

Verbesserungspotentiale in der Fahraufgabe durch variable Raddrehmomente am Beispiel mobiler Arbeitsmaschinen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Danilo Engelmann

aus Karlsruhe

Tag der mündlichen Prüfung: 24.07.2024

Erster Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c Albert Albers

Kurzfassung

Mobile Arbeitsmaschinen haben neben der Fahraufgabe eine oder mehrere Arbeitsaufgaben zu erfüllen. Die für diese beiden oder mehr Aufgaben notwendigen Funktionen werden über jeweils mindestens ein Antriebssystem angetrieben und können in jedem dieser Antriebsstränge eine signifikante Leistung entfalten. Die stetigen Bemühungen, Verluste zu reduzieren und die Funktionalitäten der Antriebsstränge zu erweitern, bedeuten für die Fährantriebe von mobilen Arbeitsmaschinen, neben der reinen Effektivitätssteigerung und auch die Optimierung der Traktion.

In der vorliegenden Arbeit wird eine elektrohydraulisch ansteuerbare Einheit, ein sogenannter Torquesplitter (TS), analysiert und als Demonstrator auf einem speziellen Prüfstand validiert. Dabei werden zur Optimierung des Torquesplitters verschiedene Simulationsmodelle und die Hardware-in-the-Loop – Methode (HiL) appliziert.

Der entwickelte Torquesplitter kann in jedem Antriebsrad platziert werden und ermöglicht eine flexible, vollvariable Einzelsteuerung und damit auch flexible Drehmomentverteilung aller Antriebsräder. Diese technische Lösung kann auf eine beliebige Anzahl der Antriebsräder erweitert werden.

Um die Verbesserungspotentiale bei Maschinen mit verschiedenen Antriebssystemen abschätzen zu können wird die HiL-Methode an die Anforderungen der mobilen Arbeitsmaschinen (MOBiL – Mobile Arbeitsmaschine-in-the-Loop) adaptiert. Mit Hilfe dieser Methode werden verschiedene Fahrscenarien und Arbeitsaufgaben von Maschinen dargestellt und es werden signifikante Verbesserungspotentiale der Fahr- und Arbeitsabläufe im Hinblick auf Sicherheit und Prozesseffizienz nachgewiesen.

Die Vorteile der Einzelradsteuerung bezüglich der Querführung werden in Kombination mit Regelungsalgorithmen an einem Fahrzeugmodell mit Knicklenkung demonstriert.

Abstract

Mobile machines have to fulfil one or more work tasks in addition to the driving task. The functions required for these two or more tasks are each driven by at least one drive system and can develop significant power in each of these drive trains. The constant efforts to reduce losses and expand the functionalities of the drive trains mean that, in addition to the pure increase in efficiency and optimisation of traction, the traction drives of mobile machines are becoming increasingly important.

In this thesis, an electrohydraulically controllable unit, a so-called torque splitter (TS), is analysed and validated as a demonstrator on a special test bench. Various simulation models and the hardware-in-the-loop (HiL) method are used to optimise the torque splitter.

The developed torque splitter can be placed in each drive wheel and enables flexible, fully variable individual control and thus also flexible torque distribution of all drive wheels. This technical solution can be extended to any number of drive wheels.

The HiL method is adapted to the requirements of mobile machines (MOBiL - Mobile Arbeitsmaschine-in-the-Loop) in order to assess the potential for improvement in machines with different drive systems. With the help of this method, various driving scenarios and work tasks of machines are presented and significant improvement potentials of the driving and work processes with regard to safety and process efficiency are demonstrated.

The advantages of individual wheel steering with regard to lateral guidance are demonstrated in combination with control algorithms on a vehicle model with articulated steering.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist aus meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und Doktorand am Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am KIT entstanden.

Herzlich bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer für die Übernahme des Hauptreferats und der wissenschaftlichen Betreuung. Durch angeregte Diskussionen und eingeräumte Freiheiten kann ich auf eine Zeit der fachlichen und persönlichen Entwicklung zurückschauen.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers, Leiter des Instituts für Produktentwicklung, bedanke ich mich vollumfänglich für sein Interesse an den hier erarbeiteten Themen und der Übernahme des Korreferats. Ebenso bei Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch, Leiter des Instituts des Instituts für Kolbenmaschinen bedanke ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Bei meinen Kolleginnen und Kollegen des Instituts bedanke ich mich ebenfalls mit einem großen Dankeschön für die dort zusammenverbrachte Zeit und Aktivitäten am Institut, aber auch abseits der Forschung für die fachliche wie auch persönliche Unterstützung. Gern blicke ich auf die Zeit im Büro zusammen mit Isabelle Ays zurück.

Meinen studentischen Hilfskräften und Abschlussarbeitern möchte ich mich für die Hilfe in und um die Forschungsthemen herzlich bedanken. Zusammen haben wir dieses und weitere Themen erschlossen. Michael Weisenböck und Marco Stumm gilt hierbei mein besonderer Dank.

Meinen Eltern danke sehr für die unerlässliche Unterstützung während der Promotion und meinem gesamten bisherigen Lebensweg. Sie standen mir in allen Lebenssituationen immer Hilfreich zur Seite, ohne zu zögern. Meiner Frau Xiaoxin danke ich für den liebevollen und geduligen Beistand in der Promotionszeit. Du hast mich stets motiviert und damit zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

„Mut und Zuversicht wachsen mit den Schwierigkeiten“

Rudolf Diesel

Brügg, im Sommer 2024

Danilo Engelmann

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis.....	vii
Abbildungsverzeichnis	ix
Tabellenverzeichnis	xv
Abkürzungsverzeichnis	xvii
1 Einleitung	1
2 Der Arbeitsprozess von mobilen Maschinen und dessen Bestandteile	5
3 Die Fahraufgabe im Arbeitsprozess von mobilen Maschinen.....	13
3.1 Die Längsführung	16
3.2 Die Querführung.....	23
3.3 Zusammenhang zwischen Längs- und Querführung	27
3.4 Verteilung der Antriebskräfte	30
3.4.1 Die Längsverteilung	31
3.4.2 Die Querverteilung.....	32
3.4.3 Potentiale einer variablen Verteilung der Antriebskräfte	33
4 Synthese offener Fragen aus dem Stand der Technik und Forschung.....	37
5 Allradantriebsstränge für mobile Maschinen und ihre Klassierung ..	41
5.1 Die Grundprinzipien der Leistungsverzweigung	42
5.1.1 Leistungsverzweigung bei konstanten Drehzahlverhältnissen	43
5.1.2 Leistungsverzweigung bei konstanten Momentenverhältnissen.....	48
5.2 Elemente mit veränderlicher Drehmomentverteilung.....	61
5.2.1 Adaptive Systeme.....	62

5.2.2	Überlagerungsdifferenziale	64
5.2.3	Kupplungssysteme "Torquesplitter".....	66
5.3	Systematik der Klassierung von Allradantrieben.....	67
5.3.1	Klassierung von Verzweigungselementen im Allradantrieb	68
5.3.2	Klassierung von ganzen Allradantriebssystemen.....	76
6	Hydrostatisch mechanischer Torquesplitter für schwere Antriebe ..	79
6.1	Schaltelemente für einen maschinentauglichen Torquesplitter	82
6.2	Aufbau und Funktion des Torquesplitters.....	84
7	Verifikation und Validierung des Torquesplitter Demonstrators	89
7.1	Prüfstanderprobung.....	91
7.1.1	Steuerung.....	94
7.2	Torquesplitter als vollvariabler Antriebsstrang.....	96
7.2.1	Zugkraftoptimierung bei Untergründen mit niedrigem Reibwert	97
7.2.2	Minimierung des Schlupfs bei enger Kurvenfahrt.....	101
7.3	Mechatronische Funktionen zur Lenk- und Spurhalteunterstützung	103
7.3.1	Unterstützung der Spurführung	103
7.3.2	Einflussmöglichkeiten auf den Wendekreis der Maschine	105
7.3.3	Spurhalteassistent durch den Antriebstrang.....	107
7.3.4	Bremsassistent im Anhängerbetrieb	113
7.4	Erprobung der Einzelradsteuerung an einem Fahrzeugmodell mit Knicklenkung.....	118
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	125
9	Literatur	129

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Werbeanzeige der Firma SAME für den Traktor “ D.A. 25 - 4 Ruote motrici [<i>mit vier angetriebenen Rädern</i>]“. Die Welle der Längsverteilung zur Vorderachse ist erkennbar. [7].....	2
Abbildung 2:	Leistungsdaten der am Markt verfügbaren landwirtschaftlichen Traktoren. Vergleich der historischen (aus dem Jahre 1994 als Flächenzug) mit Leistungsdaten im Jahre 2017 als Punkte [10].	3
Abbildung 3:	Systematische Darstellung des Arbeitsprozesses einer mobilen Arbeitsmaschine und dessen Bestandteile.....	7
Abbildung 4:	Systemdarstellung einer mobilen Arbeitsmaschine, sowie Interaktion des Arbeits- und Fahrantriebes mit der Umwelt als Bestandteil des Arbeitsprozesses	8
Abbildung 5:	Überwachung des Maschinenkurses und der Arbeitsfunktion durch den Maschinenbediener, je als Zweiebenen-Modell, erweitert auf Basis von [26]	9
Abbildung 6:	Bestandteile des Arbeitsprozesses, durch deren Optimierung eine Verbesserung erreicht werden kann, angelehnt an [25; 29; 27].....	11
Abbildung 7:	Einteilung der mobilen Arbeitsmaschinen nach Hauptfunktion des Fahrantriebs, nach [13]	13
Abbildung 8:	Verschiedene Systeme die an der Fahraufgabe in konventionellen Maschinen beteiligt sind.	15
Abbildung 9:	Idealisierte Achse eines Radladers mit Kräften in Längsrichtung für den angetriebenen Fall ohne Trägheiten	16
Abbildung 10:	Qualitatives Kraftschlussbeiwert-Schlupf Diagramm für eine konstante Achslast auf einem Untergrund	18

Abbildung 11:	Kraftschluss- und Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit des Schlupfs, nach [8].....	20
Abbildung 12:	Wirkungsgrad der Kraftübertragung, Schlupf und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit des Triebkraftbeiwerts, nach [35].....	22
Abbildung 13:	Wirkungsgrad der Kraftübertragung , Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit des Schlupfs. [35].....	22
Abbildung 14:	Seitenführungskräfte an den Rädern der Maschine während der Kurvenfahrt, ohne Achslastverschiebung.....	23
Abbildung 15:	Situation Kräfteplan in der Kurve (ohne Luftwiderstand), exemplarische Darstellung des Schräglaufwinkels am Rad vorne rechts und der Kurvenradien der Hinterräder.	24
Abbildung 16:	Seitenführungskräfte für verschiedene Achslasten und Seitenschlupf, [34]	25
Abbildung 17:	Querkräfte an der mobilen Maschine während der Kurvenfahrt; Links: normale fahrt einer Rechtskurve, Rechts: Kurvenfahrt mit abhebenden kurveninneren Rad.	26
Abbildung 18:	Abnehmende Kraft Seitenkraft F_y bei verschiedenen Umfangskräften F_u [37].....	27
Abbildung 19:	Erstellung des Kammschen Kreises, nach [34]	28
Abbildung 20:	Kammscher Kreis am rollenden Rad für verschiedene Fahrzustände: a) Stabiler Fahrzustand die Resultierende liegt innerhalb des Kreises. b) Letzter stabiler Fahrzustand die Resultierende berührt den Kreis. c) Instabiler Fahrzustand die Resultierende geht über den Kreis hinaus.	29
Abbildung 21:	Exemplarische Quer- und Längsverteilung eines Allradantriebsstranges	31
Abbildung 22:	Kraftschlusspotentiale der Achsen in Abhängigkeit von Achslast.....	32

Abbildung 23:	Beispiele für verschiedene Querverteilungen: a) symmetrische Querverteilung b) unsymmetrische Querverteilung der Drehmomente.....	32
Abbildung 24:	Schematische und symbolische Darstellung einer Zahnradstufe zur Leistungsverzweigung.....	43
Abbildung 25:	Verhältnis der mittleren Kurvenradien zwischen Vorder- und Hinterachse, für a) Achsschenkellenkung, b) Allradlenkung und c) Knicklenkung [41].....	46
Abbildung 26:	Gemessene Drehmomente an den Halbachsen eines Radladers, a) während der Kurvenfahrt, b) bei Geradeausfahrt mit unterschiedlichen Reifenrollradien [55; 31; 54].	47
Abbildung 27:	Vergleich von Differenzial- und Planetengetriebe zur Leistungsverzweigung, schematische und symbolische Darstellung.....	49
Abbildung 28:	Situation am Umlaufgetriebe: a) Drehmomente und Radien b) Kräftegleichgewicht am Planetenrad c) Geschwindigkeitsverteilung am Planetenrad bei raumfester Stegwelle.....	51
Abbildung 29:	Zugkräfte – Schlupf Situation für eine Querverteilung mit unterschiedlichen Arten der Leistungsverzweigung, nach [56].....	54
Abbildung 30:	Ideale Querverteilung mit Differenzial bei Kurvenfahrt mit auf die Eingangsparameter normierten Werten, nach [58] 55	
Abbildung 31:	Geschwindigkeitsverteilung am Planetenrad, a) bei Geradeausfahrt und b) Kurvenfahrt.....	56
Abbildung 32:	Drehmomentverteilung am offenen Allradantrieb für ein durchdrehendes Rad	60
Abbildung 33:	Mögliche Raddrehmomente für eine Querverteilung mit verschiedenen Charakteristiken, angelehnt an [53].....	63

Abbildung 34:	Symbolische Darstellung eines Überlagerungsdifferenzials mit Wellen-Wellen Lage der Erweiterungsstufe, andere Lagen sind möglich vgl. [16]	65
Abbildung 35:	Symbolische Darstellung eines Doppelkupplungssystems	67
Abbildung 36:	Exemplarische Klassierung von Antriebselementen für die Längsverteilung von Meißner [60].....	69
Abbildung 37:	Gegenüberstellung der verschiedenen Darstellungsvarianten von Antriebselementen am Beispiel von Variatoren, gemäß Wolf und Renius	74
Abbildung 38:	Systematik von Verzweigungselementen nach Bauweise und Funktionsmerkmalen [35]	75
Abbildung 39:	Einteilungsmöglichkeiten für ganze Antriebssysteme und deren Drehmomentvariabilität in Stufen, nach Stockmar, für ein zweiachsiges Fahrzeug, angelehnt an Greger [45].	76
Abbildung 40:	Vergleich des möglichen Haltedrehmoments über dem Nenndurchmesser für verschiedene Arten von Schaltelementen, mit den Maximalwerten des Außendurchmessers in schwarz und des gewünschten Haltemoments in rot für den Torquesplitter	83
Abbildung 41:	1) Referenzmodell für einen vollvariablen maschinentauglichen Allradantrieb [72] 2) Bauraumstudie zur Integration des Torquesplitters in den jeweiligen Radkopf [70]	84
Abbildung 42:	a) Kräfte- und b),c)Drehzahlplan des Planetengetriebes des Torquesplitters	85
Abbildung 43:	1) Schematische Darstellung des hydrostatischen Torquesplitters 2a) Symbolische Darstellung; 2b) Empfehlung als vereinfachtes Zeichen.....	86
Abbildung 44:	Modellstruktur zur Durchführung der modellbasierten Validierung.....	89
Abbildung 45:	Aufbau des Prüfstands zur Untersuchung des Torquesplitters aus [76].....	91

Abbildung 46:	Hydraulisches System des Torquesplitter-Prüflings am Prüfstand	92
Abbildung 47:	Sprungantwort des Demonstrator volumenstromgeregelt mit $t_s = 400$ ms [70]	93
Abbildung 48:	a) Gemessenes Drehmoment über Drehzahl des Torquesplitters b) Einstellbare mögliche Drehmomente, des Torquesplitter als Verzweigungselement	94
Abbildung 49:	Signalfluss des Demonstrators am Prüfstand zur modellbasierten Erprobung aus [79]	96
Abbildung 50:	μ -Split Teststrecke für den Vergleich des konventionellen und vollvariablen Radladers	99
Abbildung 51:	Kräfte auf einer μ -Split Teststrecke für den Radlader mit verschiedenen Antrieben, aus [79]	99
Abbildung 52:	Schlupfwerte des Radladers mit gesperrtem Allradantrieb [79]	100
Abbildung 53:	Schlupfwerte des Radladers mit Torquesplitterantrieb [79]	100
Abbildung 54:	Schlupfwerte der verschiedenen Antriebe bei enger Kruvnfahrt des Radladers [79]	102
Abbildung 55:	Summenachslasten und Zugkräfte pro Fahrzeugseite in normierter Darstellung	102
Abbildung 56:	Abweichung der Soll- und Ist-Gierrate bei Lenkwinkelsprung-Manöver [79]	104
Abbildung 57:	Vergleich Achsschenkellenkung mit Raddrehzahlenkung sowie mit der Überlagerung beider Prinzipien. [79]	106
Abbildung 58:	Standardtraktor mit 120 kW beim Pflügen in Hanglage mit eingezeichneter Fahrspur, in Vollfarben die Maschine mit variablen Antriebsstrang und in grau baugleicher Standradtraktor	108
Abbildung 59:	Vergleich der Spurabweichung eines mit variablem Allradantrieb (rot) und eines konventionellen Traktors	

	(blau) bei Arbeiten in Hanglage, ohne Eingriffe des Bedieners.....	110
Abbildung 60:	Gierwinkel der beiden Traktoren über die Fahrstrecke, variablem Allradantrieb (rot) und konventioneller Traktors (blau)	111
Abbildung 61:	Antriebsmomente des vollvariablen Traktors zur Kompensation des Giermoments durch die Hanglage	111
Abbildung 62:	Detailansicht der Spurabweichung über die Fahrstrecke und Antriebsmomente für den Traktor mit variablem Allradantrieb	112
Abbildung 63:	Gewünschte Trajektorie (blau) und Unfalltrajektorie (rot) eines Anhängerzuges im Bremsfall	113
Abbildung 64:	Kräfte und Schlupfsituation am Standardtraktor während des Unfallhergangs.....	115
Abbildung 65:	Drehmoment- und Schlupfsituation am vollvariablen Traktor im Bremsmanöver	117
Abbildung 66:	Lenkenergiebedarf für einen Knicklenker mit verschiedenen Antriebstrangtopologien, aus [31]	119
Abbildung 67:	Kräfte am Knicklenker-Modellfahrzeug, aus [88]	121
Abbildung 68:	Blockdiagramm der Regelung und Verhaltensmodell des Modellfahrzeugs aus [88].....	122
Abbildung 69:	Fahrt des Demonstratorfahrzeugs im Fahrmanöver, aus [88].....	122
Abbildung 70:	Verlauf der Sollwert-Vorgabe (δK_{soll}) und des gemessenen Knickwinkels (δK_{ist}), nach [88]	123
Abbildung 71:	Verlauf der Antriebsmomentvorgabe an der Vorder- und Hinterachse des Modellfahrzeugs, nach [88]	124

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Vergleich der verschiedenen Variabilitätsstufen in Bezug auf die Drehmomentverteilung von Verzweigungselementen	70
Tabelle 2:	Gegenüberstellung der technischen Realisierung von verschiedenen Autoren mit dem Wirkprinzip der Leistungsverzweigung.....	72
Tabelle 3:	Vorschlag für die Klassierung von Elementen zur Leistungsverzweigung nach Variabilitätsstufen	73
Tabelle 4:	Einteilung verschiedener Antriebssysteme für mobile Maschinen nach deren Variabilität in der Drehmomentverteilung. Definition der Stufen nach STOCKMAR.	77
Tabelle 5:	Vergleich des Torquesplitters und Überlagerungsdifferenzials für den Einsatz in Antriebssträngen mobiler Maschinen, mit allgemeinen und projektspezifischen Kriterien	81
Tabelle 6:	Darstellung der möglichen Fahrzeug-/Maschinenmodelle und Auswahl der repräsentativen Maschinentypen	90
Tabelle 7:	Manöver zur Untersuchung des Potenzials zur Zugkraftoptimierung	98
Tabelle 8:	Untersuchung des Potenzials zur Zwangsschlupfreduzierung	101
Tabelle 9:	Testfall zur Untersuchung der Verbesserung des Eigenlenkverhaltens	104
Tabelle 10:	Manöver zur Untersuchung der Optimierungspotentiale des Wendekreises.....	105
Tabelle 11:	Kombiniertes Manöver zur Spurhaltung	109

Tabelle 12:	Manöver zur Untersuchung des Bremsverhaltens eines Traktor-Anhänger-Zug.	114
Tabelle 13:	Vorgegebene und beobachtete Größen im Lenkmanöver	123

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen, Begriffe, Definitionen:

Abkürzung	Bedeutung
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
ECE	Economic Commission for Europe
ECU	Electronic Control Unit (dt. Steuergerät)
EG	Europäische Gemeinschaft
EN	European Norm
EU	European Union
GPS	Globales Positionsbestimmungssystem
HiL	Hardware-in-the-Loop
ISO	International Standard Organisation
LKW	Lastkraftwagen
LVZ	Leistungsverzweigung
MK	Meteorologie und Klimaforschung
MOBiL	Mobile Arbeitsmaschine-in-the-Loop
PKW	Personenkraftwagen
XiL	X-in-the-Loop

Formelzeichen und Indizes:

Zeichen	Einheit	Bedeutung
an	[-]	Antrieb
ab	[-]	Abtrieb
b	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Beschleunigung, Spurweite Vorderachse
c _r	[-]	Rollwiderstandsbeiwert
DM	[Nm]	Verfügbares Lenkmoment
f	[m]	Hebelarm der Rollreibung
F	[N]	Kraft, Laufgrad
F _A	[N]	Antriebskraft
F _{x y z}	[N]	Kraft in Richtung x, y, z
F _g	[N]	Gewichtskraft
F _r	[N]	Rollwiderstand
F _{res}	[N]	Resultierende Kraft
F _s	[N]	Kraft am Steg
F _t	[N]	Traktionskraft
F _u	[N]	Radumfangskraft
F _w	[N]	Widerstandskraft
F _y	[N]	Querkraft
F _{yt}	[N]	Seitenführungskraft
F _z	[N]	Radlast
F _{zg}	[N]	Zugkraft
ΔF	[N]	Kraftdifferenz
h	[-]	Hinten

HA	[-]	Hinterachse
HL	[-]	Hinten links
HR	[-]	Hinten rechts
h_s	[m]	Schwerpunktversatz
i	[-]	Übersetzungsverhältnis
K	[-]	Knickgelenk
l	[m]	Radstand
l	[-]	Links
LV	[-]	Längsverteilung
LVZ	[-]	Element zur Leistungsverzweigung
m	[kg]	Masse
M	[Nm]	Drehmoment
M_f	[Nm]	Reibmoment
MP	[-]	Momentanpol
M_{res}	[Nm]	Resultierendes Drehmoment
M_s	[Nm]	Verspannungsmoment
M_t	[Nm]	Traktionsmoment
n	$[\frac{U}{min}]$	Drehzahl
n_p	$[\frac{U}{min}]$	Drehzahl Planetenrad
n_s	$[\frac{U}{min}]$	Drehzahl Sonnenrad
p	[-]	Proportionalitätsfaktor
P_e	[W]	Leistung
P_k	[W]	Kupplungsleistung
P_s	[W]	Schlupfleistung
P_v	[W]	Verlustleistung
P_w	[W]	Wälzleistung
q	[-]	Rollbeiwert

QV	[-]	Querverteilung
r	[m]	(Wälz)Radius
r	[-]	Rechts
r _k	[m]	Achsbodenhöhe
R	[m]	Kurvenradius
R _{B,m}	[m]	Mittlerer Achsenkurvenradius
R _{HL}	[m]	Kurvenradius Rad hinten, links
R _{HR}	[m]	Kurvenradius Rad hinten, rechts
r _{dyn}	[m]	Dynamischer Rollradius
s	[-]	Schlupf
s _k	[-]	Kritischer Schlupf
s _h	[m]	Spurweite Hinterachse
S	[-]	Stegwelle
s _{m,g}	[-]	Mittlerer Schlupf gesperrtes Differenzial
s _{m,o}	[-]	Mittlerer Schlupf offenes Differenzial
s _t	[m]	Spurweite
s _y	[-]	Seitenschlupf
t _s	[s]	Zeit der Sprungantwort
v	$[\frac{m}{s}]$	Geschwindigkeit
v	[-]	Vorne
v _{Fzg}	$[\frac{m}{s}]$	Fahrzeuggeschwindigkeit
VA	[-]	Vorderachse
v/h	[-]	Vorne/hinten
VL	[-]	Vorne links
VR	[-]	Vorne rechts
v _{Rad}	$[\frac{m}{s}]$	Umfangsgeschwindigkeit des Rades
W	[-]	Radaufstandspunkt
x _s	[m]	Wegstrecke
zk	[-]	Zugkraft
α	[°]	Schräglaufwinkel

δ	[°]	Lenkwinkel
δ_H	[°]	Lenkradwinkel
δ_{HK}	[°]	Lenkaufwand
δ_{HM}	[°]	Mittlerer Lenkradwinkel
δ_K	[°]	Knickwinkel
$\epsilon_{\ddot{U}D}$	[-]	Übersetzungsdifferenz
η_T	[-]	Wirkungsgrad der Kraftübertragung
\varkappa	[-]	Triebkraftbeiwert
μ_g	[-]	Kraftschlussbeiwert bei Gleiten des Rades
μ_h	[-]	Kraftschlussbeiwert bei Haften des Rades
$\mu_{h,max}$	[-]	Maximaler Kraftschlussbeiwert bei Haften
μ_L, μ_R	[-]	Reibewert links/rechts
μ_{y_h}	[-]	Seitenführungshaftbeiwert
ω	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω_s	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit Sonnenrad
$\Delta\omega$	[1/s]	Differenz der Winkelgeschwindigkeit

1 Einleitung

In der Land-, Forst- und Bauwirtschaft sind heute die Mehrzahl der europäischen mobilen Maschinen, die sich nicht auf Gleisketten fortbewegen, mit Antriebssträngen ausgestattet, die den permanenten oder zeitweisen Antrieb aller vorhandenen Räder ermöglichen. Allgemein üblich werden solche Antriebstränge „Allradantriebe“ genannt. Im Falle der deutschen Landwirtschaft im Segment der Traktoren mit 75 kW oder mehr hat sich in Europa eine Marktdurchsetzung des Allradantriebes mit nahezu 100% eingestellt [1]. Der Allradantrieb stellt durch seine konstruktive Gestaltung und Eigenschaften eine hohe Traktionsfähigkeit bei unbefestigten Untergründen sicher und ermöglicht die Übertragung von höheren Zugkräften gegenüber Fahrzeugen mit nur einer angetriebenen Achse.

