBES, Phillip: *Verifikation eines Simulationsmodells für einen vollgefederten Traktor*. Berlin, Technische Universität Berlin, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik. Diplomarbeit. 2006
- [23] LEHMANN, Kay: *Analyse von Niveauregelungssystemen für Traktoren*. Berlin, Technische Universität Berlin, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik. Diplomarbeit. 2004
- [24] MÜLLER, Patrick ; GERICKE, Kilian ; THIBES, Phillip: *Konstruktion eines Traktorrahmens zur Aufnahme einer gefederten Hinterachse*. Berlin, Technische Universität Berlin, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik. Projektarbeit. 2003
- [25] ISO 730:2009(E). 2009-01-15. *Agricultural wheeled tractors - Rear-mounted three-point linkage - Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4*
- [26] MERCEDES BENZ: *Werkstatthandbuch MB-Trac 1600 turbo 443.166*
- [27] HYDAC FLUIDTECHNIK GMBH: *Proportional Strom-Drosselventil Sitzventil, vorgesteuert, normal geschlossen Einschraubventil UNF – 350 bar : PWS16Z-01*. Sulzbach/Saar (D 5.125.1/09.13)
- [28] HYDAC SYSTEM GMBH: *Technical Documentation EHCD-AM005XXXU : Universal power amplifier for all typical proportional valves*. 2014
- [29] FINDEISEN, Dietmar: *Ölhydraulik : Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2006 (VDI-Buch)
- [30] PFAB, Herbert: *Grundlagen zur Auslegung des geregelten Krafthebers bei Traktoren*. Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 1994. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995 (Verein Deutscher Ingenieure: /Fortschritt-Berichte VDI / 14] 70)
- [31] KECECIOGLU, Galip ; MÖLLER, Rudolf: *Sechskomponenten-Messungen an Schlepperpflugkörpern unter besonderer Berücksichtigung der Vertikalkräfte : Teil 1: Versuchsbedingungen*. In: *Grundlagen der Landtechnik* 1971 (1971), Nr. 4, S. 101–103
- [32] KECECIOGLU, Galip ; MÖLLER, Rudolf: *Sechskomponenten-Messungen an Schlepperpflugkörpern unter besonderer Berücksichtigung der Vertikalkräfte : Teil 2: Versuchsergebnisse**. In: *Grundlagen der Landtechnik* 1971 (1971), Nr. 5, S. 139–144
- [33] WEIßBACH, Michael ; WEIß, Justus ; HOLZ, Werner: *Kräfte an unterschiedlichen Ausführungen von Pflugscharen*. In: *Landtechnik* 2002 (2002), Nr. 57, S. 270–271
- [34] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Aufl. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014 (VDI-Buch)
- [35] VDI 2057-1. 2002. *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*
- [36] ISO 2631-1:1997(E). 1997-05-15. *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole body vibration*

- [37] ISO 5008:2002(E). 2002-07-01. *Agricultural wheeled tractors and field machinery - Measurement of whole-body vibration of the operator*
- [38] ELS, Pieter Schalk: *The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles*. Pretoria, University of Pretoria, Faculty of Engineering, the Built Environment and Information. Dissertation. 2006
- [39] STREITER, Ralph H.: *Entwicklung und Realisierung eines analytischen Regelkonzeptes für ein aktives Fahrwerk*. Berlin, Technische Universität Berlin, Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik. 1996
- [40] DIN 51563:2011-04. 2011-04. *Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m*