Der erste Allradantrieb wurde im Jahre 1825 für die Anwendung mit Dampfmaschine patentiert [1]. Mit einem Verbrennungsmotor fand er seinen ersten Einsatz 1903 in einem Fahrzeug der Brüder Jacobus und Hendrik-Jan Spijker [1; 2]. Die Daimler Motorengesellschaft stellte in diesem Jahr die „Vorspannmaschine“ mit Allrad und gleich großen Rädern vor [3]. Daraus entwickelten sich 1904 - 1907 die ersten allradangetriebenen, dem LKW ähnlichen, Zugmaschinen [3]. Während der Automobilsport und das Transportwesen früh den Nutzen des Allradantriebs erkannten, wurde er in der Landtechnik, abgesehen von einigen wenigen Deutz Pfluglokomotiven von 1907 [3; 1], bis in die 1940er Jahre kaum eingesetzt. Dies wird meist damit erklärt, dass der Allradantrieb bei Standardtraktoren schwierig umzusetzen war, da diese unterschiedliche Radgrößen aufweisen und der notwendige Vorlauf der Räder schwer einzustellen war [4; 3]. Dieses Merkmal der unterschiedlichen Radgrößen ist allerdings die Konsequenz aus der zu verrichtenden Feldarbeiten und sollte beibehalten werden. Zusätzlich erschien der Allradantrieb generell zu teuer in der Umsetzung [5; 6]. Erst mit dem Aufkommen des Jeep 1945 [3] und des Unimog 1948 [4] als geländegängige Universalfahrzeuge in der Landtechnik, fand der Allradantrieb seinen Serieneinsatz. Mit steigenden Produktionszahlen durch Massenfertigung und

mit gesteigerter Motorleistung, wurde der Allradantrieb 1952 erstmals im Standardtraktor DF 25 der Firma Same, in Serie eingesetzt und produziert [1], siehe Abbildung 1.

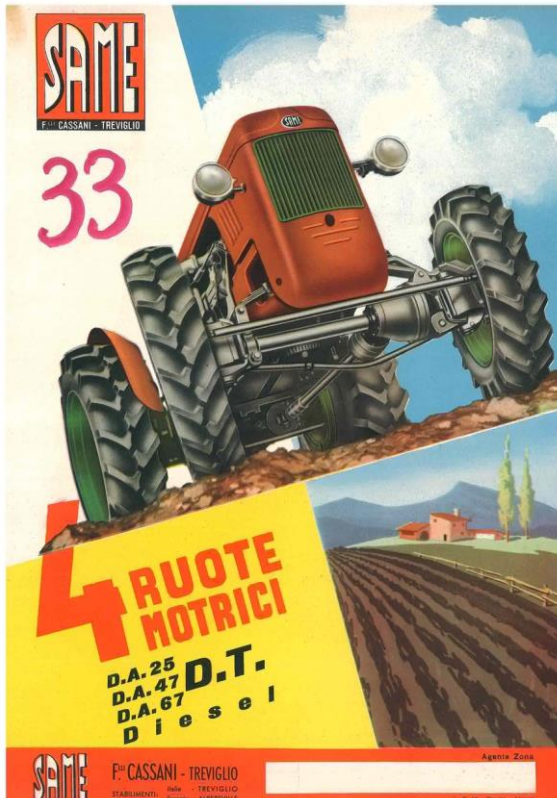


Abbildung 1: Werbeanzeige der Firma SAME für den Traktor "D.A. 25 - 4 Ruote motrici [mit vier angetriebenen Rädern]". Die Welle der Längsverteilung zur Vorderachse ist erkennbar. [7]

Die verschiedenen, verfügbaren Antriebskonzepte am Markt wurden nun wissenschaftlich untersucht und einander gegenübergestellt. So wurden z.B. 1964 [8] Standardtraktoren mit und ohne Allradantrieb untersucht. Es konnte

dargelegt werden, dass die Verwendung eines Allradantriebs gerade bei der steigenden Motorleistung sinnvoll ist. Zehn Jahre später, 1975, hielt der Trend der steigenden Motorleistung weiter an, Allradantriebe galten ab 60 kW als Standard [9]. Die steigende Motorleistung lässt sich bis heute bestätigen und somit auch die nahezu komplette Marktdurchdringung des Allradantriebes in der Landtechnik[10; 11]. In Abbildung 2 ist die zunehmende Motorenleistung seit 1994 dargestellt.

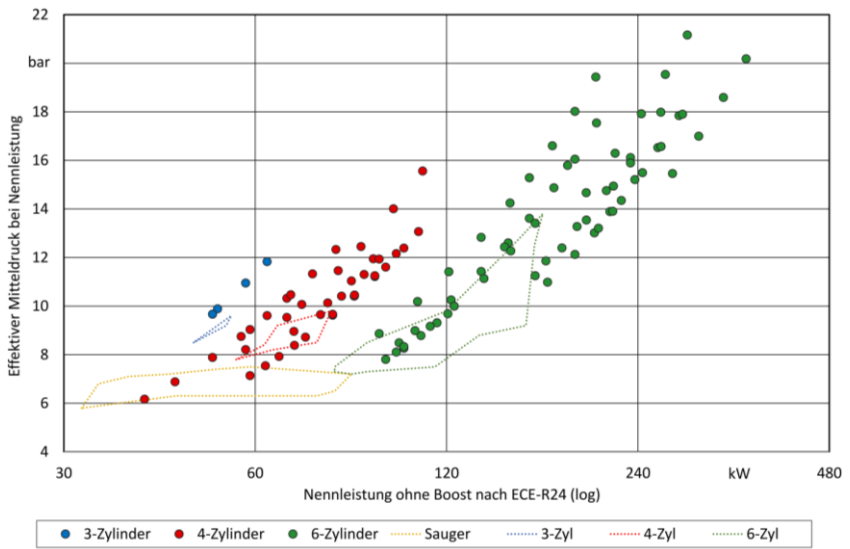


Abbildung 2: Leistungsdaten der am Markt verfügbaren landwirtschaftlichen Traktoren. Vergleich der historischen (aus dem Jahre 1994 als Flächenzug) mit Leistungsdaten im Jahre 2017 als Punkte [10].

Die erfolgreiche Durchsetzung des Allradantriebes blieb nicht auf die Landtechnik beschränkt und konnte sich nicht zuletzt durch parallele Entwicklungen, z.B. zwischen Traktoren und Radladern [12], auch in anderen Bereichen der mobilen Maschinen fortsetzen, bei denen ebenfalls eine gute Traktion und hohe Zugkräfte notwendig sind [13].

Durch die umfassende Diversifizierung mobiler Maschinen stellt sich nicht nur die Frage nach dem Mehrwert bezüglich Zugkraft, sondern auch die Frage nach der geeigneten Topologie. Die gewählte Topologie wiederum legt bei mechanischen Antriebssystemen die Steuerungsmöglichkeiten über die verwendeten Antriebselemente fest. So werden maßgeblich das Verhalten, die Funktionalität und die Effizienz der Maschine durch die Topologie des Antriebstrangs beeinflusst. Dieser Zusammenhang galt bis zum Aufkommen der Mechatronik in den Antriebsträngen. [10]

Mechatronischen Systeme werden per Definition in interdisziplinärer Zusammenarbeit aus Maschinenbau, Elektronik und Informationsverarbeitung entwickelt [14] und sie finden auch ihre Verwendung in Antriebssystemen für Fahrzeuge. Damit wird der Antriebstrang selbst zum mechatronischen System. Die durch das mechatronische System vorhandenen Möglichkeiten zur Steuerung erlauben für den mechanischen Allradantriebstrang neue Topologien und Funktionen. Mit diesen Systemen lassen sich die Drehmomente der Räder individuell steuern, dafür hat sich allgemein der Begriff „Torquevectoring“ etabliert. Dieses wurde bei Personenwagen ausgiebig erprobt, mit dem Ziel das Fahrzeugverhalten, Fahrsicherheit und teilweise das subjektive Fahrempfinden zu verbessern. Eine Verbesserung des Nutzwertes des Allradantriebes in Personenwagen konnte so nachgewiesen werden [15; 16].

Damit stellt sich nun die Frage nach dem möglichen Mehrwert dieser Möglichkeiten im Einsatz bei mobilen Maschinen, ähnlich wie damals bei der Einführung des Allradantriebs. Dabei weichen die Bewertungskriterien im Vergleich zu den Personenwagen ab. Zudem ist die Umsetzbarkeit eines „Torquevectoring“-fähigen mechanischen Antriebstranges für mobile Arbeitsmaschinen an sich zu prüfen: Welches sind geeignete Topologien und wie werden sie durch die Gestaltung der Maschine und ihrem Einsatzzweck beeinflusst? Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zu der Beantwortung von Fragen in Bezug auf die Verwendung von Antriebsträngen in mobilen Arbeitsmaschinen mit der Fähigkeit das Drehmoment an alle Räder unabhängig voneinander zu verteilen.

2 Der Arbeitsprozess von mobilen Maschinen und dessen Bestandteile

Der Begriff der mobilen Arbeitsmaschine wird häufig verschieden definiert. So definiert die EG-Richtlinie 2006/42/EG nur allgemein den Begriff „Maschine“: Sie benutzt für den Betrieb ausschließlich Fremdkraft und hat mindestens ein bewegliches Teil [17], daher wurde sie z.B. für Erdbaumaschinen in Form der DIN EN ISO 6165 konkretisiert. In der EU-Verordnung 2016/1628 ist die mobile Maschine als Fahrzeug mit Verbrennungsmotor definiert, welches nicht für die Beförderung von Gut oder Personen gedacht ist [18]. Etwas detaillierter und abgegrenzter definiert die EU-Verordnung 167/2003 die Land-oder Forstwirtschaftsmaschinen. Hier wird eine land- oder forstwirtschaftliche Maschine als Zugmaschine definiert wenn sie mindestens zwei Achsen besitzt und deren wesentliche Funktion das Aufbringen einer Zugkraft und das Antreiben von Arbeitsgeräten ist [19]. Diese Definition inkludiert allerdings nur Maschinen aus der Land- und Forstwirtschaft.

Dabei kann man nach GEIMER [20] folgende Gruppen, geordnet nach ihrem Einsatzzweck, unterscheiden:

- Landmaschinen
- Forstmaschinen
- Baumaschinen
- Kommunalmaschinen
- Hebe- und Fördermaschinen
- Sondermaschinen.

Trotz der unterschiedlichen Einsatzfelder haben sie jedoch gemeinsam, dass sie sich gegenüber einem PKW oder LKW durch mindestens einen weiteren Arbeitsantrieb unterscheiden und gegenüber stationären Werkzeugmaschinen, dass sie einen zusätzlichen Antrieb zur Fortbewegung besitzen.

Daher soll hier der Begriff wie folgt definiert sein:

„Mobile Arbeitsmaschinen haben die Aufgabe der Verrichtung eines Arbeitsprozesses; sie verfügen dazu über einen Fahr- und Arbeitsantrieb mit signifikanten Energieanteilen in beiden Antrieben.“ [21]

Durch diese Definition ist ersichtlich, dass die Arbeitsmaschine einen Arbeitsprozess zu bedienen hat und dafür mit entsprechenden Antriebssystemen ausgerüstet sein muss.

Der Arbeitsprozess selbst lässt sich in zwei Bestandteile als Teilaufgaben zerlegen, die Fahr- und die Arbeitsaufgabe. Die Fahraufgabe selbst kann dabei weiter in zwei weitere Bestandteile gegliedert werden, die Längs- und die Querführung der Maschine, vgl. Abbildung 3.

Die *Fahraufgabe*, bestehend aus der Längs- und Querführungsaufgabe:

- **Längsführungsaufgabe:**
Durch den Arbeitsprozess und die Umweltbedingungen entstehen verschiedene Anforderungen an die Zug- bzw. Bremskräfte sowie die Fahrgeschwindigkeit der Maschine.
- **Querführungsaufgabe:**
Durch den Arbeitsprozess und die Umweltbedingungen muss die Maschine in der Lage sein Kursänderung vorzunehmen. Die Maschine muss die dazu notwendigen Seitenführungskräfte aufbauen können.

Im Detail wird die Fahraufgabe in Kapitel 3 weiter behandelt.

Die Art der *Arbeitsaufgabe* wird ebenfalls durch den Arbeitsprozess bestimmt und erfordert Energie für sämtliche Prozesskomponenten, die nicht unmittelbar mit der Fortbewegung der Maschine in Verbindung stehen.

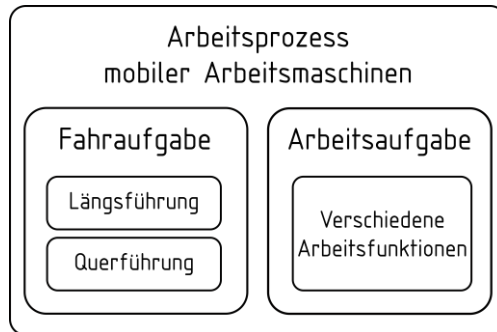


Abbildung 3: Systematische Darstellung des Arbeitsprozesses einer mobilen Arbeitsmaschine und dessen Bestandteile

Für die Arbeits- und Fahraufgabe müssen in der Maschine Energie-, Stoff- und Informationsströme verarbeitet und geführt werden. Es bietet sich für eine mobile Maschine die Betrachtung als technisches System nach FELDHOUSEN [22] an. Das bedeutet, dass die Maschine als Gesamtsystem zur Erfüllung ihrer Funktion in weitere Teilsysteme unterteilt werden kann, deren Teilfunktionen in der Summe die gewünschte Gesamtfunktion ergeben. Ein wichtiges Teilsystem der mobilen Maschine ist das Antriebssystem. Mit dem Antriebssystem werden die Arbeits- und Fahrfunktion mit Energie versorgt, damit diese die entsprechenden Teilaufgaben erfüllen können. Das Antriebssystem selbst besteht, nach ALBERS [23] aus drei Bestandteilen: der Kraftmaschine, einem passenden Energiewandler und dem Antriebsstrang für die Transmission und Adaption der bereitgestellten Energie an die Systeme, die den Arbeitsprozess bedienen. Die Räder und die Arbeitsausrüstung der Maschine, die zur Erfüllung der Fahr- und Arbeitsaufgabe dienen, stellen das dritte Element eines Antriebssystems dar. Sie werden im engeren Sinne der Antriebssystemtechnik nach ALBERS ebenfalls „Arbeitsmaschinen“ genannt. Der Begriff zielt hier auf die Umwandlung der Energie in die Form ab, wie sie für die Arbeits- und Fahraufgabe verwendbar ist. Da mobile Arbeitsmaschinen mindestens eine Fahr- und Arbeitsaufgabe erfüllen, vgl. Abbildung 3, hat das Antriebssystem auch mindestens je einen Antriebsstrang für jede dieser beiden Teilaufgaben des Arbeitsprozesses. Dieser Zusammenhang zwischen der Fahr- und Arbeitsaufgabe

ist in Abbildung 4 als schematischer Aufbau einer mobilen Arbeitsmaschine, aus Sicht der Antriebssysteme und deren Subsysteme gegeben.

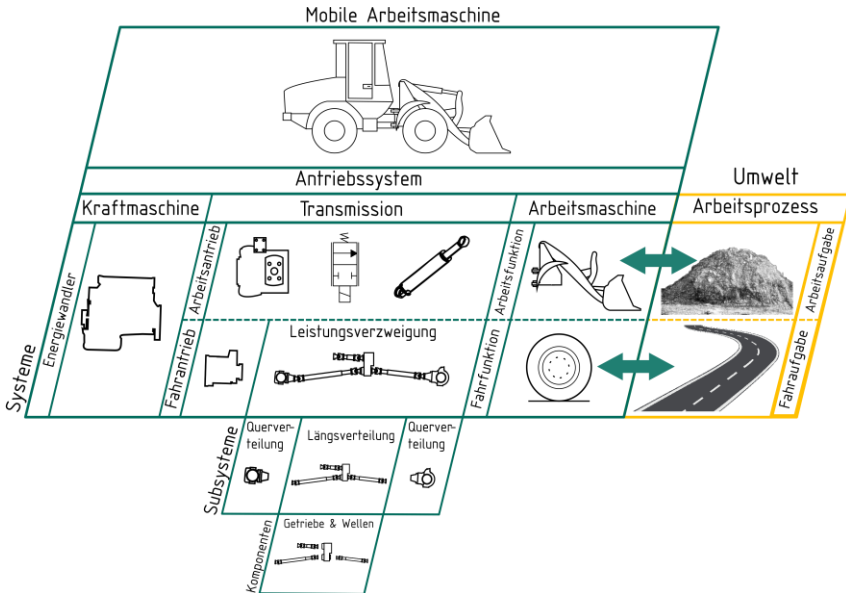


Abbildung 4: Systemdarstellung einer mobilen Arbeitsmaschine, sowie Interaktion des Arbeits- und Fahrantriebes mit der Umwelt als Bestandteil des Arbeitsprozesses

Damit die Teilsysteme der Maschine ihre Aufgaben im Arbeitsprozess erfüllen können, müssen sie auch koordiniert werden. Dies geschieht durch den Fahrer bzw. den Bediener der Maschine. Er stellt die prozessorientierte Reglerinstanz der Maschine dar und wird dabei häufig durch Automatisierung unterstützt. Er überwacht die Fahr- und Arbeitsfunktionen in der Art und Weise, dass der Arbeitsprozess erfüllt wird [24]. Folglich stellen Maschine und Fahrer nach KAUTZMANN ein „zielsuchendes System“ dar [25].

Für eine reine Fahraufgabe wird für einen Fahrer ein Zweiebenen-Modell von SCHINDLER [26] vorgeschlagen, der Fahrer bewerkstelligt Navigation der Maschine und gleicht den Soll- und Ist-Stand der Kurstrajektorie entsprechend der

Fahraufgabe ab. Dazu muss er die Längsregelung übernehmen, also die notwendigen Geschwindigkeiten und Abstände in Längsrichtung einhalten. Ebenfalls werden Kursabweichungen der Maschine in der Querführung ausgeregelt. Die Überwachung der Quer- und Längsführung, als Bestandteile der Fahraufgabe, findet durch den Bediener auf zwei Ebenen statt. Die antizipatorische Steuerung stellt die notwendige Kursvorgabe sicher um das Ziel zu erreichen. Der kompensatorische Teil des Bedieners gleicht Störeinflüsse aus.[26]

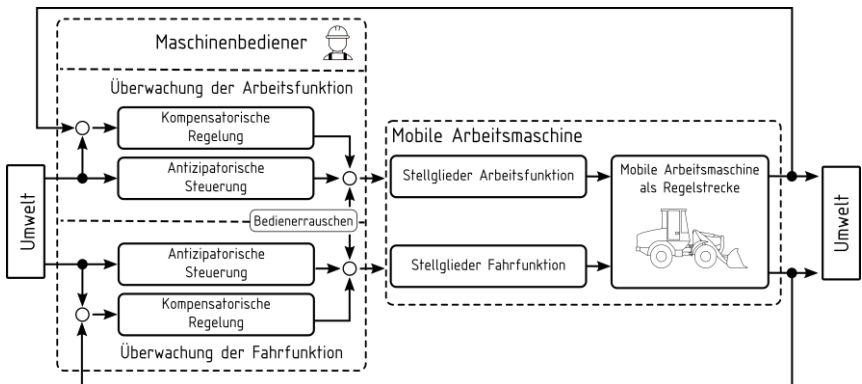


Abbildung 5: Überwachung des Maschinenkurses und der Arbeitsfunktion durch den Maschinenbediener, je als Zweiebenen-Modell, erweitert auf Basis von [26]

Da mobile Maschinen aber zusätzlich noch mindestens eine Arbeitsausrüstung besitzen, muss der Bediener diese ebenfalls überwachen und steuern. Die reine Tätigkeit als Fahrer, muss daher für die Zielsetzung der Arbeitsaufgabe erweitert werden. Die Überwachung der Arbeitsfunktion kann wiederum als Zweiebenen-Modell, mit einem antizipatorischen und kompensatorischen Teil angenommen werden. Durch die Integration der Funktionalitäten von Arbeit und Fortbewegung in derselben mobilen Arbeitsmaschine können Wechselwirkungen zwischen der Arbeitsaufgabe und der Längs- sowie Querführung entstehen. Diese Wechselwirkungen erhöhen den Umfang des erforderlichen Überwachungs- und Steuerungsaufwands im Vergleich zu einer ausschließlichen Fahraufgabe. In Abbildung 5 ist die Verbindung der Systeme Maschine und

Bediener sowie deren Bestandteile zur Erfüllung des Arbeitsprozesses dargestellt. Diese Bestandteile stellen gleichzeitig auch mögliche Ansatzpunkte für Optimierungsmaßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses dar.

Um eine Verbesserung im Arbeitsprozesses zu erzielen, müssen die einzelnen Bestandteile dieses Prozesses optimiert werden: die Maschine als Werkzeug und die Möglichkeiten des Bedieners als überwachende Instanz [27].

Die Maschine selbst kann auf zwei Ebenen optimiert werden: Je in der Gestaltung sowie der Steuerung/Regelung der einzelnen Stellglieder auf der Subsystem-/Komponentenebene oder im konzeptionellen Zusammenwirken dieser Komponenten zum Maschinenkonzept bzw. deren Betriebsstrategie¹ [29], vgl. Abbildung 6.

Der Bediener der Maschine soll mit einer geeigneten Betriebsstrategie sowie mit entsprechenden Assistenzsystemen unterstützt werden. Betriebsstrategie und Assistenzfunktionen sind, wie der Bediener, eine steuernde/regelnde Instanz im Arbeitsprozess, sind aber Bestandteil des mechatronischen Systems und damit Teil der Maschine selbst. Die Betriebsstrategie entlastet den Bediener in der Findung der geeigneten Betriebszustände der einzelnen Stellglieder in Fahr- und in der Arbeitsfunktion. Die Assistenzsysteme selbst sollen auf den Bediener unterstützend wirken, vgl. Abbildung 6. Durch diese beiden Maßnahmen wird versucht die Sicherheit und Leistung im Arbeitsprozess zu erhöhen.[25]

In der bisher dargestellten Systematik des Arbeitsprozesses einer mobilen Maschine existiert eine Vielfalt an Möglichkeiten diesen Prozess zu optimieren. Bemerkenswert ist jedoch, dass trotz der hohen Varianz an mobilen Maschinen und deren Arbeitsprozessen, die Anforderungen an deren Fahraufgaben verglichen mit den teils sehr spezifischen Arbeitsaufgaben, vgl. Abbildung 3, oft wiederkehrend und vergleichbar sind. Die Längs- und Querführung sind Bestandteile der Fahraufgabe, die Fahraufgabe selbst ist wiederum einer der bei-

¹ Definition nach THIEBES [28]

den Hauptteile des Arbeitsprozesses der Maschine. Aus dieser Überlegung resultiert, dass eine Verbesserung in der Fahraufgabe den Arbeitsprozess als Ganzes in positiver Weise beeinflussen kann. Im Abschnitt 4 wird diese Frage erneut aufgegriffen und in ein Forschungsthema vertieft.

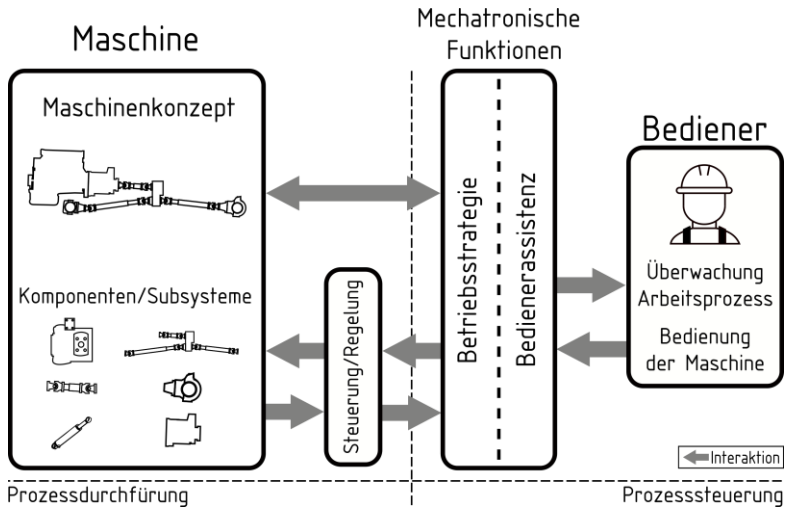


Abbildung 6: Bestandteile des Arbeitsprozesses, durch deren Optimierung eine Verbesserung erreicht werden kann, angelehnt an [25; 29; 27]

Durch den ähnlichen Aufbau und gemeinsame Wirkfaktoren innerhalb der verschiedenen Fahraufgaben im Allgemeinen, ist eine gute Übertragbarkeit von Verbesserungsmaßnahmen unter den Fährantrieben gewährt. Die Weitergabe von Verbesserungen wird durch die Möglichkeiten der Mechatronik, Adaption der Betriebsstrategie und Bedienerassistentzsysteme, unter den gängigen Maschinen noch einmal gesteigert. Daher ist die Fahraufgabe ein wichtiges Ziel für Optimierungsmaßnahmen.