Anhang

A-2 Parametrierung des Simulationsmodells

Die Ergebnishgüte von Berechnungsmodellen hängt neben der Abbildungsgenauigkeit der physikalischen Zusammenhänge im Wesentlichen von den verwendeten Zahlenwerten der Modellparameter ab. Die Bestimmung bzw. die Festlegung dieser Werte gestaltet sich abhängig vom betrachteten System schwierig, je nachdem ob und wie gut sich diese Werte abschätzen oder messen lassen und welche Anforderungen an die Abbildungsgüte des Modells gestellt werden. Im Falle der in dieser Arbeit vorgenommenen Modellierung des Fachgebiets-Versuchsfahrzeuges besteht in erster Linie das Ziel, dessen vertikaldynamisches Verhalten während der Fahrt in Hinblick auf den Rad-Boden-Kontakt und die Beschleunigungen des Aufbaus analysieren zu können. Die im Hauptteil der Arbeit beschriebenen, physikalischen Zusammenhänge wurden hierfür als maßgebend erachtet. Um die prinzipielle Eignung des Simulationsmodells für diese Aufgabe zu belegen, werden in diesem Abschnitt die Modellparameter, nach Systembereichen geordnet, aufgelistet und die Herkunft bzw. die Bestimmung der Zahlenwerte erläutert.

A-2.1 Parametrierung des Einspurmodells

Der erste Bereich des Simulationsmodells umfasst das Mehrkörpersystem des Fahrzeugs nach Abschnitt 4.1. Die dafür verwendeten Parameter sind in Tab. 14 zusammengetragen und in Kategorien eingeteilt. Die angegebenen Längen der Kategorie „Längenmaße“ wurden - insofern sie direkt messbar waren - am Versuchstraktor abgenommen. Dazu zählen der Radabstand, der Abstand der Kabinenfederungsanbindungen und die Position des Fahrersitzes. Zur Bestimmung der Schwerpunktlage des Versuchsfahrzeugaufbaus, die im Modell durch die Längen L_3 bzw. L_4 festgelegt wird, wurden die in Versuchen ermittelten Aufstandskräfte der Räder, die Gesamtfahrzeugmasse, die Masse der Achsen und die über die Zylinderdrücke berechenbaren Fahrwerkskräfte herangezogen. Die Schwerpunktlage der Kabine in Fahrzeuginnenrichtung wurde auf Grund der symmetrischen Kabinenform vereinfacht mittig zwischen den Anbindungspunkten zum Fahrzeugrahmen angenommen. Damit ergeben sich die Längen L_5 bzw. L_6 jeweils aus dem halben Anbindungsabstand der Kabinen in Fahrzeuginnenrichtung.

Die in der Kategorie „Massen/ Rotationsträgheit“ angeführten Massen der im Modell als Starrkörper behandelten Fahrzeugbaugruppen wurden, wie die Schwerpunktlage des Fahrzeugaufbaus, ebenfalls anhand von Messwerten errechnet. Die Rotationsträgheit des Aufbaus wurde in einem ersten Schritt durch die Rotationsträgheit eines dünnen Stabes mit der Gesamtlänge des Fahrzeugs angenommen. In einem zweiten Schritt wurde dieser „Anfangswert“ in Simulationsrechnungen variiert und die Ergebnisse der Simulation mit denen der Messungen verglichen. Anhand des Vergleichs konnte ein Wert für die Rotationsträgheit ermittelt werden, mit dem sich das Verhalten des Versuchsfahrzeugs anhand des Simulationsmodells adäquat beschreiben lässt. Die Rotationsträgheit der Kabine wurde mit dem in [8] angegebenen Wert, der auf Messungen beruht, angenommen.

Die unter der Kategorie „Federkonstanten/ Dämpfungskonstanten“ gelisteten Steifigkeits- und Dämpfungswerte sind abgesehen von denen der Räder nicht näher spezifiziert. Da der Einfluss der Kabinen- und Fahrersitzfederung für die Bewertung der Fahrzeugschwingungen hinsichtlich des Fahrverhaltens und der Dynamik bei der Bodenbearbeitung nicht betrachtet werden soll, werden die Steifigkeiten der Kabine und des Fahrersitzes mit Werten versehen, durch die eine quasi starre Verbindung mit dem Fahrzeugaufbau im Modell abgebildet wird. Die Federkonstanten des Fahrwerks sind für die in der Arbeit durchgeführten Simulationen von untergeordneter Bedeutung, da die wirksamen Federkräfte anhand der in Abschnitt 3.1.1 angeführten Zusammenhänge des hydropneumatischen Federungssystems beschrieben werden. Lediglich für einen Vergleich zwischen dem ursprünglichen MB-Trac und dem Versuchsfahrzeug wird mit einem linearen Federelement gerechnet.

Die Steifigkeit und die Dämpfung der Räder haben erwartungsgemäß einen sehr großen Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs. Um geeignete Zahlenwerte für diese Parameter zu ermitteln, wurden Messungen am Versuchstraktor durchgeführt und mit Ergebnissen aus

Simulationsrechnungen verglichen. Bei den verwendeten Messungen wurde das Dämpfungsventil des Fahrwerks geschlossen, sodass die Feder- und Dämpfungswirkung lediglich durch das Einfedern der Reifen bestimmt wird. Mit den zuvor festgelegten Massenwerten bzw. der Massenverteilung des Fahrzeugs konnte durch die Analyse der Sprungantwort die Federsteifigkeit über die Eigenschwingfrequenz und die Dämpferkonstante über Abklingrate der Beschleunigungsmesswerte ermittelt werden. Abb. 150 zeigt die Gegenüberstellung von gemessenen und berechneten Beschleunigungen des hinteren Fahrwerks, vor und nach der Anpassung der Federsteifigkeit und der Dämpfungskonstante der Räder.

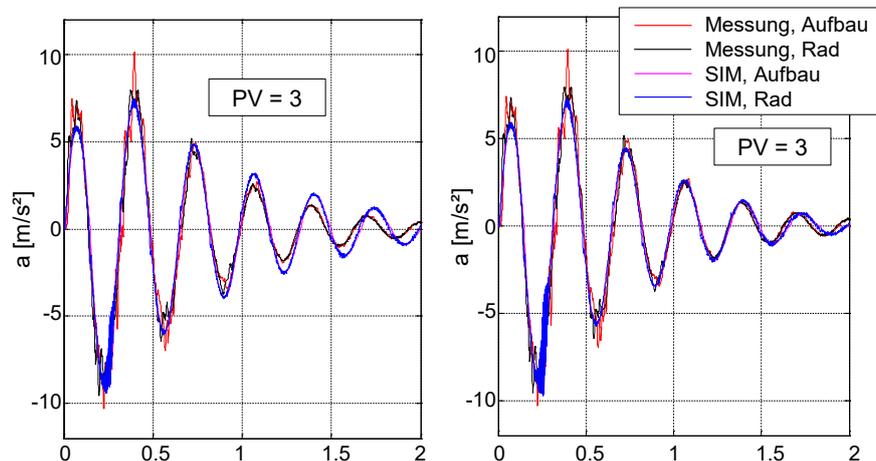


Abb. 150: Vergleich von gemessenen und berechneten Beschleunigungen der Fahrzeugachsen und des Aufbaus vor (links) und nach Anpassung der Reifensteifigkeit und –dämpfung, sowie der Rotationsträgheit des Fahrzeugaufbaus (rechts)

Die grundlegenden Schritte zur Festlegung der Zahlenwerte für das Einspurmodell nach Tab. 14 lassen sich damit wie folgt zusammenfassen:

1. Die Massen der Starrkörper wurden aus Gewichtsmessungen am Fahrzeug und Druckmessungen am Fahrwerk bestimmt. Es wird dabei angenommen, dass diese, auf Basis der zugrundeliegenden Messungen, keine großen Abweichungen von den realen Werten des Fahrzeugs aufweisen.
2. Die Rotationsträgheiten der Kabine und des Fahrzeugaufbaus wurden in einem ersten Schritt durch die Verwendung einfacher geometrischer Körper abgeschätzt und in einem späteren Schritt (siehe 3.) angepasst
3. Die Steifigkeits- und die Dämpfungseigenschaften der Vorder- und Hinterreifen wurden auf Grund der gleichen Bereifung identisch angenommen. Durch Vergleiche von berechneten und gemessenen Sprungantworten am Fahrzeug mit geschlossenem Dämpfungsventil wurden Zahlenwerte für die Federsteifigkeit und die Dämpfung ermittelt, die zu einer möglichst guten Übereinstimmung von Messung und Simulation führten. Der durchgeführte Vergleich beinhaltete eine gleichzeitige Anpassung der Rotationsträgheit des Fahrzeugaufbaus, da nur durch eine Korrektur dieses Wertes eine zufriedenstellende Übereinstimmung von Simulation und Messung erreicht werden konnte.