Im Folgenden wird die Fahraufgabe in ihre Bestandteile zerlegt und analysiert. Die Wirkfaktoren in Längs- und Querrführung sollen dargestellt werden, um die Anforderungen an den Antriebsstrang und etwaige Verbesserungspotentiale aufzuzeigen und abzuklären

3 Die Fahraufgabe im Arbeitsprozess von mobilen Maschinen

Die Fahraufgabe beschreibt die notwendigen Bewegungen im Arbeitsprozess die zur Fortbewegung der Maschine dienen. Sie gliedert sich selbst in zwei Teilaufgaben, die Längsführung und die Querführung der Maschine. Sie geben die Position bzw. die erforderliche Bahn sowie die erforderliche Zugleistung der Maschine vor. Zur Erfüllung dieser Anforderungen besitzen die Maschinen im Antriebssystem mindestens einen dafür vorgesehenen Antriebsstrang mit Räder oder Gleisketten. Der Fahrantriebsstrang sowie die Fahraufgabe stellt das gemeinsame Merkmal der Maschinen mit PKWs und LKWs dar [21].

Trotz der hohen Anzahl an Varianten die unter den mobilen Maschinen existieren, können die Maschinen anhand ihrer notwendigen Leistungsanforderung durch die Längsführung in ihrer Fahraufgabe und des dafür notwendigen Fahrantriebes in zwei Gruppen eingeteilt werden, vgl. Abbildung 7.

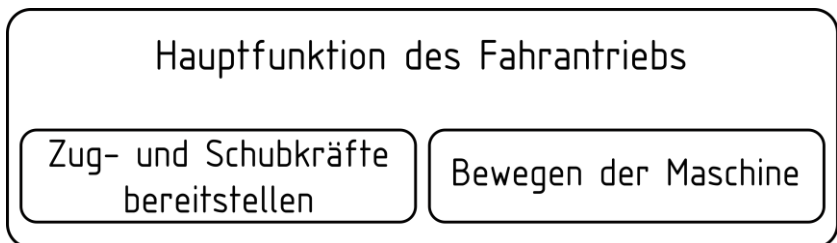


Abbildung 7: Einteilung der mobilen Arbeitsmaschinen nach Hauptfunktion des Fahrantriebs, nach [13]

Die erste Gruppe der Maschinen muss hohe Zugkräfte im Fahrtrieb darstellen, sie soll die Systemleistung über den Fahrtrieb übertragen. In dieser Klasse finden sich daher mechanische und leistungsverzweigte Antriebsstränge. Die Funktionalität des Antriebes wird bei der zweiten Gruppe der Effizienz untergeordnet. Die zweite Gruppe muss für die Maschine mit ihrem Fahrtrieb lediglich Fahrwiderstände überwinden, der Leistungsanteil im

Fahrtrieb ist im Vergleich zur Systemleistung wesentlich geringer. So finden sich hier hydrostatische Antriebe im Einsatz. Die Vorteile in der Funktionalität dieser Antriebe, wie z.B. Stufenlosigkeit, überwiegen aufgrund des geringen Leistungsflusses im Fahrtrieb gegenüber dem Wirkungsgrad.[13]

Eine ähnliche Klassierung, jedoch noch mit der Unterscheidung des gemeinsamen Auftretens der Fahr- und Arbeitsaufgabe sowie mit einer genauen Betrachtung der Zeitanteile im Arbeitsprozess der Maschine, wird von ROSE vorgeschlagen [30]. Diese Art der Klassierungen zielt eher auf die Einordnung und den Vergleich der Gesamtmaschine und der Struktur des Arbeitsprozesses ab und führt über die Betrachtung des Fahrtriebs hinaus. Mit Fokus auf dem Fahrtrieb und seinem Potential, die Fahraufgabe zu verbessern, soll im Folgenden die von RENIUS [13] vorgeschlagene Klassierung berücksichtigt werden.

Um den Querkurs einzuhalten haben konventionelle Maschinen neben dem Antriebsstrang auch eine separate Lenkanlage um die notwendigen Querkräfte aufzubauen. Im Bereich der mobilen Maschinen finden sich hierfür eine große Vielfalt an Lenkungssystemen: Radseiten-, Achsschenkel-, Knicklenkung oder Kombinationen daraus. Die Beschreibungen und die Verwendungen der Lenksysteme sind z.B. in DUDZINSKI [31] ausführlich dargelegt. Gemeinsam haben alle Lenksysteme, dass die benötigten Querkräfte über die Räder aufgebaut werden.

Unabhängig von den zutreffenden Einteilungen für die Lenk- und Antriebssysteme, bleibt der Kern der Fahraufgabe, wie er in Abbildung 3 vorgestellt ist, bestehen. Die Beteiligungen der für die Quer- und Längsführung vorgesehenen Systeme können wie in Abbildung 8 dargestellt werden. Es ist erkennbar dass es Wechselwirkungen zwischen der Längs- und Quarführung gibt, die durch den Reifen und dessen Eigenschaften begründen sind [32]. Sowohl der Antriebsstrang als auch die Lenkanlage wirken gleichzeitig auf die Reifen der Maschine, diese sind das letzte Übertragungsglied der beiden jeweiligen Systemketten. Die angetriebenen und gelenkten Räder erzeugen die notwendigen Umfangs- und Querkkräfte in ihrem Reifenlatsch. Diese Funktionsvereinigung von Längs- und Quarführung im Reifen erklärt die Wechselwirkungen zwi-

schen dem Antrieb und der Lenkung und bewirkt zudem, dass die beiden Reifenkräfte eine Abhängigkeit voneinander haben und nicht beliebig groß sein können.

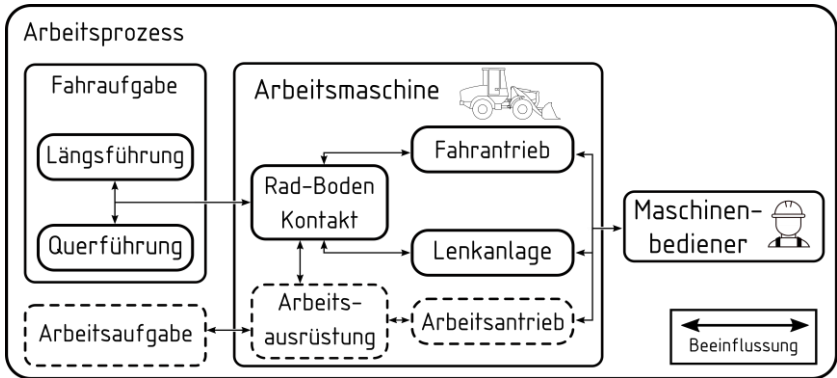


Abbildung 8: Verschiedene Systeme die an der Fahraufgabe in konventionellen Maschinen beteiligt sind.

Die Wechselwirkungen und Abhängigkeiten zwischen der Längs- und Querführung führen somit zu einem Zielkonflikt bei der Konzeptionierung des Antriebstrangs und Lenkung der Maschine. Im idealen Fall sollten die Vorgänge des Antriebstrangs und Lenksystems unabhängig voneinander sein, die auftretenden Wechselwirkungen bei konventionellen Maschinen sind daher meist als Störeffekte bewertet und es wird versucht diese zu kompensieren [26]. Nur in seltenen Fällen kann diese gegenseitige Beeinflussung sinnvoll genutzt werden, z.B. die selbständige Rückstellung der Räder.

Unter Berücksichtigung der Eigenschaften des Reifens als Bindeglied innerhalb der Fahraufgabe, wird im Folgenden auf die Längs- und Querführung genauer eingegangen, um die Vorgänge zu beleuchten und um ein mögliches Verbesserungspotential für den Antriebsstrang von konventionellen Maschinen abzuklären.

3.1 Die Längsführung

Um eine Maschine zu beschleunigen oder zu verzögern muss das Antriebsmoment als Zug- oder Bremskraft auf den Boden übertragen werden. Dies geschieht durch verschiedene mikro- und makroskopische Effekte zwischen Reifen und Untergrund in Abhängigkeit von der Masse des Fahrzeugs. In Abbildung 9 ist das Rad einer Maschine im Freischnitt dargestellt. Für die Beschleunigung der Maschine muss mit Hilfe des Antriebsmoment die Trägheitskräfte, Fahrwiderstände $F_{w,x}$ und ggf. eine Widerstandskraft $F_{w,a}$ aus der Arbeitsfunktion überwunden werden (siehe Gleichung 1), um den Längswunschvorgaben des Bedieners zu entsprechen.

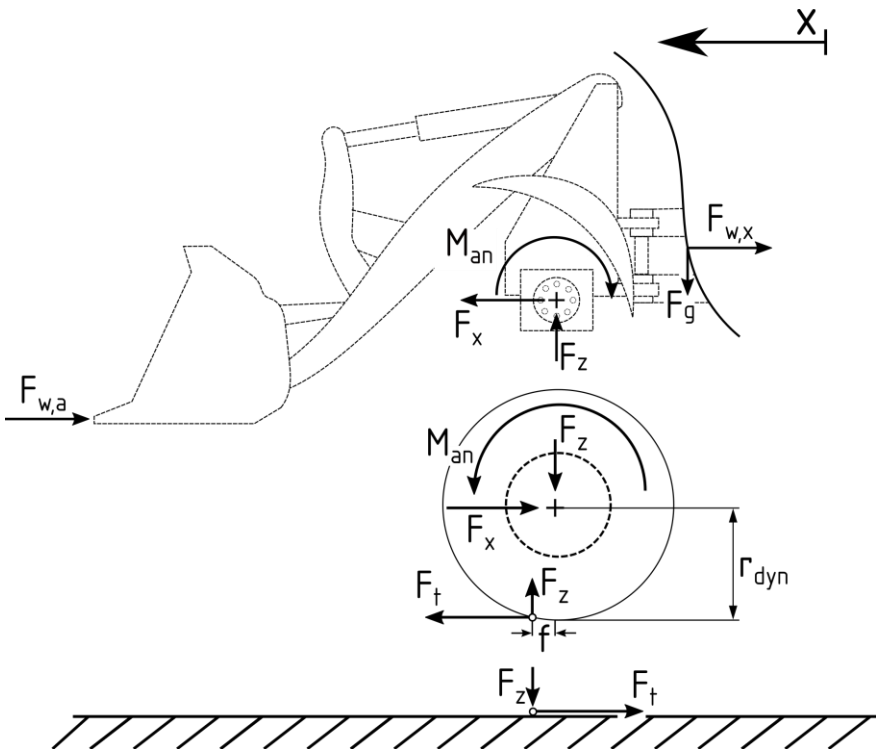


Abbildung 9: Idealisierte Achse eines Radladers mit Kräften in Längsrichtung für den angetriebenen Fall ohne Trägheiten

Aus Abbildung 9 folgt für den Fall ohne Beschleunigung, dass alle Widerstände zusammen die Schnittkraft am Radträger der Achse F_x bilden. Für das angetriebene Rad folgt so eine Widerstandskraft gegen die das Rad eine Zugkraft F_t aufbringen muss:

$$F_t = F_x = F_{w,x} + F_{w,A} \quad (1)$$

Betrachtet man das Rad und dessen Drehmomentgleichgewicht unter idealen Bedingungen ergibt sich:

$$F_t = \frac{1}{r_{dyn}} M_{an} - \frac{f}{r_{dyn}} F_z = F_U - F_r \quad (2)$$

Die Triebkraft F_t ist dabei die Kraft die für den Vortrieb der Maschine sorgt. Sie steht unter idealen Bedingungen mit dem Quotienten des Drehmoments des Antriebstrangs M_{an} und dem dynamischen Rollradius des Rades r_{dyn} sowie dem Quotienten des Hebelarm der Rollreibung f und der Radaufstandskraft, respektive Radlast F_z mit r_{dyn} im Gleichgewicht. Nach STEINKAMPF [9] kann der erste Term der Gleichung 2 als eine Umfangskraft am Rad aufgefasst werden, die Radumfangskraft F_U . Der zweite Term als Rollwiderstand F_r .

Diese Beschreibung der Übertragung der Längskräfte ist gültig, wenn man reine Adhäsion annimmt. In der Realität verformen sich Rad und Untergrund, die entstehende Aufstandsfläche wird als Reifenlatsch bezeichnet, und dies bedeutet zusätzlich noch schwache formschlüssige Effekte in der Kraftübertragung sowie zusätzliche Widerstände [33]. Bei weichen Untergründen und Reifen mit großen Stollen, wie sie bei den Anwendungen von mobilen Maschinen vorkommen, kann der Anteil des Formschlusses höher sein [34].

Um eine Charakterisierung des Betriebsverhaltens des Reifens bezüglich Kräfte F_U, F_t, F_r vorzunehmen, werden diese auf die Radlast F_z bezogen. Man erhält dimensionslose Größen: für F_U der Kraftschluss-/Umfangskraftbeiwert μ , für F_t der Triebkraftbeiwert κ und für F_r der Rollwiderstandsbeiwert c_r [34; 9]. Die Bildung dieser Größen ist in Gleichung 3 dargestellt am Beispiel der maximal möglichen Umfangskraft $F_{U_{max}}$.

$$\mu_h = \frac{F_u}{F_z} \quad \text{für } s < s_k \quad (3)$$

Führt man als Maß für die relative Bewegung des Rades gegenüber der Maschine den Schlupf s ein:

$$s = \frac{v_{Rad} - v_{Fzg}}{v_{Rad}} = 1 - \frac{v_{Fzg}}{v_{Rad}} \quad (4)$$

berechnet sich der Schlupf aus der Umfangsgeschwindigkeit des Rades v_{Rad} und der translatorischen Geschwindigkeit v_{Fzg} des Radmittelpunkts, hierfür kann die translatorische Geschwindigkeit der Maschine angenommen werden. Wird ein Drehmoment durch den Antriebsstrang am Rad aufgebracht, das unter Berücksichtigung von r_{dyn} einer Umfangskraft entspricht (Gl.2), wird sich ein positiver Schlupf einstellen. Positiver Schlupf bedeutet, dass die Radumfangsgeschwindigkeit sich um einen gewissen Betrag schneller bewegt als der Mittelpunkt des Rades, respektive die Maschine translatorisch.

Mit Hilfe des Schlupfs kann ein charakteristisches Diagramm erstellt werden, vgl. Abbildung 10. Anhand dieses Kraftschlussbeiwert-Schlupf Diagramms lässt sich diesbezüglich das charakteristische Betriebsverhalten von Reifen zusammenfassend darstellen:

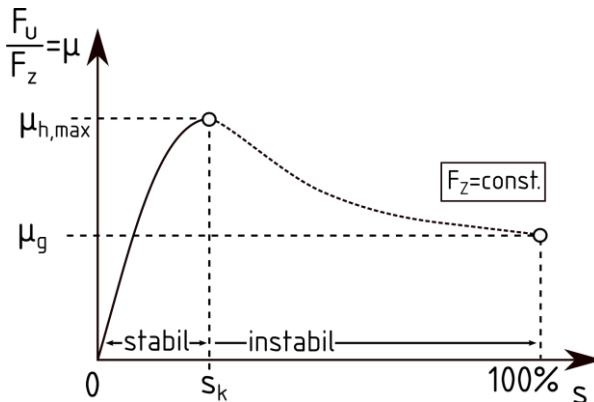


Abbildung 10: Qualitatives Kraftschlussbeiwert-Schlupf Diagramm für eine konstante Achslast auf einem Untergrund

In Abbildung 10 ist der Kraftschlussbeiwert über den Schlupf aufgetragen. Wird ein Drehmoment mit dem Reifen übertragen wird sich eine entsprechende Umfangskraft einstellen und der dazugehörige Schlupf. Die möglichen Arbeitspunkte auf der Kurve sind solange stabil, bis das Antriebsmoment das Maximum der möglichen Zugkraft überschreitet und infolgedessen auch der maximale Beiwert $\mu_{h,max}$ überschritten wird. Der letzte stabile Schlupfwert wird als kritischer Schlupf s_k bezeichnet.

Wird ein größeres Drehmoment aufgeprägt als der Reifen in dieser Fahrsituation übertragen kann, beginnt das Rad relativ zur Maschine zu beschleunigen. Da keine Haftung des Reifens mehr vorliegt, ist ein stabiler Arbeitspunkt im Bereich rechts vom Maximum nicht möglich. Das gleitende Rad nutzt das Überschussmoment zur weiteren Relativbeschleunigung gegenüber der Maschine. Die Schlupfwerte steigen schnell auf den Wert 100 %² an.

Während des Gleitens des Reifens erfolgt die Übertragung der Längskraft nur noch vermindert. Es gilt:

$$F_{u,g} = F_z \cdot \mu_g \leq F_z \cdot \mu_h \quad (5)$$

Der gleitende Betrieb ist zu vermeiden, da das übertragbare Drehmoment stets kleiner ist als bei haftendem Reifen, somit gilt $\mu_g < \mu_h$. Ferner kann bei Kurvenfahrt kaum Seitenführungskräfte übertragen werden, vgl. Abschnitt 3.2 Querführung.

Damit ist ersichtlich, dass die Kraftübertragung von der Radlast F_z abhängig ist und dem Verlauf des Kraftschlussbeiwerts μ . Je nach Beschaffenheit der Untergründe variiert jedoch auch der Verlauf Kraftschlussbeiwerts und der maximal mögliche Wert μ_h . So kann auch bei gleicher Radlast der Verlauf des Kraftschlussbeiwerts sich ändern. Typische Untergründe, auf denen sich mobile Arbeitsmaschinen bewegen, sind in Abbildung 11 dargestellt.

² Per Definition wie in Gleichung 4 ersichtlich sind Schlupfwerte größer 100 % theoretisch möglich, aber technisch nicht sinnvoll zu betrachten.

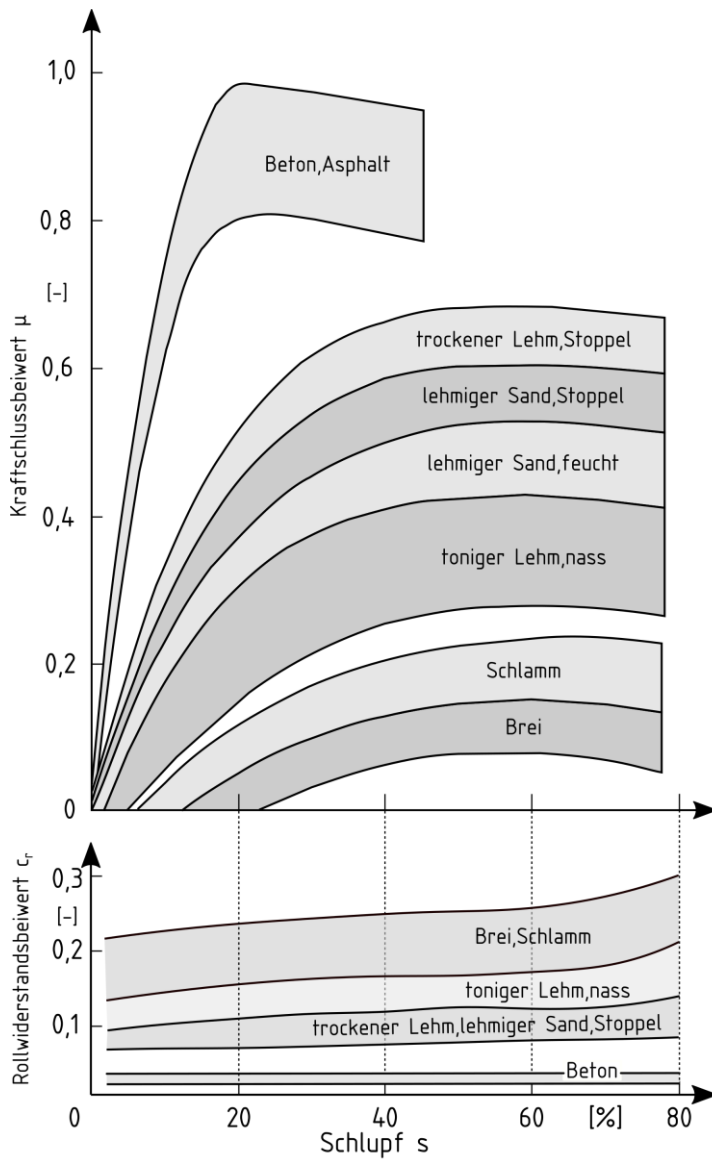


Abbildung 11: Kraftschluss- und Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit des Schlupfs, nach [8]

Setzt man die Gleichungen 1-3 in Beziehung, erhält man:

$$M_{an} = (F_{w,x} + F_{w,A}) \cdot r_{dyn} + f F_z \leq F_{u,max,h} \cdot r_{dyn} = F_z \mu_h \cdot r_{dyn} \quad (6)$$

Das maximal absetzbare Drehmoment pro Reifen wird demnach von der Radlast F_z und der befahrenen Art des Untergrunds in Form von μ_h bestimmt. Diese beiden Werte können in den Fahrsituationen stark variieren. Wenn die maximal mögliche Zugleistung $P_{e_{zk}}$ des Antriebsstrangs der Maschine bei gegebener Fahrgeschwindigkeit v_{Fzg} abgegeben werden soll, ergibt sich:

$$P_{e_{zk}} = v_{Fzg} \cdot \sum_{i=1}^n F_{u,i} = v_{Fzg} \cdot \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot F_{z_i} \leq v_{Fzg} \cdot \mu_h \cdot F_g \quad (7)$$

Beide Größen μ und F_z sind während des dynamischen Maschinenbetriebs nicht konstant. Folglich schließt sich die Überlegung an, dass alle verfügbaren Räder zur Kraftübertragung herangezogen werden sollten. Der Betrag $P_{e_{zk}}$ ist nur dann maximal für eine vorgegebene Geschwindigkeit, wenn das gesamte Maschinengewicht F_g zur Drehmomentübertragung genutzt wird. So können dynamische Radlastverschiebungen kompensiert werden. Der Zugkraftverlust eines entlasteten Rades wird von dem jeweils mehr belasteten Rad kompensiert. Fällt der Kraftschlussbeiwert μ eines Rades infolge der Überfahrt eines weniger tragfähigen Untergrunds ab, kann ein Rad mit höheren Kraftschluss für eine gleichbleibende Gesamtzugkraft der Maschine sorgen. In dieser Situation wird für das Rad mit schlechtem Kraftschlussbeiwert der instabile Bereich des Gleitens verhindert, der sonst unweigerlich die Gesamtzugkraft noch weiter herabsetzen würde.

Folglich entsteht für die Längsführung die Anforderung an den Antriebsstrang der Maschine, die höchstmögliche Zugleistung zu erzielen, indem das maximal mögliche Drehmoment für jedes Rad übertragen wird, ohne in den instabilen Bereich des Radschlupfs zu geraten.

Ist die maximale Zugkraft nicht erforderlich, ist es sinnvoll den Wirkungsgrad der Kraftübertragung zu verbessern. Aus Untersuchungen an Traktorreifen ist bekannt, dass der Wirkungsgrad der Kraftübertragung des Reifens nicht konstant ist. [35]

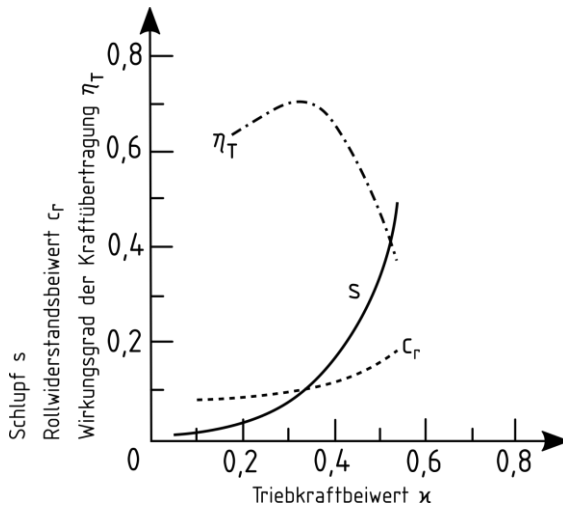


Abbildung 12: Wirkungsgrad der Kraftübertragung, Schlupf und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit des Triebkraftbeiwerts, nach [35]

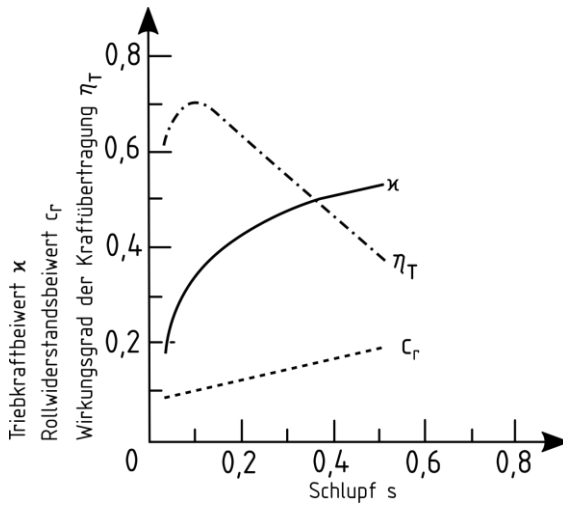


Abbildung 13: Wirkungsgrad der Kraftübertragung, Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit des Schlupfs. [35]

Wie in Abbildung 12 und Abbildung 13 zu erkennen ist, hängt der Wirkungsgrad vom Schlupf bzw. von der geforderten Zugkraft ab. Der maximale Wirkungsgrad liegt meist in einem Bereich bei 10% Schlupf, kann aber bei schlechten Bodenverhältnissen deutlich zu höheren Schlupfwerten streuen [9]. Lassen sich alle Antriebsräder individuell in Bezug auf Schlupf oder Drehmoment steuern, lässt sich damit die gewünschte maximale Gesamtzugkraft aufbauen während die einzelnen Räder an das jeweilige Wirkungsgradmaximum geführt werden.