Tab. 14: Parameter des TUB-Trac Simulationsmodells (vgl. Abb. 34)

	Formelzeichen	Wert	Faktor, halbes Fzg.	Einheit	Hinweis
Längenmaße					
Länge siehe Abb. 42	L _{4A}	0,27	1	m	Messung
Länge siehe Abb. 42	L ₃	1,32	1	m	über Lastverteilung bestimmt
Länge siehe Abb. 42	L ₄	1,52	1	m	über Lastverteilung bestimmt
Länge siehe Abb. 42	L ₃₅	1,11	1	m	Messung
Länge siehe Abb. 42	L ₅	0,4	1	m	Annahme, Mittig zwischen Kabinenanbindung
Länge siehe Abb. 42	L ₆	0,4	1	m	Annahme, Mittig zwischen Kabinenanbindung
Länge siehe Abb. 42	L ₅₇	0,6	1	m	Messung
Durchmesser der Reifen	D _R	1,645	1	m	Angabe des Reifenherstellers
Massen/ Rotationsträgheit					
Masse, Traktor Aufbau (ohne Kabine)	m _T	3634,5	0,5	kg	Berechnet aus Messwerten
Masse, Vorderachse mit Rädern	m _{r1}	630	1	kg	Berechnet aus Messwerten
Masse, Hinterachse mit Rädern	m _{r2}	616	1	kg	Berechnet aus Messwerten
Masse, Kabine	m _K	717	0,5	kg	Messung
Masse, Fahrer	m _F	(80)	0,5	kg	Für Simulationen festgelegter Wert
Masse Anbaugerät	m _A	...	0,5	kg	Variabel
Rotationsträgheit, Traktoraufbau (Schwerpunkt)	J _T	7800	0,5	kg*m ²	Abschätzung durch Trägheit eines dünnen Stabes und Anpassung an Messergebnisse
Rotationsträgheit, Kabine (Schwerpunkt)	J _K	359	0,5	kg*m ²	Angabe nach [8]
Federkonstanten / Dämpfungskonstanten					
Vorderräder	k ₁	604,8*1e3	1	N/m	Vergleich der Messung bei Sprunganregung
Hinterräder	k ₂	604,8*1e3	1	N/m	Vergleich der Messung bei Sprunganregung
Fahrwerk, vorn	k ₃	...	1	N/m	Nur für Berechnung mit linearerer Steifigkeit
Fahrwerk, hinten	k ₄	...	1	N/m	Nur für Berechnung mit linearerer Steifigkeit
Kabine, vorn	k ₅	(1000*1e3)	1	N/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“
Kabine, hinten	k ₆	(1000*1e3)	1	N/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“
Fahrersitz	k ₇	(100*1e3)	1	N/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“
Vorderräder	d ₁	3000	1	Ns/m	Anpassung, Messung bei Sprunganregung
Hinterräder	d ₂	3000	1	Ns/m	Anpassung Messung bei Sprunganregung
Fahrwerk, vorn	d ₃	...	1	Ns/m	Nur für Berechnung mit linearerer Dämpfung
Fahrwerk, hinten	d ₄	...	1	Ns/m	Nur für Berechnung mit linearerer Dämpfung
Kabine, vorn	d ₅	(10000)	1	Ns/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“
Kabine, hinten	d ₆	(10000)	1	Ns/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“
Fahrersitz	d ₇	(1000)	1	Ns/m	Beliebig, bzw. quasi „starr“

A-2.1.1 Parametrierung des hydropneumatischen Fahrwerks

Der zweite Bereich des Simulationsmodells umfasst das hydropneumatische Federungssystem des Versuchstraktors. Die für die Modellierung nach Abschnitt 4.2 verwendeten Parameter und Zahlenwerte sind in Tab. 15 zusammengetragen.