3.2 Die Querführung

Um die Maschine auf dem erforderlichen Kurs zu halten und so die Querführung der Fahraufgabe zu erfüllen, werden die Maschinen mit Lenkvorrichtungen ausgerüstet. Bei Maschinen mit Rädern sind dies hauptsächlich Achschenkellenkung, Knicklenkung oder eine Kombination aus beiden. Zusammen mit den Reifen können die notwendigen Querführungskräfte aufgebaut werden, um die Maschine auf den Querkurs zu bringen und entsprechend zu halten.

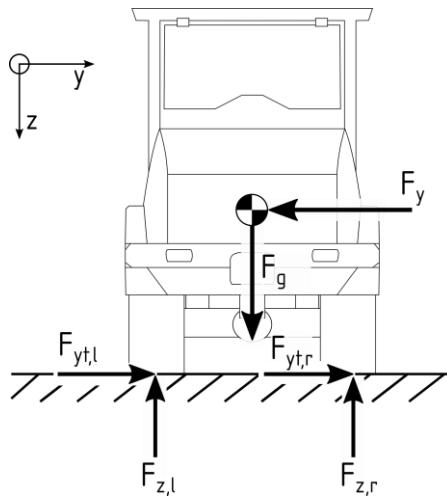


Abbildung 14: Seitenführungskräfte an den Rädern der Maschine während der Kurvenfahrt, ohne Achslastverschiebung

Die Seitenführungskräfte als Reaktionskraft zwischen Reifen und Boden werden aufgebaut, wenn vom Fahrzeug aus eine Querkraft auf den Radträger wirkt, vgl. Abbildung 14.

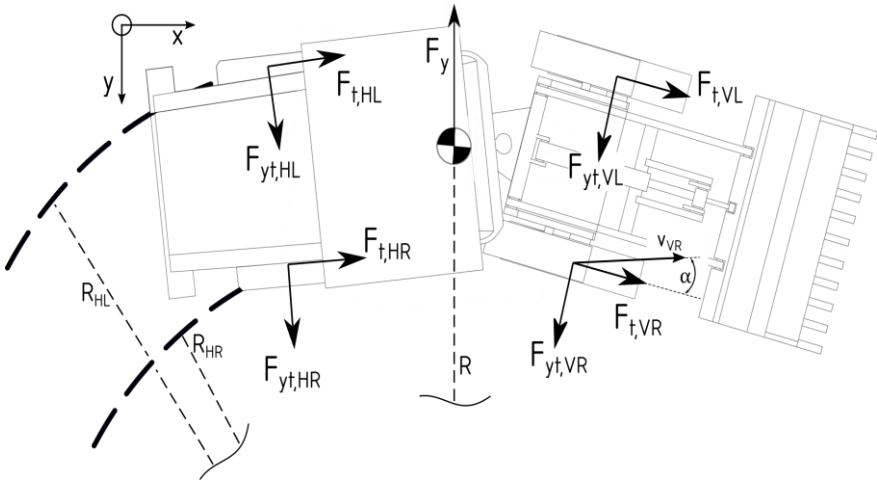


Abbildung 15: Situation Kräfteplan in der Kurve (ohne Luftwiderstand), exemplarische Darstellung des Schräglaufwinkels am Rad vorne rechts und der Kurvenradien der Hinterräder.

Die Kräfte, die das Fahrzeug auf den Reifen ausübt, entstehen durch die Massenkräfte, die bei Kurvenfahrt auftreten. Die Fliehkräfte, die entstehen, können als Resultierende im Schwerpunkt des Fahrzeugs angenommen werden, so ergibt sich die in Abbildung 15 dargestellte Situation.

Je nachdem wie stark eingelenkt wird, stellt sich in Folge der Kräfteverhältnisse am jeweiligen Reifen der sogenannte Schräglaufwinkel α ein. Er entsteht, als eine direkte Folge der wirkenden Querkraften, zwischen der Reifenmittelebene und der resultierenden Reifengeschwindigkeit im Reifenlatsch.

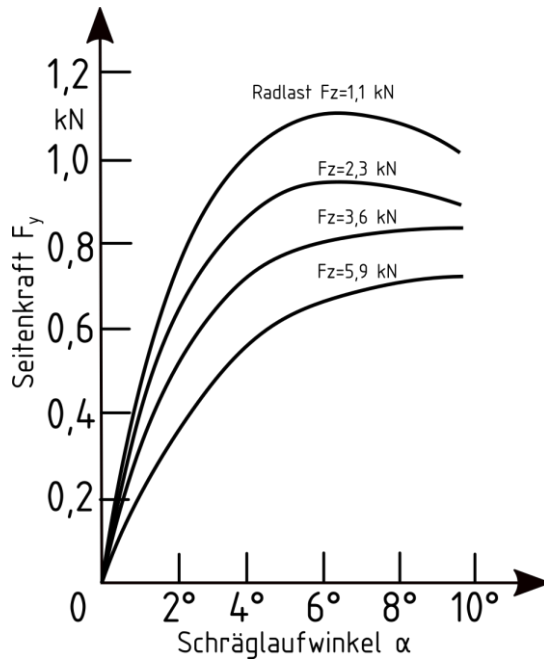


Abbildung 16: Seitenführungskräfte für verschiedene Achslasten und Seitenschlupf, [34]

Die Seitenführungskraft die ein Reifen aufbauen kann, lässt sich als Funktion des Schräglaufwinkels beschreiben. Die Betrachtung des Schräglaufwinkels α wird gegenüber dem Seitenschlupf s_y bevorzugt. Diese Wahl wird damit gerechtfertigt, dass in der Realität nur vergleichsweise geringe Werte bis etwa maximal 10° für α auftreten. Abbildung 16 zeigt solche Kennlinien. Der Reifen überträgt die Querkräfte, gleich wie die Umfangskräfte per Kraftschluss, so ist eine analoge Betrachtung zwischen den Umfangs- und Querkäften möglich. [34].

Sowohl die Seitenführungskräfte wie auch die Umfangskräfte hängen maßgeblich von der Rad-/Achslast sowie der Bodenbeschaffenheit ab. Für die Seitenführung lassen sich zwei Grenzfälle darstellen: das Kippen und das seitliche Rutschen der Maschine bei Kurvenfahrt, vgl. Abbildung 17.

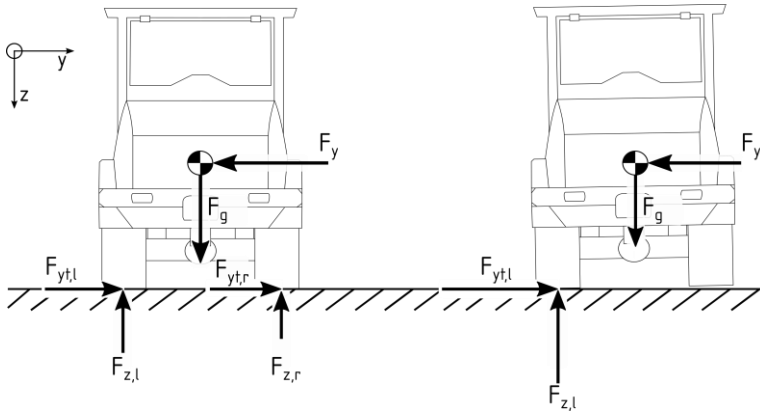


Abbildung 17: Querkräfte an der mobilen Maschine während der Kurvenfahrt; Links: normale Fahrt einer Rechtskurve, Rechts: Kurvenfahrt mit abhebbenden kurveninneren Rad

Betrachtet wird das Kräftegleichgewicht der Radquerkräfte $\sum F_{yi}$:

$$\sum F_{yi} = \sum \mu_{y_h} \cdot F_{zi} = m \cdot a_y = m_{ges} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (8)$$

Dies bedeutet für die maximal mögliche Beschleunigung a_y :

$$\sum \mu_{y_h} \cdot F_{zi} = m \cdot a_y \quad (9)$$

Und für die maximale Kurvengeschwindigkeit v_{max} :

$$v_{max} = \sqrt{(R \cdot \mu_{y_h} \cdot g)} \quad (10)$$

Werden die Querbeschleunigung oder die Geschwindigkeit von der Maschine überschritten beginnt die Maschine zu „Schleudern“, das Rad ist nicht mehr in der Lage die Seitenkräfte darzustellen. Eine sichere Querführung ist damit nicht mehr möglich. Die Maschine verlässt unkontrolliert den gewünschten Kurs. Ausschlaggebende Faktoren, analog zur Längsführung, sind die Radlast und die Haftbedingungen des Untergrunds, wie in Gleichung 8 ersichtlich.

3.3 Zusammenhang zwischen Längs- und Querführung

Die Längs- und die Querführung beeinflussen sich gegenseitig. Dies liegt bei Radfahrzeugen daran, dass die Kräfte für die Längs- und Querführung durch die wirkenden Kräfte des Reifens mit dem Untergrund, den sogenannten Radbodenkontakt, übertragen werden. [36]

Bei gleichbleibender Achslast kann beobachtet werden wie die übertragbare Seitenführungskraft mit zunehmenden Schräglaufwinkel zunimmt. Wird aber zusätzlich noch eine Umfangskraft aufgebracht, ist der Betrag der Seitenführungskraft vermindert, siehe Abbildung 18. Der Schräglaufwinkel muss erhöht werden um die gleiche benötigte Seitenführungskraft aufrecht zu erhalten, die maximal mögliche Seitenführungskraft ist dabei ebenfalls reduziert.

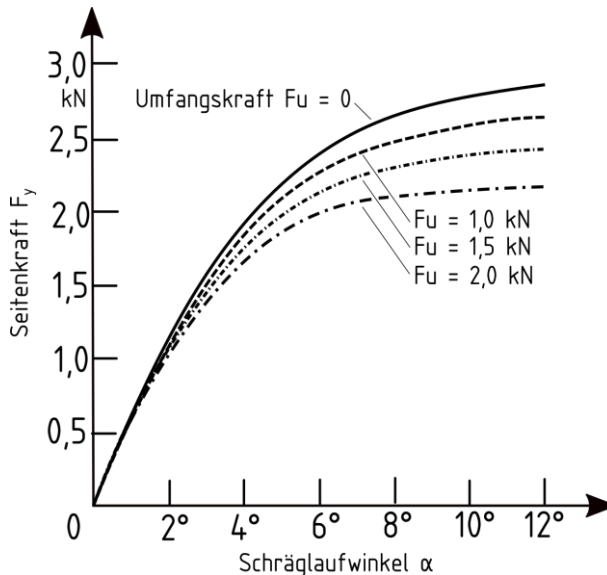


Abbildung 18: Abnehmende Kraft Seitenkraft F_y bei verschiedenen Umfangskräften F_u [37]

Um den Zusammenhang zwischen beiden Kräften darzustellen kann der sogenannte Kammsche Kreis erstellt werden [34]. In dieser Darstellung wird für jede Umfangskraft die übereinstimmende maximale Seitenführungskraft zugeordnet, siehe Abbildung 19. Die Konstruktion kann auch umgekehrt mit konstanten Seitenführungskräften erfolgen.

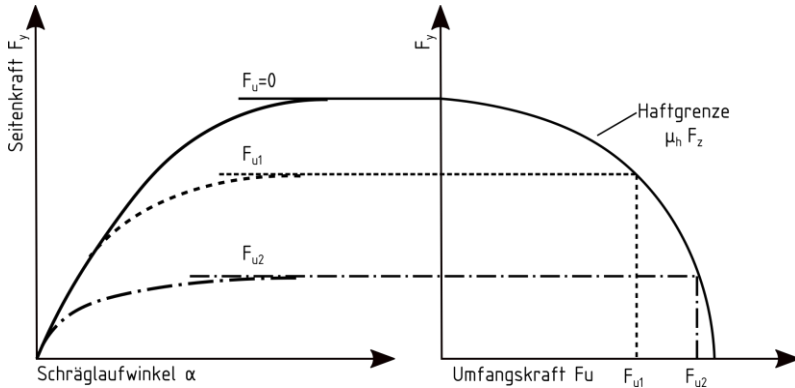


Abbildung 19: Erstellung des Kammschen Kreises, nach [34]

Da die maximalen Umfangs- und Seitenführungskräfte der Haftgrenze entsprechen, vgl. Kapitel 3.1 und 3.2, beschreibt diese auch den Radius des Kammschen Kreises. So kann mit diesem einfachen Ansatz für jede beliebige Kombination aus Umfangs- und Seitenführungskräften bestimmt werden, ob sie einen stabilen Arbeitspunkt des Reifens bildet. Ist die Resultierende betragsmäßig größer als die Haftkraft, tritt das in dem vorigen Kapitel erwähnte Gleiten des Rades, mit all seinen Nachteilen, ein.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} = F_{res} \leq \mu_h \cdot F_z \quad (11)$$

Am Kammschen Kreis lässt sich der Vorteil des Allrads anschaulich diskutieren. Ist ein Fahrzeug mit nur einer angetriebenen Achse ausgestattet, bildet der Fahrzustand wie in Abbildung 20 b) die Grenzsituation. Die Längs- und Sei-

tenführungskräfte können nicht mehr erhöht werden, da die Resultierende beider Kräfte den Umfang des Kreises berühren. Das Antriebsmoment kann nicht weiter erhöht werden. Wird die Umfangskraft weiter erhöht verlässt die Resultierende den Kreis und somit das mögliche Kraftschlusspotential, vgl. Abbildung 20 c). Das Rad rollt nicht mehr ab und beginnt zu gleiten, der nicht gewollte schleudernde Zustand des Rades wird erreicht.

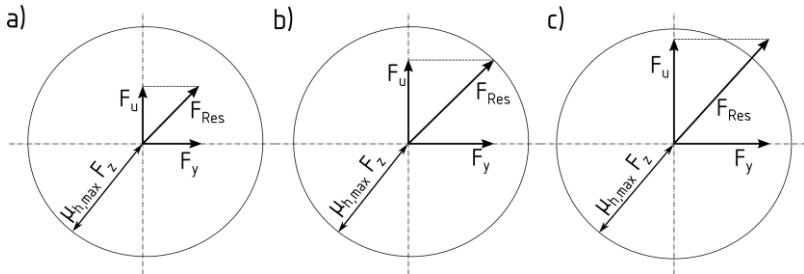


Abbildung 20: Kammischer Kreis am rollenden Rad für verschiedene Fahrzustände:
 a) Stabiler Fahrzustand die Resultierende liegt innerhalb des Kreises.
 b) Letzter stabiler Fahrzustand die Resultierende berührt den Kreis.
 c) Instabiler Fahrzustand die Resultierende geht über den Kreis hinaus.

Möchte man mehr Zugkräfte bei sonst gleichen Bedingungen des Fahrzustands übertragen, muss das Kraftschlusspotential des ganzen Fahrzeugs genutzt werden. Werden alle verfügbaren Achsen und somit Räder angetrieben, vermindert sich entsprechend der Anzahl an angetriebenen Achsen für den gleichen Fahrzustand die individuelle Umfangskraft F_u des einzelnen Rades, da der Antriebsstrang nun auch das zusätzliche Kraftschlusspotential der zuvor nicht angetriebenen Achse nutzen kann. Die gesamte Zugkraft des Fahrzeugs bleibt erhalten, auch die Situation der Seitenführungskräfte bleibt identisch. Die Resultierende schöpft nun das Kraftschlusspotential nicht mehr komplett aus. Der sich nun ergebende Abstand der Resultierenden zum Kreisumfang ist die Kraftschlussreserve des Rades (vgl. Abbildung 20a). Das Rad reagiert nun bei Erhöhung der Umfangskraft nicht mehr mit dem instabilen Gleiten. Wenn Radlasten oder Reibwerte schwanken kann das Rad trotzdem noch sicher Seitenführungskräfte übertragen. Sind hingegen die Traktionsbedingungen stabil oder sollen maximale Umfangskräfte übertragen werden, erlaubt der

Allradantrieb höhere Zugkräfte als der Antrieb einer einzelnen Achse, da das volle Kraftschlusspotential genutzt werden kann. Ist der Fahrzustand festgelegt, resultiert daraus eine Drehzahl am Rad, die proportional zur Fahrgeschwindigkeit steht.

Durch die geringeren Zugkräfte am einzelnen Rad ist der Schlupf pro Rad insgesamt verringert, dies verbessert im Allgemeinen den Verschleiß und den Traktionswirkungsgrad der Reifen, zugleich ist eine höhere Seitenkraftreserve, also eine größere Sicherheit der Spurführung vorhanden. Im schwierigen Gelände ist die Sensitivität der Zugkräfte gegenüber Reibwert- und Achslast-schwankungen bei einer allradangetriebenen Maschine geringer, als wenn nur eine einzelne Achse angetrieben wäre.

3.4 Verteilung der Antriebskräfte

Um die Übertragungsverhältnisse der Zugkräfte eines beliebigen Allradantriebstrangs zu beschreiben, hat es sich etabliert die Verhältnisse der Drehmomente zwischen den angetriebenen Achsen und den angetriebenen Rädern zu beschreiben. Die Beschreibung der Drehmomentverhältnisse ist zulässig, legt man die Annahme zugrunde, dass die Raddurchmesser nahezu konstant sind. Dadurch sind die Drehmomente im Antrieb zu den am Rad anliegenden Zugkräften proportional. Zudem erlaubt diese Betrachtungsweise die Beschreibung der Leistungsverteilung im Antrieb, da die Geschwindigkeitskomponente der Leistung und die daraus resultierenden Drehzahlen im Antrieb, über die gewünschte Fahrgeschwindigkeit vorgegeben sind. Die Beträge der jeweiligen Leistungen an den Rädern können somit für jeden Fahrzustand ermittelt werden, sobald die Fahrgeschwindigkeit festgelegt ist.

Der Allradantrieb muss das Gesamtdrehmoment sowohl auf die Achsen für die Längsverteilung (vgl. Abbildung 21) als auch auf die Räder einer Achse für die Querverteilung (vgl. Abbildung 22) übertragen. Eine differenzierte Betrachtung der Drehmomentverhältnisse an den Rädern und Achsen ist daher vorteilhaft, da sie unabhängig von der spezifischen Ausführungsform des Allradantriebs eine vergleichbare Beschreibungsgrundlage bietet. Dies ermöglicht eine umfassende Charakterisierung und Beschreibung des Antriebssystems, unabhängig von seiner konstruktiven Ausführung.

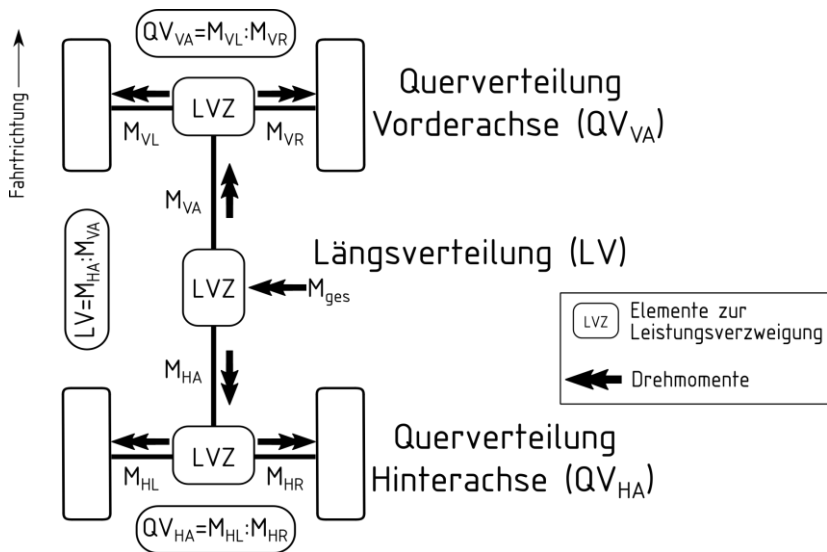


Abbildung 21: Exemplarische Quer- und Längsverteilung eines Allradantriebsstranges

3.4.1 Die Längsverteilung

Die Längsverteilung beschreibt die Verhältnisse der Drehmomente die der Antriebsstrang zwischen den angetriebenen Achsen realisieren soll. Die Auslegung erfolgt meist mit einer statischen Betrachtung der Achslasten und mit einem an allen Rädern identischen Reibwert. Damit ergibt sich für das jeweils nutzbare Zugkraftpotential einer Achse nur noch eine Abhängigkeit von der Achslast (vgl. Kapitel 3.1). Die Längsverteilung wird daher an den Achslasten orientiert und häufig mit einer gewissen Sicherheit bei dynamischer Achslastverschiebung im Beschleunigungsfall ausgelegt, vgl. Abbildung 22. Die Realisierung dieser Beschleunigungsreserve geschieht durch die Priorisierung der Hinterachse bei der Drehmomentverteilung. Damit ergibt sich die Anforderung an die Längsverteilung eines Antriebstrangs, auf ändernde Achslasten einstellen zu können und die Verteilung der Drehmomente entsprechend zu variieren, vgl. Kapitel 5.1.2.

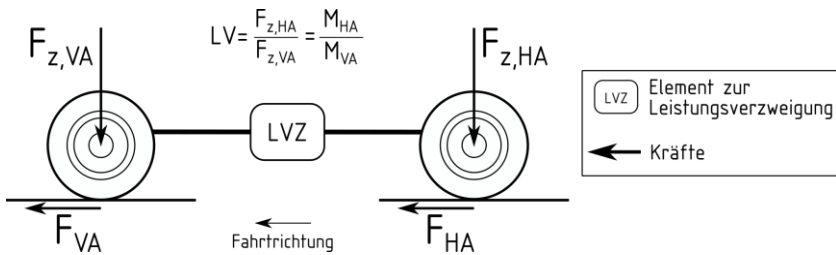


Abbildung 22: Kraftschlusspotentialen der Achsen in Abhängigkeit von Achslast

3.4.2 Die Querverteilung

Die Querverteilung beschreibt die Verhältnisse der tatsächlich an den Rädern anliegenden Drehmomente einer angetriebenen Achse, die durch den Antriebsstrang dargestellt werden können.

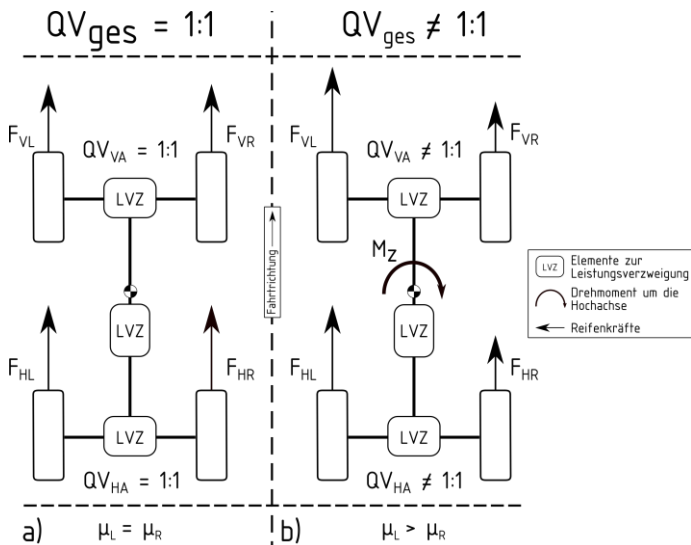


Abbildung 23: Beispiele für verschiedene Querverteilungen:
a) symmetrische Querverteilung
b) unsymmetrische Querverteilung der Drehmomente

Die Drehmomentaufteilung zwischen zwei Räder einer Achse und die so wirk-samen Zugkräfte an den Rädern einer Achse sind heute per Auslegung 1:1 aufgeteilt. Die Antriebskräfte der Räder sind stets gleich groß, sofern die Trakti-onspotentiale der Räder dies erlauben. Sind die Kräfte betragsmäßig nicht gleich groß ergibt sich ein Giermoment wie es in Abbildung 23 dargestellt ist, welches zu einer Abweichung des Kurses der Maschine führt und daher zu vermeiden ist.

3.4.3 Potentiale einer variablen Verteilung der Antriebskräfte

Die vorherige Beschreibung ist allerdings durch konstante Faktoren und ideale Bedingungen geprägt und ist als gewünschte Soll-Verteilung zu verstehen. Im realen Betrieb finden sich gerade bei mobilen Maschinen Fahrsituationen, in denen eine konstante Verteilung der Zugkräfte nicht zielführend oder nicht möglich ist.

Beispielhaft kann die Fahrsituation unter μ -Split Bedingungen genannt werden: Reibwertunterschiede zwischen den beiden Spuren der Maschine führen dazu, dass die tatsächlich maximal möglichen Zugkraftpotentiale der Räder nicht identisch sind und ein gewünschtes Verhältnis von 1:1 in der Querverteilung bei maximalen Zugkräften nicht mehr möglich ist, wie auch in Abbildung 23 dargestellt. Entweder muss die Zugkraft des Rades mit dem höheren Zugkraftpotenzial auf das Niveau des anderen Rades reduziert werden, man erhält wieder eine 1:1 Verteilung, allerdings auch einen Verlust an der Gesamtzugkraft der Maschine. Alternativ können die beiden individuellen Potentiale maximal ausgeschöpft werden, so erhält man die physikalisch maximale mögliche Zugkraft aufrecht, muss dann allerdings durch das auftretende Giermoment die entstehenden Kursabweichungen berücksichtigen. In diesem Fall existiert nun ein Zielkonflikt zwischen Maximierung der Zugkräfte und Minimierung der Kursabweichungen um den Wunschkurs beizubehalten.

Wie dieser Zielkonflikt aufzulösen ist, hängt neben Sicherheitsaspekten vor allem von der maschinenindividuellen Arbeits- und Fahraufgabe ab und unter-

streicht die Notwendigkeit einer situativ veränderbaren Längs- und Querverteilung. Um die Adaptierung der Zugkraftverteilung an verschiedene Fahrsituationen zu ermöglichen, haben sich für die Leistungsverteilung im Antriebsstrang verschiedene Systeme etabliert, diese besitzen die Möglichkeit ihr Grundverhalten bei der Zugkraftverteilung zu verändern. Diese Komponenten haben neben ihrem konstruktiv bedingten Grundverhalten die Möglichkeit ihre Verteilungsverhältnisse systemimmanent zu ändern [38; 39]. Unter Berücksichtigung der maschinenspezifischen Randbedingungen für den Antriebsstrang, wird durch eine geeignete Auswahl und Kombination dieser Komponenten in der Längs- und Querverteilung, die zur Maschine passende Grundverteilung sowie der Rahmen an Möglichkeiten festgelegt, wie und in welchem Ausmaß die Grundverteilung verändert werden kann.

Die radindividuelle Zuteilung von Drehmomenten bleibt bei mobilen Maschinen bisher nur auf die Längsverteilung beschränkt, so z.B. in GRAD [40], BRENNINGER [41], PICHLMAIER [27], WOOPEN [42] sowie die Hersteller ZF [43] und FENDT [44] für Traktoren. Gerade WOOPEN und PICHLMAIER erwarten eine Verbesserung, wenn die Querverteilung in das aktive Drehmomentmanagement miteinbezogen werden kann. WOOPEN unterstreicht jedoch die technische Herausforderung durch die hohen Drehmomente im Antriebsstrang, er sieht hier einen Entwicklungsbedarf für tatsächlich einsetzbare maschinen- taugliche Systeme. PICHLMAIER [27] erwartet für eine vollvariable Antriebsstranglösung ein technisches Optimum. GREGER [45] erwartet unabhängig von Gewichten, Abmessungen und Geometrie eines Fahrzeugs eine Verbesserung der Fahrleistung und Sicherheit. DUZIŃSKI [31] untersucht den theoretischen Einsatz und das mögliche Potential von passiven Torquesplittern bei Radladern. Das System, bestehend aus zwei Zahnscheiben-Freiläufen, wurde wegen der hohen Drehmomente gewählt, um Schäden der Schaltelemente zu vermeiden und somit einen maschinentauglichen Torquesplitter in Radnähe zu ermöglichen. Die Untersuchungen von DUZIŃSKI zeigen, dass diese Systeme in knickgelenkten Fahrzeugen im Vergleich zu herkömmlichen Differentialen zwar Vorteile der Zugkräfte bei Geradeausfahrt bieten. Allerdings erhöht sich während des Lenkens bei gekoppelten Antriebsachsen der Radschlupf und die Lenkwiderstände steigen. Diese Probleme können nur durch das komplette

Abkoppeln von Achsen während des Lenkvorgangs behoben werden. Die passive Regelung ohne Eingriffsmöglichkeiten von außen hält das Verbesserungspotential gemäß DUZIŃSKI gering.

Bisher beschränkt sich die Zuteilung von Drehmomenten bei mobilen Maschinen auf die Längsverteilung. Die vorgestellten Forscher und Hersteller vermuten, dass eine Einbeziehung der Querverteilung in das aktive Drehmomentmanagement ein Potenzial zur Verbesserung der Leistung und Sicherheit darstellen kann. Es werden technische Herausforderungen erwähnt, insbesondere im Hinblick auf die hohen Drehmomente im Antriebsstrang, aber auch das potenzielle Optimum einer vollvariablen Antriebstranglösung wird diskutiert, wurde aber bisher noch nicht umgesetzt. Hauptsächlich bei Traktoren, gibt es Untersuchungen zum Einsatz von einer variablen Längsverteilung. Bei Radladern, ist deren Verbesserungspotenzial aufgrund der rein passiven Funktionsweise der Torquesplitter begrenzt. So ergibt sich die Frage: Könnten solche Systeme in heute verfügbarer mechatronischer Ausführung das Potential weiter heben? Vor diesem Hintergrund ist zu klären, ob eine radindividuelle Drehmomentverteilung, die auch die Querverteilung berücksichtigt, weiteres Verbesserungspotenzial bietet und welche technischen Herausforderungen dabei zu beachten sind.

4 **Synthese offener Fragen aus dem Stand der Technik und Forschung**

In den bisherigen Ausführungen wurde dargelegt, dass der Arbeitsprozess, vgl. Kapitel 2, von mobilen Arbeitsmaschinen sich aus zwei Teilaufgaben zusammensetzt: der Arbeits- und Fahraufgabe. Die Fahraufgabe profitiert, wenn die Traktion jedes Rades individuell berücksichtigt werden kann. Daraus ergibt sich ein mögliches Verbesserungspotenzial für die Fahraufgabe und dadurch für den gesamten Arbeitsprozess.

Die heute eingesetzten Grundprinzipien der Leistungsverteilung in Allradantriebssträngen haben auf dem Feld der mobilen Arbeitsmaschinen ihre Grenzen in der Variabilität. Die abgeleiteten Antriebskonzepte stellen häufig einen Kompromiss aus Drehmomentvariabilität und der Vermeidung zu hohen Schlupfs an den Rädern dar. Mit den Möglichkeiten, die mechatronische Ansätze bieten, konnte im PKW-Bereich eine deutliche Verbesserung des Fahrverhaltens durch vollvariable Verteilung der Drehmomente ohne zusätzliche Bauteilbeanspruchung erreicht werden, z.B. in GREGER [45].

In Bezug auf die mobilen Arbeitsmaschinen kann die Frage gestellt werden:

Bergen vollvariable Raddrehmomente auch für mobile Arbeitsmaschinen und ihren Arbeitsprozess ein Verbesserungspotenzial?

Diese Frage lässt sich in weitere Teilfragestellungen zerlegen:

- Welcher Antriebsstrang ist geeignet, um frei wählbare Raddrehmomente auch im Bereiche von mobilen Maschinen zu realisieren?

Die Autoren, die sich mit Drehmomentverteilungen von Antrieben beschäftigen, nutzen unterschiedliche Klassifizierungssysteme für die Beschreibung von vollvariablen Systemen. Aus diesem Grund werden im Folgenden die Klassifizierungssysteme verschiedener Autoren gegenübergestellt, um eine eindeutige Identifizierung von vollvariablen Systemen zu ermöglichen. Auf dieser Basis kann eine Systemauswahl mit einer anschließenden Verifizierung

des umgesetzten Systems erfolgen. Erhaltene Ergebnisse können dann künftig auf Systeme gleicher Klasse übertragen werden.

Wenn ein solches vollvariables System realisierbar ist, stellen sich wiederum die Fragen nach dem Einfluss auf den Arbeitsprozess und die daran beteiligte Fahraufgabe wie in Abbildung 3 vorgestellt:

- Wie profitiert die Fahraufgabe von vollvariablen Systemen?

Ein möglicher vollvariabler Fahrtrieb muss demnach geprüft und bewertet werden. Für die Bewertung in Bezug auf mobile Maschinen werden häufig die Optimierung der Traktion und die Längsverteilung als zentrales Kriterium herangezogen, vergleiche Kapitel 3.4.3. Da auch ein Einfluss auf die Längsführung zu erwarten ist, muss die Bewertung um Aspekte wie Lenkaufwand und Kursabweichung der Maschine erweitert werden. Als Grundlage einer Bewertung für Allradantriebe im Allgemeinen schlägt HESSING [46] unabhängig von der Art der Fahrzeuge die folgenden Kriterien vor. Zum einen muss die **Verbesserung der Traktion** in repräsentativen Fahrbedingungen geprüft werden. Dies soll anhand eines μ -Split-Manövers demonstriert werden, bei dem der vollvariable Antrieb im Gegensatz zum Differential das mögliche Kraftschlusspotential voll ausnutzt, aber im Gegensatz zum drehzahlfesten Antriebsstrang den überhöhten Schlupf vermeidet. Das sogenannte Handling³ des Fahrzeugs/Maschine, sprich der Einfluss des Antriebsstrangs auf die Längsführung im Antriebs- und Bremsfall sowie auf die Querverführung, muss dabei erhalten bleiben. Dazu können die Spurtreue bzw. die Abweichung von der Sollspur, der Gierwinkel und die Gierrate herangezogen werden. Diese sollen bei verschiedenen Fahrmanövern wie Wendekreis, Lenkwinkelsprung, Pflügen an Hanglege, aber auch bei einer Dauerbremsung mit Anhänger gezeigt werden.

Als anderes Kriterium benennt HESSING [46] die Bedienbarkeit, also die Möglichkeiten, die das System zur Interaktion und Unterstützung mit dem Bediener bietet. Dieser Punkt wird allgemein um die Betrachtung der aktiven Sicherheit

³ Beherrschbarkeit des Fahrzustands der Maschine oder des Fahrzeugs

z.B. durch die **Entlastung des Bedieners** in seiner Regelfunktion (vgl. Abbildung 5) nach SCHINDLER [26] erweitert. Der Nachweis der Entlastung des Bedieners durch variable Drehmomente am Rad ist in Kombination mit einer Fahrerassistenz zu erbringen. Es soll gezeigt werden, dass durch aktive Eingriffe in die Radmomente die Spurführung durch das Assistenzsystem übernommen oder in Unfallszenarien der Unfall vermieden werden kann. Insbesondere beim Einsatz von Torquesplittern war eine solche Assistenzfunktion durch stufenlos einstellbare Drehmomente bisher nicht möglich und soll damit demonstriert werden. Auf den Einsatz energiedissipativer Systeme, wie z. B. Lenkbremsen, die heute in Traktoren eingesetzt werden, ist mit Ausnahme der Bremsmanöver zu verzichten. Für Maschinen ergibt sich durch diese Bedienerunterstützung zusätzlich zum Gewinn an **Fahrsicherheit** auch eine **Steigerung der Prozesseffektivität** [47; 48]. Abschließend stellt sich die Frage, ob der resultierende Einfluss der variablen Radmomente auf die Querverführung so gelenkt werden kann, dass die Querverführung der Maschine in den Antriebsstrang integriert werden kann. Dazu soll an einem knickgelenkten Modell unter Berücksichtigung der Hebelarme im Fahrwerk das Radmoment so eingestellt werden, dass das Modell den Längs- und Querverführungswünschen des Auftraggebers entspricht, ohne die Verwendung von Lenkzylindern. Diese Integration der Funktion in den Antrieb ist bei knickgelenkten Maschinen bisher nicht realisiert und würde ein Potential zur Verringerung der Lenkenergie zeigen.

Somit kann unter der Erweiterung der Kriterien von HESSING um Sicherheit und Prozesseffizienz, angelehnt an VOCKENHUBER [49], für vollvariable Antriebe folgende Kriterien zur Bewertung zusammenfassend gewählt werden:

- Traktion und Fahrdynamik
- Sicherheit und Komfort/ Bedienerentlastung
- Zunahme der Effektivität im Arbeitsprozess

Die Frage nach der Verbesserung der Fahraufgabe lässt sich gespiegelt an den Bewertungskriterien ebenfalls zusammenfassend weiter in folgende Teilfragen detaillieren:

- Lässt sich durch variable Drehmomentverteilung die Ausschöpfung des physikalischen Traktionspotenzials weiter verbessern?
- Erlaubt die freie Drehmomentverlagerung eine positive Beeinflussung des Fahrverhaltens der Maschine?
- Lassen sich für die mobilen Maschinen vorteilhafte Assistenzfunktionen realisieren?
- Lassen sich außerdem die Funktionsumfänge im Antrieb soweit steigern, dass andere Funktionalitäten durch den Antriebsstrang übernommen werden können?

Die Überprüfung dieser Fragen bzw. die daraus formulierbaren Hypothesen sollen mit Hilfe von einer manöver- und modellbasierten Validierung erfolgen [50]. Mit den abgeleiteten Testfällen aus der Literatur oder statistisch relevanten Szenarien kann das Verhalten des gewählten Antriebssystems in der Maschine getestet werden. Die daraus resultierenden Manöver erlauben in dieser Form des Experiments die Bestätigung eines möglichen Verbesserungspotenzials der Fahraufgabe[51].

5 Allradantriebstränge für mobile Maschinen und ihre Klassierung

Um Antworten auf die gestellten Forschungsfragen zu geben, werden im Folgenden die Prinzipien erläutert, wie die einzelnen Antriebsstrangelemente ihre Leistung verzweigen.

Es gibt verschiedene Systematiken, die von verschiedenen Autoren vorgeschlagen werden. Diese werden vergleichbar gemacht, um eine Systematik zu finden, die die Identifikation eines vollvariablen Systems gewährleistet. Diese Systematik dient als Maßstab, um zu prüfen, ob ein valides vollvariables System gefunden wurde und welche Anforderungen an das System gestellt werden müssen, um einen entsprechenden Prüfkatalog [51] erstellt zu können.

Im Sinne der Fahraufgabe als Bestandteil des Arbeitsprozesses einer mobilen Maschine ist es sinnvoll, eine möglichst hohe Zugkraft darstellen zu können. Wie in Kapitel 3.3 gezeigt, ergibt sich das physikalisch mögliche Gesamtzugkraftpotential der Maschine aus der Summe der radindividuellen Zugkraftpotentiale. Das Antriebssystem sollte idealerweise die notwendige Gesamtzugkraft mit möglichst allen an der Maschine zur Verfügung stehenden Rädern aufbauen.

Der Allradantriebsstrang soll also nicht nur bezüglich der Gesamtleistung das Lieferkennfeld, entsprechend der Fahraufgabe und -situation der Maschine gestalten [34], sondern auch eine Zugkraftverteilung auf die einzelnen Räder gewährleisten. Des Weiteren muss bei der Gestaltung des Antriebs sichergestellt werden, dass negative Effekte auf die Querführung der Maschine, Zwangsschlupf an den Rädern oder Verspannungen im Antrieb möglichst vermieden werden. Daher haben sich für viele verschiedene Anwendungsfälle von Maschinen auch unterschiedliche Allradantriebssysteme entwickelt.

5.1 Die Grundprinzipien der Leistungsverzweigung

Für alle verlustfreien Leistungsverzweigungselemente eines Antriebsstrangs gilt, dass die Summe der beiden verzweigten Teilleistungen an den Abtrieben der Gesamtleistung am Eingang des Verzweigungselements entspricht.

$$P_{e \text{ eingang}} = P_{e \text{ aus},1} + P_{e \text{ aus},2} \quad (12)$$

Verzweigungselemente erfüllen also die gleichen Bedingungen bezüglich der Leistungsbilanz wie ein gewöhnliches Getriebe bzw. Drehmomentwandler. Im Gegensatz zu den Fahrbereichsgetrieben, besitzen die Verzweigungselemente eine zusätzliche Antriebswelle, um durch Überlagerung die Eingangsleistung auf die beiden Abtriebe zu verteilen [52]. Daher wird die mechanische Variante eines Verzweigungselements, häufig Verteilergetriebe genannt [53].

Das Grundverhalten bezüglich der Leistungsverteilung kann auf konstruktive Faktoren zurückgeführt werden. Der Laufgrad F ist der bestimmende Faktor für mechanische Getriebe, er gibt die Anzahl an kinematischen Freiheitsgraden an, wieviel Drehzahlen vorgegeben werden müssen um den kinematischen Zustand eindeutig festzulegen. Ebenfalls gilt, dass ein Getriebe, um Leistung zu übertragen, mindestens eine Welle mehr benötigt als sein Laufgrad beträgt. [52]

Gängige Verteilergetriebe zur Leistungsverzweigung in Antrieben haben neben der Eingangswelle stets zwei Abtriebswellen, also in Summe drei Wellen. Folglich können gängige Verteilergetriebe den Laufgrad $F = 1$ oder $F = 2$ haben.

Damit entstehen die beiden Grundprinzipien in den mechanischen Verzweigungselementen während der Leistungsverzweigung, die sich demnach in zwei Gruppen aufteilen lassen:

- *Leistungsverzweigung bei festen Drehzahlverhältnissen*

Die Ausgangsdrehzahlen stehen in einem festen und proportionalen Verhältnis zur Eingangsrehzahl. Das Eingangsdrehmoment kann in einem beliebigen Verhältnis zu den Abtrieben verzweigt werden.

- *Leistungsverzweigung bei festen Drehmomentenverhältnissen*

Das Eingangsdrehmoment eines Verzweigungselements wird in einem festen Verhältnis zu den Ausgängen verzweigt. Das Verhältnis der Drehzahlen beider Ausgänge kann sich jedoch frei einstellen.

In den folgenden beiden Kapiteln werden die Eigenschaften dieser beiden Prinzipien genauer Betrachtet.

5.1.1 Leistungsverzweigung bei konstanten Drehzahlverhältnissen

Weist ein mechanisches Verzweigungselement einen Laufgrad von $F=1$ auf, folgen die beiden Abtriebsdrehzahlen stets der Antriebsdrehzahl in einem proportionalen Verhältnis. Die Drehzahlverhältnisse sind zu jedem Zeitpunkt konstruktiv festgelegt. [52]

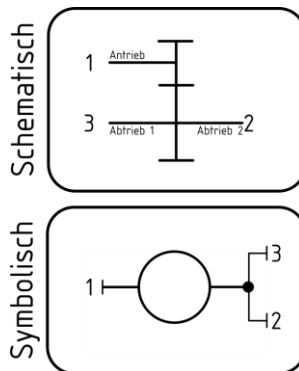


Abbildung 24: Schematische und symbolische Darstellung einer Zahnradstufe zur Leistungsverzweigung.

Die technisch einfachste Realisierung eines solchen Verzweigungselements ist ein Verteilergetriebe in Form einer Stirnradstufe, das Zahnrad am Abtrieb treibt dabei zwei fest verbundene Wellen an. Die Proportionalität der Abtriebsdrehzahlen zur Antriebsdrehzahl entsteht durch die Bedingung der gleichen Geschwindigkeit der Zahnräder am Wälzkontakt, daher gilt dort:

$$v_{an} = v_{ab} \quad (13)$$

Der Bezug zwischen den Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahl ist über die Radien gegeben $v = n \cdot r \cdot 2 \cdot \pi$. Eingesetzt in die Bedingung des Wälzkontaktes nach Gleichung 12 ergibt sich:

$$\frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{r_{ab}}{r_{an}} = i \quad (14)$$

Die Verhältnisse der Drehzahlen sind durch die Verhältnisse der Wälzradien, also dem Übersetzungsverhältnis i gegeben. Durch die drehfeste Verbindung der beiden Abtriebswellen mit dem Abtriebszahnrad sind die Drehzahlen der beiden Abtriebe identisch:

$$n_{ab} = n_{ab_1} = n_{ab_2} \quad (15)$$

Die Summe der beiden Abtriebsmomente ergibt das Gesamtdrehmoment, das von der Zahnradstufe zur Verfügung gestellt wird. Durch das Übersetzungsverhältnis ergibt sich wiederum ein proportionales Antriebsmoment:

$$M_{ab_{ges}} = M_{ab_1} + M_{ab_2} = \frac{M_{an}}{i} \quad (16)$$

Aus der Gleichung 14 und 15 sind die festen Drehzahlverhältnisse während der Leistungsverzweigung ersichtlich. Daher wird diese Art der Leistungsverzweigung als „starre“ Leistungsverzweigung benannt und die Verteilergetriebe mit diesem Verhalten werden als „zwangsläufig“ bezeichnet. Die Drehmomente hingegen unterliegen keiner Einschränkung. Die Addition der Drehmomente in Gleichung 16 erlaubt eine freie Drehmomentverteilung an den Abtrieben, unter Berücksichtigung der Gesamtleistungsbeziehung, siehe Gleichung 12. Daraus ergibt sich der Vorteil, dass, wenn das maximale Drehmoment einer Abtriebswelle erreicht wird, das Drehmoment an der anderen

Welle trotzdem weiter erhöht werden kann. Das maximale Drehmoment, das abgesetzt werden kann, entspricht bei Fahrzeugen und Maschinen dem Kraftschlusspotenzial an den Rädern bzw. Achsen.

Wird dieses Grundverhalten in der Längsverteilung benutzt, kompensiert es selbstständig Achslastverschiebungen, durch Beladung oder durch den Arbeitsprozess, da die Momente frei verteilt werden können, vgl. Gleichung 16. Damit erlaubt diese Längsverteilung jedem Abtrieb stets sein physikalisch mögliches Drehmomentpotenzial voll zu nutzen. Diese Art der Leistungsverzweigung in der Längsverteilung einer Maschine ist folglich sehr vorteilhaft bezüglich ihres Verhaltens bei der Drehmomentverteilung.

In der Querverteilung ergeben sich durch die Verwendung dieses Grundverhaltens einige zu beachtende Nachteile: Da die Drehzahlen an den Abtrieben stets gleich sind, wäre ein solches Antriebssystem in der Maschine nicht in der Lage, die notwendigen Drehzahldifferenzen der Räder z.B. in Kurvenfahrt mit Vorderachslenkung zuzulassen. Somit bildet sich eine kinematische Unstimmigkeit als Ursache für Verspannungen im Antriebssystem aus [31]. Die Entstehung der Unstimmigkeit lässt sich an der Kurvenfahrt erklären. Bei Knick- und Allradlenkung mit symmetrischem Aufbau der Maschine sind theoretisch keine Differenzen der Drehzahlen zwischen Vorder- und Hinterrädern zu erwarten, da die Räder jeder Seite auf der gleichen Kurvenbahn abrollen können. Ist die Maschine nicht symmetrisch aufgebaut oder besitzt sie eine Achsschenkellenkung wie bei Traktoren, dann müssen die Räder der Vorderachse aufgrund unterschiedlicher Kurvenradien der Räder schneller als die der Hinterachse abrollen, vgl. Kapitel 3.2 und Abbildung 25.

Die aus den unterschiedlichen Kurvenradien folgende Differenz der Geschwindigkeiten der Räder wären mit einer Differenz in den Drehzahlen der Längs- und Querverteilung des Antriebssystems verbunden. Ist diese nicht in der Lage, für den notwendigen Drehzahlausgleich zu sorgen, entsteht dadurch die kinematische Unstimmigkeit.

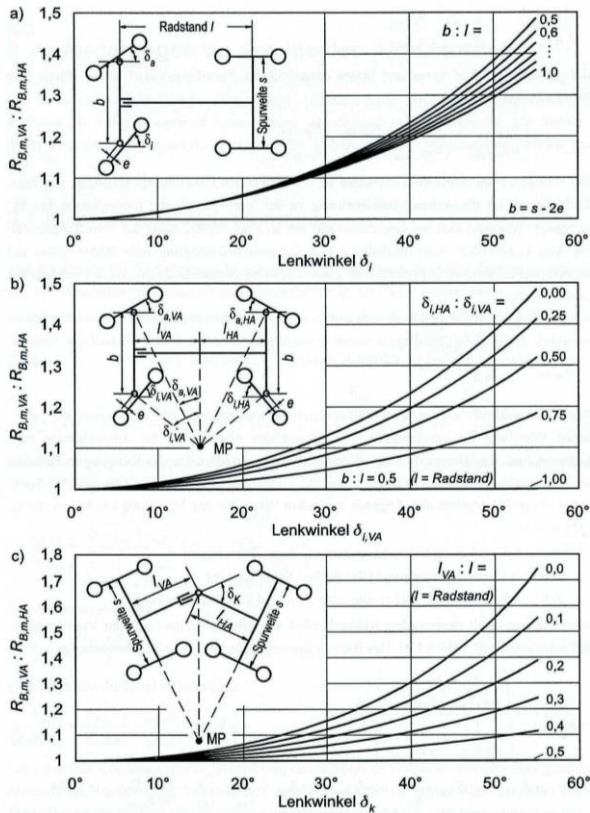


Abbildung 25: Verhältnis der mittleren Kurvenradien zwischen Vorder- und Hinterachse, für a) Achsschenkelenkung, b) Allradlenkung und c) Knicklenkung [41]

Durch die kinematischen Unstimmigkeiten im Antriebsstrang entstehen Verspannungen der Antriebselemente, vgl. Abbildung 26 Fall a). Diese Verspannungen können mit unterschiedlichen Vorzeichen zwischen Vorder- und Hinterachse auftreten [54]. Weitere Ursachen können neben der Kurvenfahrt unterschiedliche Abrollradien der Räder, vgl. Abbildung 26 Fall b) sowie das Geländeprofil des Untergrunds z.B. Steigungsdifferenzen der

einzelnen Fahrspuren, sein [41; 55; 41]. Die drei geschilderten Fälle können sich auch überlagern.

Selbst während des Lenkvorganges im Stillstand, wie er bei knickgelenkten Maschinen, möglich ist, macht sich dieser negative Effekt in Form eines erhöhten Lenkwiderstands bemerkbar. Die Bestimmung der kinematischen Unstimmigkeit ist bei DUDZIŃSKI [55] ausführlich dargelegt.