Die Parameter der Gruppe „Fahrwerksgeometrie“ fasst alle geometrischen Parameter des Fahrwerks zusammen. Diese sind auf Grund der verbauten Komponenten bekannt bzw. messbar.

Auch die Parameter der Gruppe „Federungsparameter“, die Einfluss auf die federnde Rückstellkraft haben, sind abgesehen vom Polytropenexponent durch die Komponenten des Fahrzeugs bzw. deren Einstellungen vorgegeben. Der Polytropenexponent beeinflusst sowohl die Steifigkeit der Pneumatikfederung um die Fahrwerksnennlage als auch die Progressivität der Federkennlinie. Wie man an Gleichung (9) sehen kann, ist die Ruhelagesteifigkeit des Fahrwerks proportional zum Polytropenexponent, wodurch der Einfluss auf das Federungsverhalten des Fahrwerks deutlich wird.

In [16] wird für die Berechnung hydropneumatischer Federungen mit stickstoffgefüllten Speichern und nicht zu großen Drücken ein Polytropenexponent von 1,3 angegeben. Dieser Wert wurde für auch die Simulationsrechnungen dieser Arbeit verwendet, da mit diesem eine gute Übereinstimmung von Simulations- und Messergebnissen erzielt werden kann.

Die Parameter der Gruppe „Dämpfungsparameter“ fassen alle im Modell berücksichtigten Größen zusammen, welche die Dämpfung des Fahrwerks beeinflussen. Die Eigenschaften der Hydraulikflüssigkeit werden im Modell durch deren Dichte und deren kinematische Viskosität berücksichtigt. Die verwendeten Zahlenwerte wurden den Datenblättern des im Fahrwerk vorhandenen Hydrauliköls entnommen, wobei die kinematische Viskosität für eine Temperatur von 42°C nach DIN 51563 [40] approximiert wurde. Die Eigenschaft der Dämpfungsventile wird im Modell durch die Drosselkonstante und den von der Steuerspannung abhängigen Öffnungsquerschnitt vorgegeben. Diese bilden in Kombination einen Faktor, der die Basis für die Berechnung des Strömungswiderstands der Dämpfungsventile darstellt. Dabei ist nicht bekannt, wie groß der jeweilige Wert ist. Lediglich das Produkt aus beiden Größen konnte anhand der zur Verfügung stehenden Messwerte des Herstellers ermittelt werden. Der angegebene Wert der Drosselkonstante ist eine grobe Abschätzung.