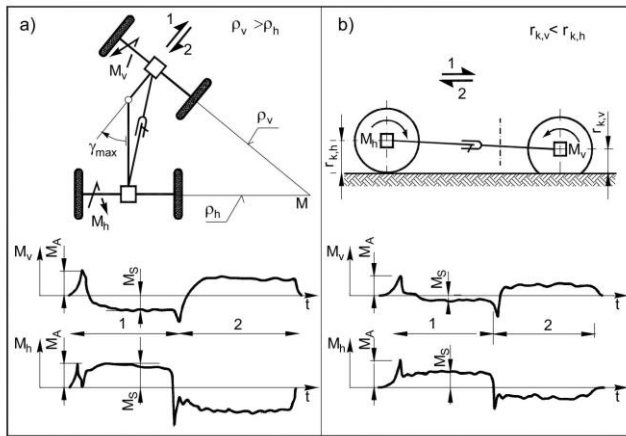


Abbildung 26: Gemessene Drehmomente an den Halbachsen eines Radladers, a) während der Kurvenfahrt, b) bei Geradeausfahrt mit unterschiedlichen Reifenrollradien [55; 31; 54].

Diese Verspannungen führen zu einer Blindleistung im Antriebssystem, die eine hohe Belastung der Komponenten zur Folge hat und daher zu vermeiden ist [56]. Als Folge der Bestrebung des Antriebsstrangs diese Verspannungen abzubauen, entsteht häufig Zwangsschlupf an den Rädern. Dieser Schlupf an den Rädern besteht aus Formänderungsschlupf der Reifen und aus Schlupfanteilen durch Abgleiten des Reifens. Wird Schlupf bis in den instabilen Bereich der Reifenkennlinie aufgebaut, vgl. Abbildung 10, beginnt das Rad komplett zu gleiten und baut so die Verspannung ab, was wiederum übermäßigen Verschleiß und Flurschaden bedeutet.[31]

Trotz dieses Nachteils findet sich diese Art der Leistungsverzweigung häufig in der Längsverteilung von mobilen Maschinen, wie Radladern mit Knick- und Allradlenkung (dauerhaft) und Traktoren (zuschaltbar), um hohe Zugkräfte in der Geradeausfahrt zu ermöglichen. Dabei soll der Entstehung des Verspannungsphänomens mit konstruktiven Maßnahmen wie z.B. symmetrische Radstände oder abkoppelbare Achsen entgegengewirkt werden. Eine Maßnahme ist die Anpassung der Drehzahlverhältnisse zwischen den Achsen in Form einer Voreilung der Vorderachse gegenüber der Hinterachse, um den gleichen Schlupf an beiden Achsen zu erhalten [41; 57]. Allerdings ist diese Auslegung nur für den Auslegungszustand gültig. Etwaige Abweichungen durch Geländeeinflüsse oder durch Effekte der dynamischen Momentanpolverschiebung [41] müssen durch das Antriebssystem und Reifen aufgenommen werden. Alternativ kann die Längsverteilung durch die Trennung einer der Achsen vom Kraftfluss geöffnet werden, dadurch reduziert sich allerdings das mögliche Zugkraftpotential.

Während die Leistungsverzweigung bei gleicher Drehzahl bei mobilen Maschinen, wie Radladern und Traktoren in der Längsverteilung zu finden ist, kommt diese Art der Leistungsverzweigung standardmäßig in der Querverteilung der Achsen einer Maschine nicht vor. Für die Querverteilung kommen in mechanischen Antriebssystemen nahezu ausschließlich Differenzialgetriebe zum Einsatz. Diese haben einen Laufgrad $F=2$ und verzweigen folglich die Leistung bei konstanten Drehmomenten. Das daraus resultierende Verhalten wird im nächsten Kapitel beschrieben.

5.1.2 Leistungsverzweigung bei konstanten Momentenverhältnissen

In Antriebssystemen von Maschinen finden sich häufig Umlaufgetriebe, genauer als Differenzial- und Planetengetriebe bezeichnet. Diese Art der Getriebe entstehen aus der Transition eines gewöhnlichen Standgetriebes zu einem Umlaufgetriebe. Dabei wird das Gehäuse gelagert und zu einer dritten Welle umgewandelt, so hat das Getriebe einen zusätzlichen Freiheitsgrad. Daher wird diese Art von Getrieben auch zwangloses oder mehrläufiges Getriebe genannt. Es verhält sich bei der Leistungsverzweigung komplementär zu den

gezeigten Verhalten der zwangsläufigen Getrieben mit dem Laufgrad $F=1$. Die häufigsten Formen in den Antriebsträngen sind das Differenzial und das Standardplanetengetriebe, beide lassen sich jeweils durch die Änderung der räumlichen Anordnung der Zahnräder zueinander realisieren [58], vgl. Abbildung 27.

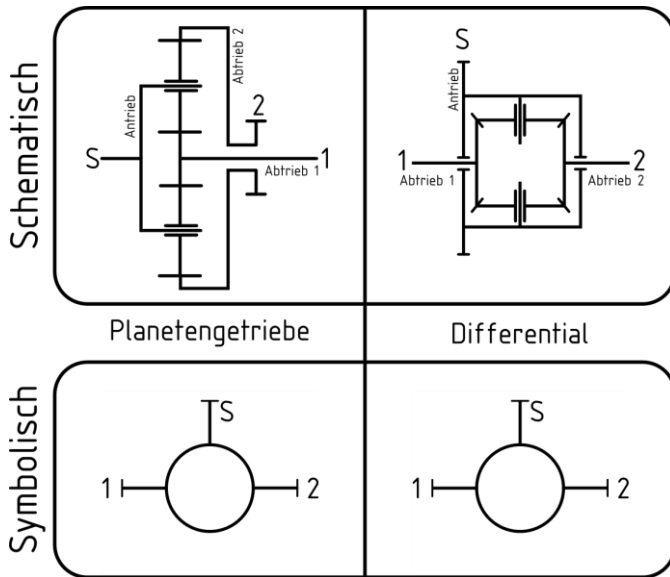


Abbildung 27: Vergleich von Differenzial- und Planetengetriebe zur Leistungsverzweigung, schematische und symbolische Darstellung

Trotz der unterschiedlichen Bauarten können diese Getriebe mathematisch und in der symbolischen Darstellung in Abbildung 27 gleichwertig behandelt werden.

Alle relevanten Beziehungen zwischen den Drehzahlen und Drehmomenten der Wellen lassen sich über die Standübersetzung i_0 beschreiben, die als Übersetzungsverhältnis der beiden Wellen 1 und 2 definiert ist [52]. Bei einem Umlaufgetriebe ergibt sich das Standübersetzungsverhältnis, wenn der Steg/Planetenträger räumlich feststeht. Dann wird aus dem Umlaufgetriebe ein

Standgetriebe, was namensgebend für diese Übersetzung ist. Dieser Sachverhalt ist unabhängig von der Bauform des Umlaufgetriebes.[59]

Wird die Stegwelle räumlich festgesetzt, gilt die Geschwindigkeitsverteilung am zugehörigen Zahnrad wie in Abbildung 28 c) dargestellt. Durch die Symmetrie ergibt sich für die Geschwindigkeiten an den Eingriffspunkten am Wälzkreis die folgende Identität:

$$v_1 = v_2 \quad (17)$$

Da an den Wälzpunkten des Planetenrads die Geschwindigkeiten mit denen der beiden anderen Wellen gleich sein müssen, können in Gleichung 17 die jeweiligen Geschwindigkeiten der beiden Abtriebe eingesetzt werden:

$$v_1 = 2\pi \cdot n_1 \cdot r_{o,1} = -2\pi \cdot n_2 \cdot r_{o,2} = v_2 \quad (18)$$

Die Wälzradien für Hohlräder werden negativ eingesetzt, die für Stirnräder positiv [52]. Setzt man die Wälzradien oder die Drehzahlen ins Verhältnis, ergibt sich die Standübersetzung:

$$\frac{n_1}{n_2} = -\frac{r_{o,2}}{r_{o,1}} = -i_0 \quad (19)$$

Somit ist ersichtlich, dass die Konstruktion des Verteilergetriebes die Standübersetzung definiert. Für den allgemeinen Fall, wenn der Steg und seine Welle räumlich nicht feststehen, kann für die Berechnung der Drehzahlen die Willisgleichung [52; 59] benutzt werden:

$$n_1 + (i_0 - 1) \cdot n_s - i_0 \cdot n_2 = 0 \quad (20)$$

Werden bei bekannter Standübersetzung in der Willisgleichung mindestens zwei Drehzahlen vorgeben, so ist die dritte Drehzahl über die Gleichung festgelegt. Folglich haben Umlaufgetriebe zwei kinematische Freiheitsgrade, also den Laufgrad $F=2$ [59]. Daher können sich bei der Leistungsverzweigung mit Umlaufgetrieben die Drehzahlen an den Abtrieben frei einstellen. Eine solche Leistungsverzweigung wird häufig auch als „offen“ bezeichnet, da sich die Abtriebsdrehzahlen frei einstellen können, im Gegensatz zu der in Abschnitt

5.1.1 vorgestellten „starrten“ Leistungsverzweigungen mit stets identischen Abtriebsdrehzahlen.

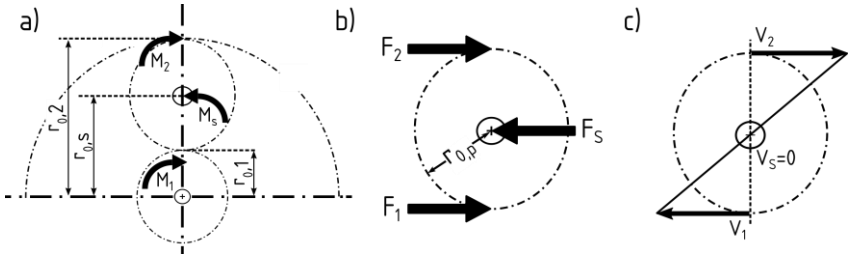


Abbildung 28: Situation am Umlaufgetriebe:

- a) Drehmomente und Radien
- b) Kräftegleichgewicht am Planetenrad
- c) Geschwindigkeitsverteilung am Planetenrad bei raumfester Stegwelle

Für das äußeren Momentengleichgewicht am Umlaufgetriebe gilt bei Vernachlässigung der Verluste die in Abbildung 28 Fall a) dargestellte Lage.

$$\sum_i M_i = 0 \rightarrow M_s = M_2 + M_1 \quad (21)$$

Der Steg ist in diesem Fall die Summenwelle, die Summe der Drehmomente der beiden Abtriebe entspricht dem Moment am Steg. Ein festes Verhältnis der Drehmomente zwischen den Abtriebswellen ist aus Gleichung 20 nicht ersichtlich. Das Verhältnis der Abtriebsdrehmomente und dessen Zusammenhang mit der Standübersetzung kann mit der Betrachtung der inneren Kräfte am Planetenrad gezeigt werden. Für das Momentengleichgewicht um das Zentrum des Planetenrads gilt:

$$\sum_i M_i = 0 = F_1 \cdot r_{o,p} - F_2 \cdot r_{o,p} \quad (22)$$

Aus dieser Gleichung ergibt sich die Identität der Kräfte am Planetenrad:

$$F_1 = F_2 \quad (23)$$

Die Kräfte am Planetenrad ergeben sich aus den anliegenden Drehmomenten in Abbildung 28 Fall a), eingesetzt in die Gleichung 22 erhält man:

$$F_1 = \frac{M_1}{r_{o,1}} = \frac{M_2}{-r_{o,2}} = F_2 \quad (24)$$

$$\frac{M_2}{M_1} = -\frac{r_{o,2}}{r_{o,1}} = -i_0 \quad (25)$$

Aus diesen Verhältnissen ist ersichtlich, dass die Drehmomente an den Abtrieben konstruktiv über die Standübersetzung festgelegt sind. Um die Drehmomentverhältnisse an den Wellen des Umlaufgetriebes zu definieren, reicht, wie gezeigt, die Vorgabe eines Drehmoments aus. Mit zwei beliebig vorgegeben Drehzahlen an den Wellen des Verzweigungselements werden die Drehzahlenverhältnisse zwischen den Wellen des Verteilergetriebes festgelegt.

Durch den zusätzlichen kinematischen Freiheitsgrad verhindern die Umlaufgetriebe effektiv die im Kapitel 5.1.1 vorgestellten kinematischen Unstimmigkeiten z.B. während der Kurvenfahrt. Dies wäre auch der Fall, wenn die Räder auf einer Seite der Maschine nicht in der selben Spur abrollen können, wie es bei Knicklenkern oder allradgelenkten Fahrzeugen der Fall wäre. Da das Abrollen der beiden Räder einer Achse auf demselben Kurvenradius r mit der Spurweite $s > 0$ nicht möglich ist, ist während der Kurvenfahrt stets eine Differenz in den Drehzahlen zwischen den beiden Rädern notwendig, vgl. Abbildung 15. Folglich finden sich Umlaufgetriebe standardmäßig in der Querverteilung einer Achse um dort Verspannungen in den Kurven zu vermeiden.

In Abhängigkeit von der gewählten Standübersetzung stehen die Drehmomente an den Abtrieben immer im selben Verhältnis zueinander.

In der Querverteilung sollte das Drehmoment im Verhältnis 1:1 an die Räder verteilt werden, um Giermomente an der Maschine zu verhindern, siehe Abbildung 23. Um diese Anforderung zu erfüllen, finden sich in der Querverteilung von Achsen nahezu ausschließlich Differenziale. Diese besitzen eine Standübersetzung $i_0 = -1$, was zu einer gleichen Aufteilung der Momente führt:

$$\frac{M_2}{M_1} = 1 \rightarrow M_1 = M_2 \quad (26)$$

Damit ergibt sich für die Drehmomente an den Abtrieben aus Gleichung 24:

$$M_1 = \frac{M_s}{2} = M_2 \quad (27)$$

Das Differenzial verteilt das über den Steg eingeleitete Antriebsmoment je zur Hälfte auf die beiden Antriebsräder. So verhindert das Differenzial ein ungewünschtes Gieren der Maschine und die damit einhergehenden Kursabweichungen, vgl. Abbildung 23.

Für die Längsverteilung bieten sich neben Differenzialen ebenfalls Planetengetriebe an. Sie erlauben durch eine entsprechende Gestaltung des Getriebes die Standübersetzung so zu wählen, das die Drehmomente entsprechend der Kraftschlusspotenziale der Achsen verteilt werden. Die Kraftschlusspotenziale ergeben sich für gleiche Reibwertverhältnisse an den Rädern über die Achslasten, vgl. Abbildung 22. Folglich wird die notwendige Standübersetzung $i_{0,opt}$ entsprechend den statischen Achslasten bestimmt.

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{F_{z,2}}{F_{z,1}} = -i_{0,opt} \quad (28)$$

Da die Geometrie des Getriebes nach dessen Herstellung nicht geändert werden kann, ist die Längsverteilung gegenüber den zum Auslegungsfall abweichenden Achslastsituationen an der Maschine nicht adaptiv.

Die Bedingung der festen Drehmomentverhältnisse und frei einstellenden Drehzahlen an den Abtrieben von Umlaufgetrieben kann zu einem abweichenden Reifenverhalten bezüglich des Traktionswirkungsgrades verglichen mit einer drehzahlfesten Leistungsverzweigung führen. Bemerkbar ist der Unterschied, wenn an den verschiedenen Rädern verschiedene Traktionsbedingungen herrschen, wie es bei mobilen Maschinen im Geländeeinsatz der Fall ist. In Abbildung 29 ist am Beispiel einer Querverteilung dargestellt, wie sich das abweichende Verhalten der beiden Leistungsverzweigungen bezüglich der Traktionswirkung äußert.

für den Schlupf an den Rädern. Der Traktionswirkungsgrad $\eta_{T,M}$ ergibt sich zu:

$$\eta_{T,M} = \frac{2 \cdot F_Z \cdot r_{dyn} \left(1 - \frac{s_1 + s_2}{2}\right)}{M_{An}} = \frac{2 \cdot F_Z \cdot r_{dyn} (1 - s_{m,o})}{M_{An}} \quad (30)$$

Der mittlere Schlupf s_m liegt für diese Variante höher als bei der Variante mit der Leistungsverzweigung bei gleichen Drehzahlen. Da die Schlupfwerte für die offene Querverteilung stets höher liegen als für die gesperrte, sind die Traktionsverluste ebenfalls höher. Dies ist im maschinentypischen Geländeeinsatz der Fall, da hier hohe Schlupfwerte jenseits des Maximums des Traktionswirkungsgrades zu erwarten sind, so dass die Schlupfwerte bei gleichen Fahrbedingungen für den gesperrten Antrieb niedriger und damit näher am Maximum des Traktionswirkungsgrades liegen, vgl. Abbildung 13. Gleichen sich die Verläufe der Radzugkräfte, durch homogenere Traktionsbedingungen an, so nähern sich ebenfalls die Traktionswirkungsgrade einander an. Folglich sind bei denselben Traktionsbedingungen der offene Wirkungsgrad $\eta_{T,M}$ dem gesperrten Wirkungsgrad $\eta_{T,n}$ gleich [56]. Die gleiche Überlegung kann ebenfalls Achsweise für die Längsverteilung einer Maschine angestellt werden.

Doch in der Querverteilung soll nicht nur auf die Optimierung der Traktion geachtet, sondern es müssen ebenfalls die Verspannungen während der Kurvenfahrt vermieden werden. Die Differenzen in den Kurvenradien zwischen den Rädern einer Achse sind wesentlich größer und erfordern höhere Ausgleichsdrehzahlen, als sie zwischen den Achsen notwendig sind, vgl. Abbildung 15.

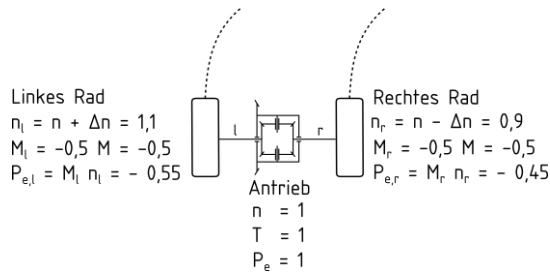


Abbildung 30: Ideale Querverteilung mit Differenzial bei Kurvenfahrt mit auf die Eingangsparameter normierten Werten, nach [58]

In Abbildung 30 ist die Querverteilung einer Achse in der Kurvenfahrt mit einem Differenzial dargestellt. Das kurveninnere Rad rollt um den Betrag $\Delta\omega$ langsamer und durch den symmetrischen Abstand der Kurvenradien, das kurvenäußere Rad um den Betrag $\Delta\omega$ schneller.

Mit der Geschwindigkeitsverteilung am Planetenrad, dargestellt in Abbildung 31 Fall b), können die Winkelgeschwindigkeiten der Abtriebe zu den Rädern wie folgt ausgedrückt werden:

$$\omega_1 = \omega_s - \Delta\omega \quad (31)$$

$$\omega_2 = \omega_s + \Delta\omega \quad (32)$$

Die Willisgleichung ist in diesem Fall erfüllt und das Umlaufgetriebe verhindert so Verspannungen in der Querverteilung.

Nimmt man an, die Drehmomente bzw. Kräfte am Rad bleiben weiterhin identisch gemäß der Standübersetzung und das Kraftschlusspotenzial ist noch nicht erschöpft, dann führen die unterschiedlichen Drehzahlen der Räder, übersetzt durch den symmetrischen Aufbau des Differenzials, zu einer Differenz der Drehzahlen Δn und zu einer Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten ΔV an den Wälzpunkten der Planetenräder am Steg. Es stellt sich die in Abbildung 31 Fall b) gezeigte Geschwindigkeitsverteilung ein.

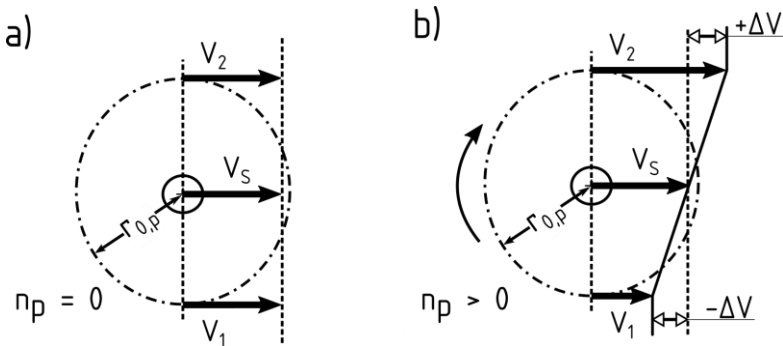


Abbildung 31: Geschwindigkeitsverteilung am Planetenrad, a) bei Geradeausfahrt und b) Kurvenfahrt

Das Planetenrad beginnt mit den Rädern der beiden Abtriebe ($n_p > |0|$), als Folge der resultierenden Geschwindigkeitsverteilung in Abbildung 31 Fall b), zu wälzen. Durch das Wälzen der Zahnräder des Differenzials untereinander wird zusätzliche Leistung zum Abtrieb des schnelleren Rades übertragen, an dem langsameren Abtrieb entsprechend weniger, vgl. Abbildung 30.

Umlaufgetriebe, wie das Differenzial, sind aufgrund ihres Betriebsverhaltens in der Lage die Eingangsleistung auf zwei Wegen an die Abtriebe zu übertragen [58]. Ein Differenzial überträgt Kupplungsleistung und Wälzleistung [52].

Kupplungsleistung wird durch den Mitnehmereffekt des Planetenrades mit den anderen Zahnradern an den Wälzpunkten erreicht. Dies ist z.B. bei Geradeausfahrt der Fall, vergleiche. Abbildung 31 Fall a). Denn dann sind die Umfangsgeschwindigkeiten an den Wälzpunkten der Abtriebswellen mit denen des Planetenrades identisch:

$$v_s = v_2 = v_1 \rightarrow n_s = n_2 = n_1 \quad (33)$$

Der Planet ist in Ruhe ($n_p = 0$) und das Differenzial überträgt lediglich Kupplungsleistungen P_k an seine Abtriebe. Die Verhältnisse der Leistungen an den jeweiligen Wellen stehen im festen Zusammenhang mit deren Drehmoment [52], da die Drehzahlen aller drei Wellen identisch sind:

$$P_{k,1} : P_{k,2} : P_{k,s} = M_1 \cdot n_s : M_2 \cdot n_s : M_s \cdot n_s = M_1 : M_2 : M_s \quad (34)$$

Da die Leistungsbilanz auch für die Kupplungsleistungen null ergeben muss, hat die Kupplungsleistung der Summenwelle ein entgegengesetztes Vorzeichen als die Kupplungsleistungen der beiden Antriebswellen:

$$P_{k,1} + P_{k,2} = P_{k,s} \quad (35)$$

Die Stegwelle ist für ein Differenzial und generell für Minusgetriebe die Summenwelle. Wird Leistung nur in Form von Kupplungsleistung übertragen, entstehen im Idealfall keine inneren Verluste im Differenzial als Wirkungsgrad für die Übertragung dieser Teilleistung kann $\eta_{uml} = 1$ angenommen werden [52]. Das gesamte Getriebe verhält sich dann wie eine starre Wellenkupplung.

Bilden sich z.B. während der Kurvenfahrt zwischen Steg und Abtrieb relative Drehzahlen aus, wird in diesem Fall ein Teil der Leistung durch die Wälzbewegung der Zahnräder zwischen den Abtrieben übertragen. Diese Teilleistung bezeichnet man als Wälzleistung. Diese Art der Leistungsübertragung zwischen den beiden Abtrieben erfolgt als Standgetriebe, eine Leistungsübertragung zur Stegwelle findet nicht statt. Die Übertragung der Wälzleistung ist durch die Reibung während des Abgleitens der Zahnräder im Wälzpunkt stets mit Verlusten behaftet, die über den Standgetriebewirkungsgrad η_0 beschrieben werden. [52]

Die Anteile der Wälzleistung P_w an den Abtrieben entsprechen den Anteilen der Leistung, die über die Relativbewegung der Zahnräder erfolgt:

$$P_{w,1} = M_1 \cdot (\omega_1 - \omega_s) = M_1 \cdot (\omega_s - \Delta\omega - \omega_s) = -M_1 \cdot \Delta\omega \quad (36)$$

$$P_{w,2} = M_2 \cdot (\omega_2 - \omega_s) = M_2 \cdot (\omega_s + \Delta\omega - \omega_s) = M_2 \cdot \Delta\omega \quad (37)$$

Beide Arten der Leistungsübertragung, Kupplungs- und Wälzleistung überlagern sich bei der Kurvenfahrt, damit lässt sich die in Abbildung 30 dargestellte Mehrleistung am kurvenäußeren Rad erklären, wenn man die Leistung für alle drei Wellen des Differenzials bilanziert:

$$P_1 = P_{k,1} + P_{w,1} = M_1 \cdot \omega_s - M_1 \cdot \Delta\omega = M_1 \cdot \omega_1 \quad (38)$$

$$P_2 = P_{k,2} + P_{w,2} = M_2 \cdot \omega_s + M_2 \cdot \Delta\omega = M_2 \cdot \omega_2 \quad (39)$$

$$P_s = P_{k,s} = M_s \cdot \omega_s \quad (40)$$

Die Eingangsleistung am Steg P_s wird als Kupplungsleistung an die Abtriebe übertragen und dann wird ein Anteil in Form von Wälzleistung vom langsameren Rad auf das schnellere Rad transferiert. Dies erklärt der Sachverhalt in Abbildung 30. Wird das Kraftschlusspotenzial nicht komplett ausgeschöpft, ergeben sich aus diesem Betriebsverhalten mit beiden Arten der Leistungsübertragung, abgesehen von Wirkungsgradverlusten durch die Wälzreibung, keine weiteren Einschränkungen.