Tab. 15: Parameter der Hydropneumatischen Federung

	Formelzeichen	Wert	Einheit	Hinweis
Fahrwerkgeometrie				
Durchmesser, Kolben	d_K	50	mm	-
Durchmesser, Kolbenstange	d_{KS}	32	mm	-
Kolbenfläche	A_K	1963,5	mm ²	berechnet
Kolbenfläche, Ringseite	A_R	1159,2	mm ²	berechnet
Hebelverhältnis, Vorderachse (Radanbindung)	f_h	1	1	direkte Anbindung über Achse
Hebelverhältnis, Hinterachse (Radanbindung)	f_h	1	1	Versetzte Anbindung von Zylinder und Achse mit einer Parallelkinematik
Federungsparameter				
Gasfülldruck, Kolben	p_{K0}	51,4	bar	Einstellung am TUB-Trac
Gasfülldruck, Ringkolben	p_{R0}	31,9	bar	Einstellung am TUB-Trac
Vorspanndruck, Speicher, Vorderachse (Referenz)	$p_{v,v}$	63,1	bar	Grundeinstellung, die auch [6] zugrunde liegt
Vorspanndruck, Speicher, Hinterachse (Referenz)	$p_{v,h}$	69,8	bar	Grundeinstellung, die auch [6] zugrunde liegt
Speichervolumen, Kolbenseite	V_{K0}	1,4	L	-
Speichervolumen, Ringseite	V_{R0}	1,4	L	-
Polytropenexponent	n	1,3	1	Vorschlag nach [16]
Dämpfungsparameter				
Dichte der Hydraulikflüssigkeit	ρ_{HF}	900	kg/m ³	Annahme bei Raumtemperatur
kinematische Viskosität	ν_{HF}	57	mm ² /s	Für HLP 46 bei 42°C (Nach Norm [40])
Drosselkonstante, Dämpfungsventile	α_d	0,8	1	Theoretischer Wert für Drossel
Leitungsinwenddurchmesser	d_{HL}	12	mm	Für Hydraulikschlauch S16 / 2SN DN12
Übergangsgeschwindigkeit für Gleitreibung	$v_{RA,reib}$	0,05	m/s	Abschätzung
Mechanischer Wirkungsgrad der Fahrwerkzylinder, vorn	$\eta_{reib,vorn}$	0,96	N	Abschätzung
Effektive Gleitreibungskraft, Fahrwerkzylinder, hinten	$\eta_{reib,hinten}$	0,96	N	Abschätzung
Druckverlustzahl, 90°-Umlenkung	ζ_{LK}	1,7	1	Nach [29]
Anzahl der Leitungsknicke je Ring- bzw. Kolbenseite	n_{LK}	2	1	Vorliegende Anzahl am TUB-Trac

A-2.1.2 Parametrierung des Heckkrafthebersystems

Die Parameter des Heckkrafthebersystems umfassen die Gruppe der Parameter der Hubwerkhydraulik und die der Dreipunktgestänge-Geometrie (vgl. Tab. 16). Die Geometriewerte des Dreipunktgestänges (vgl. Abb. 151) sind dabei die Werte der Projektion auf die x-z-Ebene des Traktormodells nach Abb. 34.

Tab. 16: Parameter des Heckkrafthebers

	Formelzeichen	Wert	Einheit	Hinweis
Hydraulik				
Anzahl, Hydraulikkolben	$z_{K.HKH}$	2	1	
Durchmesser, Kolben	$d_{K.HKH}$	100	mm	-
Durchmesser, Kolbenstange	$d_{KS.HKH}$	40	mm	-
Kolbenfläche	$A_{K.HKH}$	7854,0	mm ²	berechnet
Kolbenfläche, Ringseite	$A_{R.HKH}$	6597,3	mm ²	berechnet
Hubhöhe des Kolbens	$s_{max.HKH}$	200	mm	-
Maximaler Volumenstrom (EHR-Ventil, Hydac)	$Q_{max.HKH}$	56	L/min	Gemessen, Begrenzung durch Regelventil
Geometrie, Dreipunktgestänge (auf Ebene projiziert)				
Länge, Unterlenker, Bereich a	a	669,75	mm	gemessen
Länge, Unterlenker, Bereich b	b	328,63	mm	gemessen
Länge, Unterlenker, Bereich c	c	27,05	mm	gemessen
Länge, Hubstangen	d	602,38	mm	Auf angegebene Länge eingestellt
Länge Hubarme, Bereich e	e	285	mm	gemessen
Länge Hubarme, Bereich f	f	167	mm	gemessen
Länge, Oberlenker	g	783	mm	Auf angegebene Länge eingestellt
Vertikaler Abstand, 1 zu A	z_1	575	mm	
Vertikaler Abstand, 2 zu A	z_2	434	mm	
Vertikaler Abstand, 3 zu A	z_3	111 (161) (221)	mm	Gemessen, in 3 Punkten verstellbar
Vertikaler Abstand, 4 zu A	z_4	152	mm	gemessen
Horizontaler Abstand, 1 zu A	x_1	-100	mm	gemessen
Horizontaler Abstand, 2 zu A	x_2	105	mm	gemessen
Horizontaler Abstand, 3 zu A	x_3	114 (114) (75)	mm	Gemessen, in 3 Punkten verstellbar
Horizontaler Abstand, 4 zu A	x_4	-5	mm	gemessen