Problematisch ist das Übertragungsverhalten von Differenzialen, wenn die Antriebskräfte das Kraftschlusspotenzial an einem der Räder überschreiten. Dies ist der Fall bei großen Radlastverschiebungen oder durch eine wesentliche Verringerung des Haftbeiwertes μ an einem der Räder. Eine solche Situation kann häufig während des Anfahrens im Gelände beobachtet werden. Ist der Reibwert an einem der Räder einer Achse zu gering, geht dieses Rad in den Zustand des Drehschleuderns über, der Schlupf des gleitenden Rades erhöht sich. Die überschüssigen Kräfte, die nicht mehr am Untergrund abgestützt werden können, beschleunigen nun das Rad relativ zum Fahrzeug. Damit geht wiederum eine zusätzliche Verringerung des möglichen übertragbaren Drehmoments einher, vgl. Abschnitt 3.1 Umfangskraft-Schlupfkurven. Das gleitende Rad weist eine höhere relative Drehzahl gegenüber dem Rad, das theoretisch noch eine Kraftschlussreserve besitzt auf. Zum Gleitenden und damit schnelleren Rad wird über die Wälzleistung mehr Leistung transferiert, wie in Abbildung 30 Abbildung 31 Fall b) dargestellt und dieses damit weiter beschleunigt, der Schlupf erhöht sich weiter und damit verringert sich ebenfalls das übertragbare Drehmoment weiter. Das gleitende Rad wird weiter beschleunigt. Die Kombination aus der Beschleunigung des Rades aufgrund des instabilen Arbeitspunktes während des Gleitens, mit dem Verhalten des Differenzials Leistung vom langsameren zum schnelleren Rad zu übertragen, führt letztlich dazu, dass das gleitende Rad weiter im Zustand des Gleitens verbleibt. In dieser Situation kann selbst mit dem Rad an dem noch ein höheres Kraftschlusspotenzial herrscht, kein höheres Drehmoment abgesetzt werden, sondern nur der Betrag des gleitenden Rades. Das Verhältnis der Drehmomente der beiden Abtriebe wird durch die Standübersetzung gemäß Gleichung 24 bestimmt. Im Falle einer Querverteilung sind die Drehmomente beider Abtriebe nach Gleichung 25 gleich, siehe Abbildung 32. Diese erhebliche Limitierung der übertragbaren Kräfte bleibt nicht auf die betreffende Achse beschränkt. Ist neben der Querverteilung auch die Längsverteilung offen, also mit einem Umlaufgetriebe versehen, stellt sich hier ein vergleichbarer Sachverhalt ein. An der Achse mit dem gleitenden Rad wird das übertragbare Drehmoment auf dessen Niveau für beide Räder reduziert. Nach Gleichung 26 ist das Moment welches zum Antrieb dieser Achse notwendig ist definiert, dieses stellt aber ebenfalls

den diese mit dem Einsatz von Umlaufgetrieben, selbst bei großen Drehzahlunterschieden vermieden. Bei niedrigem Kraftschlusspotenzial offenbart sich allerdings die Schwäche für Allradantriebe mit dieser Leistungsverzweigung in Quer- und Längsverteilung. Wird für ein Rad das Kraftschlusspotenzial komplett erschöpft, können auch die anderen angetriebenen Räder nicht mehr Drehmoment übertragen. Daher wird diese Art von Allradantrieb fast ausschließlich in Fahrzeugen und Maschinen eingesetzt, die auf befestigten Untergründen mit hohen Reibwerten eingesetzt werden.

Die beiden vorgestellten Grundarten der Leistungsverzweigung decken für sich alleine nicht alle Bedürfnisse und Anforderungen eines Antriebstranges, einer mobilen Maschine bezüglich Traktion und Verspannungsfreiheit im gleichen Maße ab. Die ausschließliche Verwendung einer dieser Verzweigungsarten kann zu einer unzureichenden Erfüllung der Fahraufgabe, insbesondere im schwierigen Gelände, führen.

Im anschließenden Kapitel werden die Möglichkeiten vorgestellt, durch eine stufenweise oder stufenlose funktionelle Kombination der beiden Grundarten, die Maximierung der Vorteile in der Fahraufgabe zu erreichen.

5.2 Elemente mit veränderlicher Drehmomentverteilung

Die Charakteristiken der beiden Grundarten der Leistungsverteilung sind nicht zwangsläufig für alle Fahrsituationen passend. Daher muss im Betrieb der Maschine der Antriebsstrang ein gewisses Maß an funktioneller Veränderlichkeit aufweisen, um auf sich ändernde Randbedingungen reagieren zu können. Diese Veränderlichkeit der Verzweigungselemente wird dadurch erreicht, dass funktional zwischen den beiden Verzweigungsgrundprinzipien, feste Momentenverhältnisse auf feste Drehzahlverhältnisse gewechselt wird. Vorteilhaft wäre, wenn dieser Wechsel möglichst stufenlos und selbstständig stattfinden würde. Dazu haben sich unterschiedliche Möglichkeiten, wie im Folgenden ausgeführt, etabliert.

Umlaufgetriebe stellen durch ihre variablen Abtriebsdrehzahlen die Verspannungsfreiheit sicher, vgl. Kapitel 5.1.2. Über die Standübersetzungen lässt sich

die grundlegende Drehmomentverteilung des Antriebstrangs festlegen, vgl. Kapitel 3.4. Die möglichen Drehmomente an den Abtrieben eines offenen Differenzials (Kennlinie a) ist in Abbildung 33 dargestellt.

Soll das Verhältnis der Drehmomente an den Abtriebswellen eine gewisse Variabilität erhalten, wird dies erreicht, indem die Ausgleichsbewegung im Differenzial durch Reibung behindert oder ganz verhindert wird. Durch das drehfeste Verbinden von mindestens zwei Wellen können keine relativen Drehzahlen ($\Delta \omega = 0$) mehr auftreten, vgl. Abbildung 31 a), folglich kann auch keine Wälzleistung mehr innerhalb des Getriebes übertragen werden, vgl. Gleichung. 36 und 37. Stattdessen überträgt das Differenzial nur noch Kupplungsleistung, siehe Gleichung 35. Das „Sperren“ führt funktional zum gleichen Verhalten in Bezug auf das Drehmoment wie bei den Verzweigungselementen mit drehzahlstarrer Leistungsverzweigung, vgl. Kapitel 5.1.1.

Wird die Ausgleichswirkung durch die Übertragung von Wälzleistung behindert können unterschiedlich hohe Drehmomente an die Abtriebswellen übertragen werden. Die teilweise „Sperrung“ des Differenzials wird durch erhöhte Reibung in der Wälzbewegung erreicht, wofür zusätzlichen Kupplungselemente oder Konstruktionsmaßnahmen angewendet werden.

5.2.1 Adaptive Systeme

Durch das Hinzufügen von konstruktiven reibungserhöhenden Maßnahmen, die selbst in Abhängigkeit von den Parametern der Fahrsituation die Ausgleichsbewegung des Umlaufgetriebes beeinträchtigen, können die adaptiven Systeme realisiert werden.

Diese reibungserhöhenden Maßnahmen lassen sich in drei Gruppen unterteilen wie in Abbildung 33 dargestellt:

- Ausgleichsgetriebe mit konstantem Reibmoment M_f (Kennlinie b) durch Reibungserhöhende Maßnahmen

$$M_1 = M_2 + M_f \quad (41)$$

Konstruktionsmaßnahmen ermöglicht. Damit können diese Systeme innerhalb gewisser Grenzen ihre Drehmomentverhältnisse anpassen. Daher werden diese Verzweigungselemente auch „selbstregelnd“ oder „adaptiv“ genannt.

Mit der freien Beeinflussung der systemimmanenten Kennlinien durch mechatronische Maßnahmen kann die Variabilität noch einmal erweitert werden. Signifikant ist für diese semiaktiven Systeme, dass ihre Grundkonstruktion den adaptiven Systemen mit der Möglichkeit der situationsgerechten Übersteuerung des Grundverhaltens entspricht. Die mögliche Drehmomentverschiebung erfolgt jedoch immer noch in einer Vorzugsrichtung vom schnellen zum langsameren Rad, dies gemäß des Wälzleistungsflusses, vgl. Kapitel 5.1.2. Das bedeutet in Abbildung 33, die Drehmomentverhältnisse können beliebig in dem sich aufspannenden Feld zwischen Kennlinie a und d gewählt werden. Ob das obere oder untere Feld gültig ist hängt davon ab welches der Räder schneller ist. Durch die Möglichkeiten der Mechatronik und den Einsatz elektrischer Steuergeräte lassen sich auch komplexe Regelaufgaben bewerkstelligen. Diese aktiven Systeme können ihre Drehmomentverhältnisse frei und unabhängig von einer Vorzugsrichtung stellen. Der ideale Stellbereich eines solchen Systems ist in Abbildung 33, als das sich bildende Rechteck aus den beiden Linien d dargestellt. Für die grundlegende Art der Leistungsverzweigung in der Grundkonstruktion solcher aktiven Systeme finden beide Grundprinzipien Anwendung. Es lassen sich zwei größere Gruppen unterscheiden, die Überlagerungsdifferenziale und Zahnradstufen mit getrennt steuerbaren Kupplungen, die sogenannten „Torquesplitter“.

5.2.2 Überlagerungsdifferenziale

Die Überlagerungsdifferenziale bestehen aus gewöhnlichen Differenzialen mit zusätzlichen Getriebebestandteilen (die Erweiterungsstufen) zwischen den Wellen siehe Abbildung 34. Damit erlaubt das Überlagerungsdifferenzial das Drehmoment von einem Abtrieb zum andern zu übertragen, um damit die Drehmomentverhältnisse einzustellen.

Das in Abbildung 34 bezeichnete Überlagerungsgetriebe überträgt das Drehmoment zwischen den Abtrieben, indem eine der beiden Kupplungen geschlossen wird. Die Drehzahl von der Welle, deren Moment übertragen werden soll, wird vor der Eingangsseite der Kupplung noch einmal erhöht, somit kann das System sogar das Drehmoment vom langsameren zum schnelleren Rad übertragen. Es kann theoretisch, solange Drehmoment zum schnelleren Rad umverteilt werden, bis Gleichlauf in der Kupplung erreicht wird. Dies ist der Fall, wenn der Drehzahlunterschied zwischen den Abtrieben die überhöhende Wirkung des in der Erweiterungsstufe verwendeten Getriebes ausgleicht.

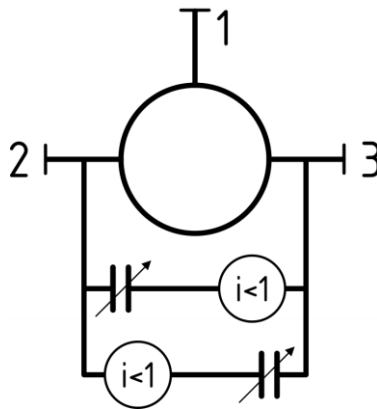


Abbildung 34: Symbolische Darstellung eines Überlagerungsdifferenzials mit Wellen-Wellen-Lage der Erweiterungsstufe, andere Lagen sind möglich vgl. [16]

Folglich kann für eine Querverteilung ein entsprechender minimaler Kurvenradius eines Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Übersetzung i in der Erweiterungsstufe definiert werden. Bis zu diesem Kurvenradius kann Drehmoment auf das schneller laufende Rad übertragen werden. Mit Kenntnis des Radstands S und des gewünschten minimalen Kurvenradius R_{Grenz} kann der prozentuale Drehzahlunterschied $\varepsilon_{\dot{U}D}$ zwischen den Rändern und damit die notwendige Übersetzung i der Erweiterungsstufe bestimmt werden. [60]

$$\varepsilon_{\ddot{U}D} = \frac{n_1 - n_2}{\frac{1}{2} \cdot (n_1 - n_2)} = \frac{\frac{1}{i} - 1}{\frac{1}{2} \cdot (\frac{1}{i} + 1)} = \frac{S}{R_{Grenz}} \quad (n_1 > n_2) \quad (43)$$

Der minimale Kurvenradius kann allerdings nicht beliebig verkleinert werden, der daraus resultierende Drehzahlunterschied $\varepsilon_{\ddot{U}D}$ wirkt sich neben der Fahrgeschwindigkeit und dem Betrag des verschobenen Drehmoments erhöhend auf die Verlustleistung während der Aktuierung aus. Die Verlustleistung ändert sich für sonst gleiche Bedingungen bei der Erhöhung des Drehzahlunterschiedes um $\Delta\varepsilon_{\ddot{U}D}$ gemäß der Gleichung 44 :

$$\Delta P_v = \frac{\Delta M \cdot v}{2 \cdot r_{dyn}} \Delta\varepsilon_{\ddot{U}D} \quad \left(\frac{\Delta M \cdot v}{2 \cdot r_{dyn}} = konst. \right) \quad (44)$$

Demnach ist hier ein entsprechender Kompromiss zwischen dem notwendigen minimalen Kurvenradius und der akzeptablen Verlustleistung zu finden [60]. Die angestellte Betrachtung kann analog auch auf die Längsverteilung übertragen werden.

Diese Art von Verzweigungsgetrieben findet hauptsächlich in PKW-Antrieben Anwendung wie in [16]. Die Anwendung solcher Getriebe im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen erscheint aufgrund der hohen Drehmomente problematisch. Die Ausführung eines solchen Systems wie Abbildung 34 hat einen hohen Bauraumbedarf in den Achsen auf Grund von sehr großen mechanischen Kupplungen und damit eine erhebliche Reduzierung der Bodenfreiheit zur Folge.

5.2.3 Kupplungssysteme "Torquesplitter"

Es können auch Systeme ohne Umlaufgetriebe nur mit Kupplungen eingesetzt werden, um frei variable Drehmomentverteilungen zu realisieren. Sie sind jedoch auf eine äußere Steuerung angewiesen, um eine stufenlose Drehmomentverteilung zu erreichenden. Die Anwendung solcher Systeme wurde mit Aufkommen mechatronischer Systeme wesentlich vereinfacht.

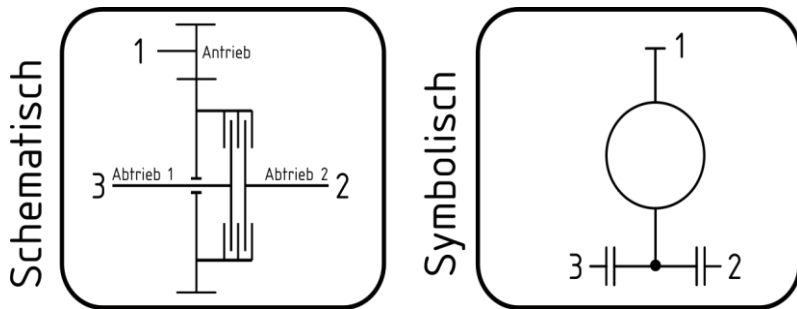


Abbildung 35: Symbolische Darstellung eines Doppelkupplungssystems

Die Idee der Kupplungssysteme als Verzweigungselemente ist in Abbildung 35 dargestellt. Die beiden Abtriebe sind jeweils mit einer separat angesteuerten Kupplung ausgestattet. Durch die Einstellung des jeweiligen Kupplungsdrehmoments wird dem Abtrieb das entsprechende Drehmoment zugeteilt, damit kann das Kraftschlusspotenzial der Räder individuell ausgenutzt werden. Die Ausgleichsfunktion dieser Systeme wird durch die Einstellung eines kontrollierten Schlupfs an den jeweiligen Kupplungen erreicht. Die Entstehung von Verlustleistung muss auch bei diesen Systemen berücksichtigt werden.

Die mechanischen Doppelkupplungssysteme als Verzweigungsgetriebe finden hauptsächlich aufgrund der für mechanische Kupplungen moderaten Drehmomente in PKW-Antrieben Anwendung, wie z.B. in FRÖMMIG [38]. Im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen erscheint der hohe Bauraumbedarf für geeignete mechanische Kupplungen jedoch problematisch.

5.3 Systematik der Klassierung von Allradantrieben

Der Allradantrieb ist schon lange Gegenstand der Forschung in der Antriebstechnik. Die verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten und Anwendungsfelder der mobilen Maschinen haben zu einer großen Vielfalt an Varianten geführt, diese lassen sich nach verschiedenen Kriterien klassieren. Demnach sind eine breite Auswahl an Klassierungsmöglichkeiten für die Antriebselemente

aber auch für ganze Antriebsysteme gegeben. In diesem Abschnitt sollen die Klassierungsmöglichkeiten auf eine gemeinsame Basis gestellt werden.

5.3.1 Klassierung von Verzweigungselementen im Allradantrieb

Eine erste Klassierung wurde von STOCKMAR [61] für PKWs vorgenommen und von HESSING [46], RICHTER [39] und GREGER [45] übernommen. Die Systeme zur Leistungsverzweigung werden gruppiert, nach dem Maß an Möglichkeit, die Leistungsverzweigung zwischen Vorder- und Hinterachse zu beeinflussen. STOCKMAR schlägt vier Klassen vor:

1. Konstante Verteilung der Antriebskräfte
2. Variable systemimmanente Verteilung der Antriebskräfte
3. Innerhalb von Grenzen variable Verteilung der Antriebskräfte
4. Frei wählbare Verteilung der Antriebskräfte

Ebenfalls die Längsverteilung betrachtend, gibt BRENNINGER [41] für Traktoren eine ähnliche Klassierungsvorschlag an:

1. Feste Drehzahlverhältnisse, Antriebskräfte stellen sich gemäß Kraftschluss ein
2. Feste Drehmomentverhältnisse, Drehzahlen stellen sich gemäß Kraftschluss ein
3. Systemimmanente Kennlinie zu Verteilung der Antriebskräfte
4. Beeinflussbare systemimmanente Kennlinie, die Verteilung der Antriebskräfte kann in vorgegeben Grenzen variiert werden.
5. Die Drehmomentverteilung kann frei in einem gewissen Bereich variiert werden

6. Die Drehmomentverteilung kann frei gewählt werden

BRENNINGER ergänzt die Gruppe 1 von STOCKMAR um die drehzahlfeste Leistungsverzweigung (Gruppe 2), die häufig in der Längsverteilung von mobilen Maschinen, bei PKWs hingegen nicht, üblich ist. Die Gruppe 3 ist in der Lage, das Übertragungsverhalten entsprechend einer Kennlinie zu ändern. BRENNINGER unterscheidet weiter Systeme die in bestimmten Grenzen freie Drehmomentverhältnisse stellen können. Dies kann durch eine äußere Manipulation der Kennlinie, wie in der Gruppe 4 oder durch andere Vorgänge am Verzweigungselement, wie in der Gruppe 5 geschehen. Bis zur Gruppe 5 gibt er an, dass diese Systeme jeweils eine bevorzugte Achse besitzen, die Verteilung erfolgt also in einer bevorzugten Richtung. Lediglich die Gruppe 6 kann das Drehmoment beliebig und frei auf beide Achsen verteilen.[41]

MEIBNER [60] und VOCKENHUBER [49] beschrieben den Grad der Variabilität in der Längs- und Querverteilung jeweils separat in je einer Tabelle. Beide unterscheiden, ob die jeweilige Realisierung mit Getrieben bzw. Differenzialen oder ausschließlich mit Kupplungen, also ohne Differenzial, erfolgt.

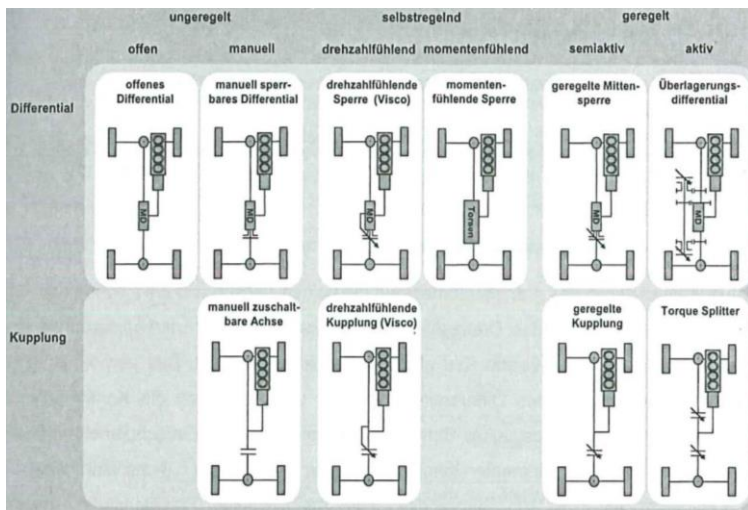


Abbildung 36: Exemplarische Klassierung von Antriebselementen für die Längsverteilung von Meißner [60]

Die Stufen der Variabilität in der Drehmomentverteilung werden wie folgt zusammengefasst: unregelt, selbstregelnd und geregelte Systeme bei MEIBNER oder in aktive, semiaktive, adaptive und passive Systeme, bei VOCKENHUBER [49]. MEIBNER unterscheidet weiter die unregelten, ob sie zuschaltbar sind oder nicht. Die selbstregelnden Systeme werden gemäß ihren Führungsgrößen geordnet, Drehzahl- und Drehmoment-führend. Die Gruppe der geregelten Systeme unterscheidet MEIBNER in semiaktive und aktive Systeme, in Anlehnung an die regelungstechnische Definition von WALLENTOWITZ [62] die für Vertikaldynamik beeinflussende Systeme gilt. Somit können die semiaktiven Systeme zwar das Drehmoment frei im Betrag zwischen zwei Achsen, allerdings nur entlang einer Vorzugsrichtung, verschieben. Die aktiven Systeme dagegen können das Drehmoment beliebig in Betrag und Richtung zwischen zwei Achsen aufteilen. Damit gleichen sich nach den Beschreibungen von BRENNIGER die Systeme seiner Gruppe 4 und 5 mit den geregelten semiaktiven Systemen von MEIBNER, sowie die Gruppe 6 von BRENNIGER mit den geregelten aktiven Systemen von Meißner. Damit lassen sich die verschiedenen Einteilungen der Autoren in Tabelle 1 gegenüberstellen und vergleichen.

Tabelle 1: Vergleich der verschiedenen Variabilitätsstufen in Bezug auf die Drehmomentverteilung von Verzweigungselementen

Variabilitätsstufen bezüglich Drehmomentverteilung						
1		2	3		4	Stockmar [60]
1	2	3	4	5	6	Brenninger [41]
Passiv		Adaptiv	Semi-aktiv		Aktiv	Vockenhuber [48]
Unregelt		Selbstregelnd	Geregelt			Meißner [59]

Bei FÖRMIGER [38] sind die Abstufungen der Variabilität in der Drehmomentverteilung identisch zu MEIBNER. Die Systeme werden ebenfalls wie bei Meißner in zwei Gruppen unabhängig von ihrem Grad der Variabilität unterschieden, nämlich ob deren Funktion auf der Verwendung von Getrieben oder Kupplungen basiert. Damit ergibt sich auch bei FÖRMIGER eine zweidimensionale Einteilung. Als Begründung für die Unterscheidung der technischen Realisierung durch Kupplungen oder Getriebe wird folgendes Unterscheidungsmerkmal gebildet: Getriebe stellen Systeme mit fester Grundverteilung, Kupplungen ohne feste Grundverteilung des Drehmoments dar.

Da in Straßenanwendungen hauptsächlich mechanische Komponenten in den Antriebsträngen Anwendung finden, kann die von FÖRMIGER dargelegte Unterscheidung nach Kupplung oder Getriebe synonym mit dem Grundverhalten vertauscht werden, vgl. Kapitel 5.1.

Dennoch lässt sich ein gleiches Verhalten in Bezug auf die Verteilung des Drehmoments auch mithilfe von hydraulischen und elektrischen Einheiten umsetzen. Aufgrund der bestehenden Analogien zwischen diesen Formen der Energieübertragung ermöglicht ISERMANN [63] eine gleichartige theoretische Betrachtung. Damit ist auch die Analyse von kombinierten Antriebssystemen möglich, FÖRSTER [64]. Es ergeben sich dann mehrere Kategorien bezüglich der verwendeten Komponenten aber weiterhin nur zwei Systemkategorien, wenn die Antriebselemente nach ihrem Grundverhalten an den Abtrieben geordnet werden. Soll eine Einteilung für die verwendbaren Verzweigungselemente auf dem Feld der mobilen Maschinen vorgenommen werden, erscheint es daher zielführender, diese nach Systemen mit und ohne Grundverhalten in der Drehmomentverteilung zu ordnen, sprich nach dem Laufgrad des Verzweigungselements oder des gesamten Antriebssystems. Damit lassen sich auch die Antriebe von mobilen Maschinen mit ihren mechanischen, hydraulischen, elektrischen oder kombinierten Antriebsträngen weiterhin in zwei Gruppen bezüglich ihrer technischen Realisierung einordnen.

Die Einteilung der Systeme in die Kategorien mit und ohne Grundverteilung des Drehmoments ist prinzipiell treffend und verwendbar. Sie beschreibt das nach außen tretende Verhalten des betrachteten Systems. Begründet liegt dieses nach außen erscheinende Verhalten eines Systems im Grundprinzip, wie es

die eingehende Leistung verzweigt. Leistung kann jeweils nur bei konstantem Drehmoment (Laufgrad $F=2$) oder bei konstanten Drehzahlverhältnissen (Laufgrad $F=1$) verzweigt werden. Diese beiden Prinzipien liegen jeweils jedem System zugrunde. Durch weitere, Bauteile die eine Überlagerung oder Umverteilung zwischen den Abtriebswellen ermöglichen, wird dann eine Variabilität in der Drehmomentverteilung erreicht. Damit ist die Klassierung nach dem Grundprinzip der Leistungsverteilung zur Bestimmung der technischen Realisierung eindeutig und erlaubt die Einordnung von Systemen unabhängig von ihrer energetischen Domäne, vgl. Tabelle 2.

Tabelle 2: Gegenüberstellung der technischen Realisierung von verschiedenen Autoren mit dem Wirkprinzip der Leistungsverzweigung.