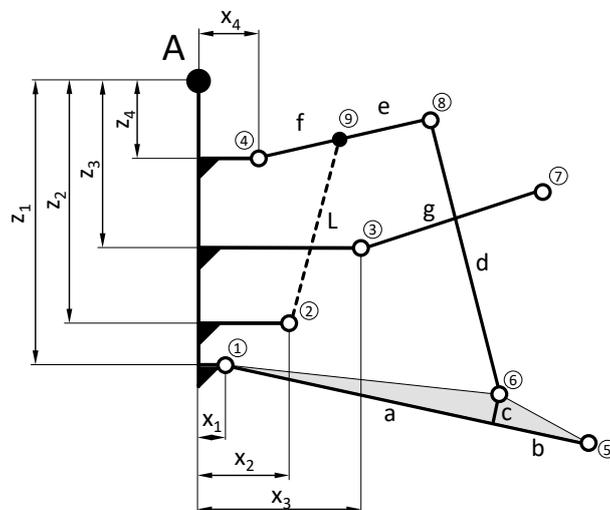


Abb. 151: Geometrieparameter des Dreipunktgestänges des Heckkrafthebers

A-2.1.3 Parametrierung des Pflug-Modells

Tab. 17: Parameter des Anbaupflug-Modells

Parameter	Formelzeichen	Wert	Faktor, halbes Fzg.	Einheit	Hinweis
Masse, Pflug	m_A	1115	0,5	kg	Modellierung nach Angaben aus der Literatur
Massenträgheit, Pflug (Schwerpunkt)	J_A	1830	0,5	Kg m ²	Modellierung nach Angaben aus der Literatur
Körperabstand	L_K	1000	1	mm	oberer Wert gängiger Pflüge
Arbeitsbreite	B	375	1	mm	Festlegung, unterer Bereich
Nenn-Arbeitstiefe	T_N	260	1	mm	Festlegung, mittlerer Bereich
ABG, Pfosten	h	685	1	m	Geometrie, CAD-Modell
ABG Schwerpunkt, Abstand 1	k	1379,41	1	m	Geometrie, CAD-Modell
ABG Schwerpunkt, Abstand 2	m	-142,93	1	m	Geometrie, CAD-Modell
Pflugschar, Tiefe	n	768,6	1	m	Geometrie, CAD-Modell
Pflugschar, Abstand	s	[584, 1430, 2276, 3122]	1	m	Geometrie, CAD-Modell

A-2.1.4 Parameter des Bodenkraftmodells

Tab. 18: Koeffizienten der Regressionsgleichungen (111) und (112) für lehmigen Sand und sandigen Lehm (aus [30])

Koeffizient	Formelzeichen	Einheit	Lehmiger Sand	Sandiger Lehm
Koeffizient 1, Horizontalkraft	a_{Bx}	N/mm	2,36510204	2,80607143
Koeffizient 2, Horizontalkraft	b_{Bx}	N/mm ²	0,00584209	-0,01431429
Koeffizient 3, Horizontalkraft	c_{Bx}	N/mm ³	0,00012783	0,00022357
Koeffizient 1, Vertikalkraft	a_{Bz}	N	-485,674	-276222
Koeffizient 2, Vertikalkraft	b_{Bz}	N/mm	87,2035	228152
Koeffizient 3, Vertikalkraft	c_{Bz}	N/mm ²	-0,526175	0.0767396
Koeffizient 4, Vertikalkraft	d_{Bz}	N/mm ³	$8,56736 \cdot 10^{-4}$	-19,1541
Koeffizient 5, Vertikalkraft	e_{Bz}	N/mm ²	-0,367013	-0.0702978
Koeffizient 6, Vertikalkraft	f_{Bz}	N/mm ³	0,00230766	27,0967
Koeffizient 7, Vertikalkraft	g_{Bz}	N/mm ⁴	$-3,78140 \cdot 10^{-6}$	$-4,70996 \cdot 10^{-7}$