Einteilung nach der technischen Realisierung		
Art der Bauteile	Bauteil hat feste Drehmomentgrundverteilung	Prinzip der Leistungsverzweigung
Kupplung	Nein	Bei festen Drehzahlverhältnissen
Getriebe	Ja	Bei festen Drehmomentverhältnissen

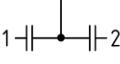
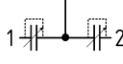
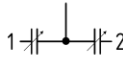
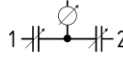
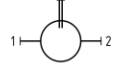
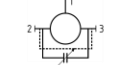
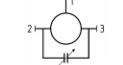
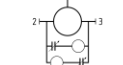
Folglich können mögliche Verzweigungselemente eines Antriebsstrangs anhand von zwei Kriterien klassiert werden. Das erste Kriterium stellt die Variabilität bezüglich der Drehmomentverteilung, das zweite Kriterium das wirkende Grundprinzip der Leistungsverzweigung, dar.

Die vier von STOCKMAR vorgeschlagenen Stufen der Variabilität erscheinen für einen generellen Vergleich von Systemen zielführend. Sie korrelieren mit den Regelungsmöglichkeiten (vgl. Tabelle 1), zudem ist diese Einteilung spezifischer, als nach den Kriterien ungeregelten, selbstregelnden und geregelten

Systemen zu unterscheiden. Die Erweiterungen der Einteilung der Variabilitätsstufen wie sie von BRENNINGER vorgeschlagen wurden, sind dann hilfreich, wenn eine genauere Unterscheidung von Systemen der Gruppe 3 und 4 von STOCKMAR getroffen werden soll. Es wird bei BRENNINGER berücksichtigt, dass unterschiedliche Mechanismen zum gleichen Effekt führen können. Die Beschreibungen der Gruppen 1 und 2 von BRENNINGER können in der Gruppe 1 von STOCKMAR mit der Berücksichtigung des wirkenden Grundprinzips bei der Leistungsverzweigung beschrieben werden.

Zusätzlich zur Variabilität bei der Drehmomentverteilung können Systeme im Antriebsstrang durch die Beschreibung des wirkenden Grundprinzips bei der Leistungsverzweigung ebenfalls klassiert werden. Somit soll in dieser Arbeit die Einteilung der Antriebselemente wie in Tabelle 3 erfolgen.

Tabelle 3: Vorschlag für die Klassierung von Elementen zur Leistungsverzweigung nach Variabilitätsstufen

Klassierung von Elementen zur Leistungsverzweigung				
1	2	3	4	Variabilitätsstufen Drehmomentverteilung
				Feste Drehzahlverhältnisse
				Feste Drehmomentverhältnisse
Passiv	Differenzregelung	Beschränktes Kennfeld (abhängig von Drehzahlen)	Drehmomente beliebig einstellbar	Regelungsmöglichkeiten

Mit dieser Klassierung können Elemente zur Leistungsverzweigung im Antriebsstrang von mobilen Arbeitsmaschinen bezüglich ihrer Variabilität in der Drehmomentverteilung als auch nach ihrem wirksamen Grundprinzip unabhängig von deren Art der Leistungsübertragung, gruppiert werden.

Um die Identifikation des Grundverhaltens von Systemen mit verschiedenen Arten der Leistungsübertragung zu erleichtern, erscheint es sinnvoll, eine neutrale und einheitliche Beschreibung der Systeme, unabhängig von der in der Domäne der Leistungsübertragung üblichen Darstellungsweise zu wählen. So können mechanische Systeme mit neutralen Symbolen wie in SUE [65] beschrieben werden. Im Bereich der mobilen Maschinen haben sich die getriebeschematische Darstellungen nach RENIUS [66] etabliert. Diese Form der Systembeschreibung erlaubt die übersichtliche Darstellung der Antriebsstrang-elemente auch wenn mehrere Arten der Leistungsübertragung dort präsent sind.

Für eine erleichterte Analyse und Synthese des Betriebsverhaltens von Umlaufgetrieben und anderen komplexen mechanischen Getrieben eignet sich die symbolische Darstellung nach WOLF [67]. Die von FÖRSTER [64] vorgenommene Modifikation erlaubt es ebenfalls, elektrische und hydraulische Leistungspfade in dieser Darstellungsform zu berücksichtigen. Die Systematik der Wolf-Darstellung wurde fortlaufend weiterentwickelt, zuletzt z.B. in REICK [68] zur Integration von elektrischen Variatoren. Damit ist diese Darstellungsform ebenfalls für den Einsatz zur Analyse von Antriebssystemen auf dem Feld der mobilen Maschinen geeignet.

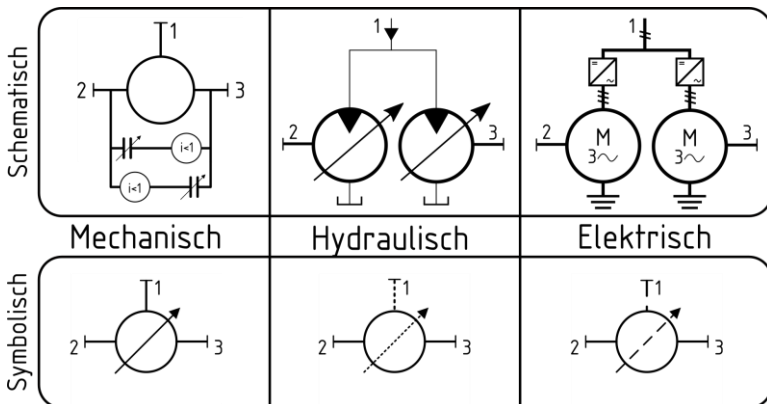


Abbildung 37: Gegenüberstellung der verschiedenen Darstellungsvarianten von Antriebselementen am Beispiel von Variatoren, gemäß Wolf, Reick und Renius

Der Vorteil in der Wolf-Symbolik zur Identifikation des Grundverhaltens der Leistungsverzweigung ist in Abbildung 37 ersichtlich: die zu analysierenden Strukturen können von der getriebeschematischen Darstellung in die symbolische Darstellung übertragen werden. Zwar ist jedes Symbol in einer anderen Domäne, die Systeme mit identischem Verhalten können allerdings eindeutig mit demselben Symbol identifiziert werden. Das Prinzip der Leistungsverzweigung zu den Abtrieben und das daraus folgende Verhalten für den Antriebsstrang sind dann identisch.

Somit ist es möglich, alle in mobilen Maschinen vorkommenden Antriebselemente zur Leistungsverzweigung im Antriebsstrang nach einer Überführung in der Klassierung von Tabelle 3 zu verorten. Trotz der verschiedenen Domänen die bei mobilen Maschinen zum Einsatz kommen, erlaubt die Symbolik, dass entsprechende Grundprinzip zu identifizieren und eine Aussage über die Variabilität zu treffen.

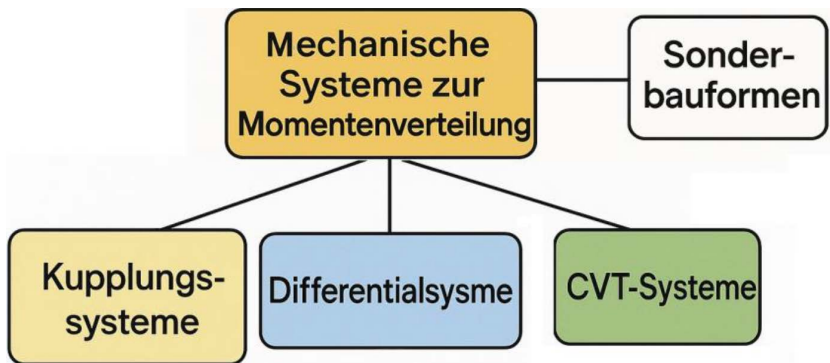


Abbildung 38: Systematik von Verzweigungselementen nach Bauweise und Funktionsmerkmalen

Sollen die konstruktiven Aspekte verglichen werden, gibt es die Möglichkeit, die Verzweigungselemente bezüglich ihrer Bauweise und Funktionsmerkmale zu klassieren. Beispiele finden sich in [39; 16; 41; 65; 49] und in Abbildung 38. Da aus dieser Klassierung der Antriebselemente nicht direkt auf deren Drehmomentvariabilität geschlossen werden kann, soll der bisher vorgestellten Klassierung zur Einteilung der Antriebselemente (vgl. Tabelle 3) der Vorzug gegeben werden.

5.3.2 Klassierung von ganzen Allradantriebsystemen

Um den Einfluss der verwendeten Elemente auf die Fahreigenschaften der ganzen Maschine zu beschreiben und einzuordnen würde sich eine dreidimensionale Einteilung anbieten, vgl. Abbildung 39. Jede Achse entspricht dabei dem Maß an Variabilität in der Drehmomentverteilung für die Längsverteilung und die Querverteilungen der Vorder- sowie Hinterachse. Dies wird von GREGER [45] ebenfalls vorgeschlagen.

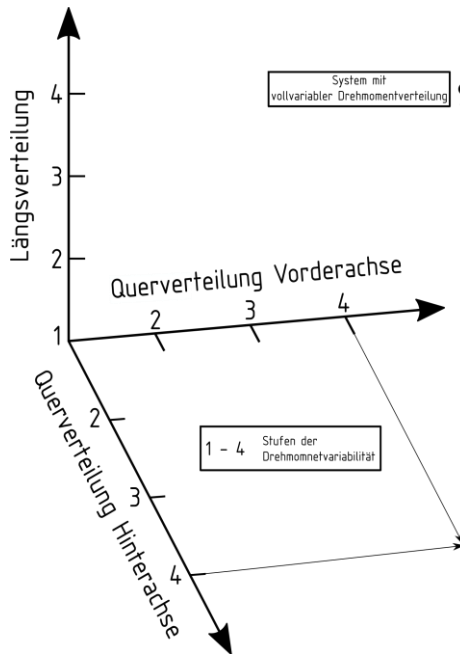



Abbildung 39: Einteilungsmöglichkeiten für ganze Antriebssysteme und deren Drehmomentvariabilität in Stufen, nach Stockmar, für ein zweiachsiges Fahrzeug, angelehnt an Greger [45]

GREGER reduziert diese Einteilung um eine Dimension mit der Begründung, dass die von ihm betrachteten Fahrzeuge jeweils nur an der Hinterachse mit variabler Drehmomentverteilung ausgestattet sind.[45]

In dieser Arbeit erfolgt auch eine zweidimensionale Gliederung der Antriebssysteme. Unter der Annahme eines Grundaufbaus mit gleichem Funktionsumfang des Antriebsstrangs an Vorder- und Hinterachse bei mobilen Maschinen ist diese Vereinfachung gerechtfertigt. Die Querverteilung kann dann für die Vorder- und Hinterachse zusammengefasst betrachtet werden. Neben der Querverteilung muss nur noch das Maß der Variabilität in der Längsverteilung zur Einteilung in die Klassierung betrachtet werden. Daher wird zur Einteilung der Antriebssysteme der Maschinen die Klassierung wie in Tabelle 4 benutzt.

Tabelle 4: Einteilung verschiedener Antriebssysteme für mobile Maschinen nach deren Variabilität in der Drehmomentverteilung. Definition der Stufen nach STOCKMAR.

		Variabilität in der Längsverteilung			
		1	2	3	4
Variabilität in der Querverteilung	1				Woopen [40] Pichlmayer [27] Brenninger [39] Grad [38] ZF [41]
	2	Duziński [31]			Fendt [42]
	3	Woopen [40]			
	4				Vollvariabler Antriebsstrang


 Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik
 1 – 4
Stufen der Drehmomentvariabilität

In den erarbeiteten Klassierungen (Tabelle 3 und Tabelle 4) wurden die verfügbaren Verzweigungselemente und Gesamtantriebsstrangkonzeppte aus dem

Stand der Technik und Forschung gruppiert, siehe Abschnitt 3.4.3. Es fällt auf, dass in der Kategorie der Antriebstränge mit vollvariabler Drehmomentverteilung (Gruppe 4|4 vgl. Tabelle 4) keine Lösungen bestehen. Daher sollte aus den Systemen mit veränderlicher Drehmomentverteilung ein passendes System gemäß Abschnitt 5.2 ausgewählt und weiter untersucht werden.

6 Hydrostatisch mechanischer Torquesplitter für schwere Antriebe

Um für eine mobile Arbeitsmaschine einen Antriebsstrang mit voller Variabilität in der Längs- wie Querverteilung zu realisieren, jeweils mit Stufe 4 in Tabelle 4, müssen die verwendeten Verzweigungselemente im Antriebsstrang selbst vollvariabel sein, vgl. Tabelle 3. Die in Frage kommenden Systeme für ein vollvariables Leistungsverzweigungselement wurden im Kapitel 5.2 vorgestellt.

Im Bereich der mobilen Maschinen wurde bisher lediglich ein passiver Torquesplitter (Stufe 2) von DUZINSKI [31] untersucht und ist kommerziell verfügbar [58]. Im Forschungsprojekt „Line-Traction 3“ wurde das Prinzip des Torquesplitters aufgegriffen und weiterentwickelt, um damit einen maschinen-tauglichen vollvariablen Torquesplitter darzustellen ENGELMANN [69; 70]. Umgesetzte Konzepte mit Überlagerungsdifferenzialen waren zum Zeitpunkt des Projektes nicht bekannt. MEIBNER [16] empfiehlt für die Entwicklung geeigneter vollvariabler Leistungsverzweigungselemente folgende Leitfragen:

- In welchen Grenzen lässt sich mit diesem System das Fahrverhalten beeinflussen?
- Für welche Drehzahlen muss das System ausgelegt werden?
- Welche mechanischen Belastungen treten auf?
- Welche Auswirkungen hat eine eventuelle Fehlfunktion des Systems?
- Wo sollte das System im Fahrzeug platziert werden?
- Kann der Traktionswirkungsgrad verbessert werden?

Mit diesen Leitfragen und den projektspezifischen Anforderungen kann die Auswahl eines Torquesplitters (vgl. Kapitel 5.2.3) gegenüber dem Überlagerungsdifferenzial (vgl. Kapitel 5.2.2) für die Verwendung in den mobilen Arbeitsmaschinen begründet werden. Die Beeinflussbarkeit muss für Stufe 4 per Definition der eines vollvariablen Systems entsprechen, vgl. Tabelle 3.

Der Torquesplitter erlaubt lediglich die freie Verteilung des Motordrehmoments an die Räder, mit ihm lässt sich kein im Schubbetrieb auftretendes Schleppmoment umverteilen. Dieser Nachteil des Drehmomentverteilers kann bei den geringen Fahrgeschwindigkeiten mobiler Arbeitsmaschinen vernachlässigt werden, da davon ausgegangen wird, dass die Optimierung der Querbesehleunigung lediglich der Verbesserung des subjektiven Fahrerempfindens dient. Jedoch erlaubt der Torquesplitter im Vergleich zum Überlagerungsdifferenzial durchgehende Beeinflussbarkeit der Radmomente und unterliegt keiner kinematischen Einschränkung in der Kurvenfahrt, vgl. Abschnitt 5.2.2. [38]

Der notwendige Drehzahlbereich des Antriebsstrangs ist in Folge der geringen Fahrgeschwindigkeiten wesentlich niedriger als es für Systeme im PKW-Bereich der Fall ist. Beide Systeme benötigen die Überwachung durch geeignete Sensoren oder modellgestützte Ansätze über eine ECU, hier ergibt sich für keines der beiden Systeme ein besonderer Vorteil.

Bei der Platzierung im Fahrzeug hat der Torquesplitter gegenüber dem Überlagerungsdifferenzial einen Vorteil, da der Bauraum im Achszentrum bei der Verwendung des radnahen Torquesplitters nicht zunimmt. Diese Torquesplittereinheiten lassen sich im Felgenradius des Rades arrangieren, vgl. Abschnitt 6.2. Bei Überlagerungsdifferenzialen muss das Differenzialgehäuse erweitert werden, der Bauraum nimmt also im Achszentrum zu. Damit wird die Bodenfreiheit wesentlich stärker als bei Torquesplitttern eingeschränkt. Die Bodenfreiheit wird nach Richtlinie 92/53/EWG zwischen den Radaufstandspunkten und dem Gehäuse des Differenzials gemessen. Eine Einschränkung der Bodenfreiheit ist bei geländegängigen Maschinen nicht erwünscht.

Antriebsstränge mit einer freien Variabilität der Radrehmomente auf allen angetriebenen Achsen können den Traktionswirkungsgrad wesentlich verbessern [27], wie im Abschnitt 5.2.2 und 5.2.3 erläutert. Die Untersuchungen von MEIBNER [16] zeigen, dass die Verlustleistung des Torquesplitters höher ausfallen kann, die entstandene Verlustarbeit jedoch tiefer. Dieses Verhalten kann auch auf eine maschinentaugliche Variante übertragen werden. Die Vorteile des Torquesplitters gegenüber dem Überlagerungsdifferenzial fasst Tabelle 5 vereinfacht zusammen.

Tabelle 5: Vergleich des Torquesplitters und Überlagerungsdifferenzials für den Einsatz in Antriebssträngen mobiler Maschinen, mit allgemeinen und projektspezifischen Kriterien

Kriterium	Überlagerungs- differential	Torquesplitter		+ = Vorteilhaft 0 = kein Vorteil
Erforderlicher Bauraum	0	+	Allgemein	
Bodenfreiheit	0	+		
Traktionsverbesserung	0	+		
Minimale Kurvenradien	0	+		
Verlustleistung	+	0		
Thermische Belastung	0	0		
Robustheit bei Ausfall	+	0	Konstruktiv	
Retrofit an Bestandsmaschinen	0	+		
Integration Stellglieder	0	+		
Verschleiß	0	0		

Der in ENGELMANN [70] vorgestellte Torquesplitter wird im Folgenden weiterverfolgt um die Vorteile eines solchen Systems im Maschineneinsatz zu beleuchten. Die entsprechenden Adaptionen für den Einsatz in mobilen Maschinen werden in Abschnitt 6.2 vorgestellt.

6.1 Schaltelemente für einen maschinentauglichen Torquesplitter

Torquesplitter, wie in Abschnitt 5.2.3 beschrieben, sind neben der dort vorgestellten Ausführung für leichte Antriebe mit einem radseitigen Planetengetriebe ausgestattet. Eine häufig zu findende Variante ist die von SUE [65] vorgeschlagene Konfiguration. Dort wurde die Konfiguration der Wellen am Planetengetriebe für Antrieb, Abtrieb und Schaltelemente so gewählt, dass ein möglichst geringes Haltemoment des Schaltelements notwendig ist, wenn die Welle des Sonnenrads festgesetzt wird. Diese Möglichkeit, die in SUE [65] vorgestellt wird, ermöglicht eine kompaktere Bauweise der Lamellenkupplung mit geringer Verlustleistung. Diese mechanische Ausführung des Torquesplitters ist die häufigste verwendete Variante im Bereich der Antriebe für leichte Straßenfahrzeuge [38; 71]. Seltener, und hauptsächlich als Studie, kommen auch elektrische Einheiten als Schaltelemente zum Einsatz [45]. Der Einsatz von hydraulischen Schaltelementen im PKW-Bereich wird häufig vermieden. Dies lässt sich mit der Systemkomplexität und den damit verbundenen Kosten erklären. Die meisten Fahrzeuge sind nicht mit einer leistungsfähigen hydraulischen Versorgung ausgestattet.

Im Vergleich zu den leichten Kraftfahrzeugantrieben müssen die Antriebe von schweren mobilen Arbeitsmaschinen sehr hohe Drehmomente am Rad erzeugen. Damit stellt der Antrieb in seiner Funktion nicht nur die Bewegung der schweren Maschine sicher, sondern auch die Möglichkeit, hohe Zugkräfte zu realisieren, wie in Abbildung 7 dargestellt. Daher finden in Maschinen, welche hohe Zugkräfte darstellen müssen, häufig Radkopfgetriebe Verwendung. Die zusätzlichen Planetengetriebe in der Achse erlauben hohe Drehmomente an den Rädern bei kleinen Durchmessern des Tellerrades im jeweiligen Winkelgetriebe, damit wird eine zu große Einschränkung der Bodenfreiheit verhindert [53]. Für schwere Abtriebe empfiehlt sich mit den Schaltelementen die übliche

Festsetzung des Hohlrads beizubehalten, damit die drehmomenterhöhende Wirkung weiter erhalten bleibt, siehe in Abbildung 41. Dementsprechend müssen Schaltelemente verwendet werden, die bedeutend höhere Dreh- und Haltemomente der schweren Antriebe abstützen können. Allerdings müssen die Schaltelemente auch einen kompakten Bauraum besitzen, um auch in Radnähe verbaut werden zu können und die Bodenfreiheit nicht einzuschränken.

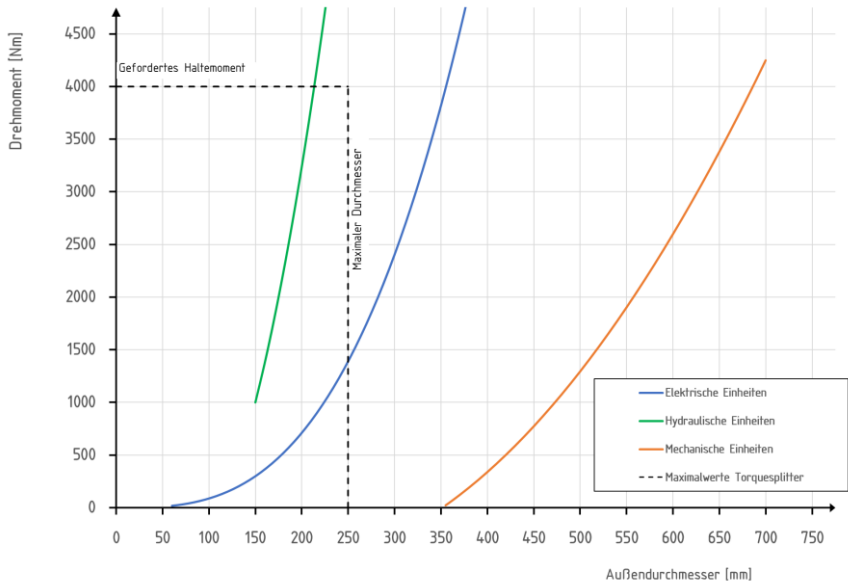


Abbildung 40: Vergleich des möglichen Haltedrehmoments über dem Nenndurchmesser für verschiedene Arten von Schaltelementen, mit den Maximalwerten des Außendurchmessers in schwarz und des gewünschten Haltemoments in rot für den Torquesplitter

In Abbildung 40 sind die Abhängigkeiten für das Nenndrehmoment über dem Nennaußendurchmesser für am Markt verfügbaren elektrischen, hydraulischen und mechanischen Schaltelemente zusammen mit den Maximalwerten für den vorgesehenen Torquesplitter eingezeichnet. Als Schaltelement kommen demnach hydrostatische Einheiten in Frage. Die Verwendung eines hydraulischen Schaltelements für radnahe Torquesplitter wird von WOOPEN [42] bestätigt.

Die Maximalwerte sind aus dem Line-Traction 3 Projekt übernommen. Um eine axial schmale Bauform zu realisieren, wurde eine innenbeaufschlagte Radialkolbeneinheit verwendet [69]. Diese Einheit wurde in dem vorgegebenen Bauraum des Planetengetriebes des Radkopfgetriebes integriert und als Demonstrator gefertigt [70], wie in Abbildung 41 dargestellt.

6.2 Aufbau und Funktion des Torquesplitters

Die Umsetzung einer Torquesplittertopologie in Form eines schweren maschinentauglichen Antriebssystems ist in Abbildung 41 dargestellt. Der Aufbau der angetriebenen Achse besteht aus einem starren Winkelgetriebe zur Längsverteilung, zusammen mit einem jeweils radseitigen Planetengetriebe. Diese Anordnung der Elemente entspricht der häufig vorzufindenden Antriebsstrangtopologie der Gruppe von mobilen Maschinen mit der Aufgabe, hohen Zugkräften zu realisieren wie in Abbildung 7 dargestellt .

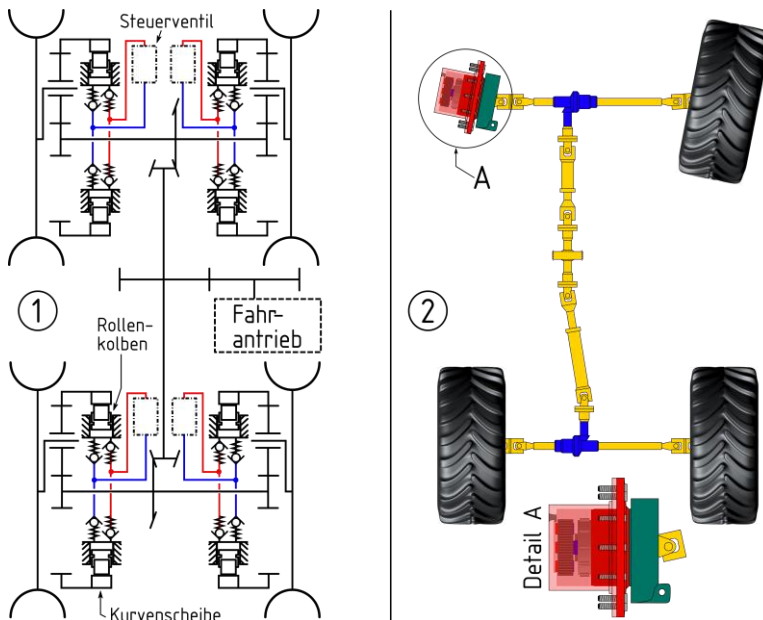


Abbildung 41: 1) Referenzmodell für einen vollvariablen maschinentauglichen Allradantrieb [72]
2) Bauraumstudie zur Integration des Torquesplitters in den jeweiligen Radkopf [70]

Im verwendeten Demonstrator ist das Sonnenrad mit dem Antrieb und der Steg mit dem Abtrieb (Rad) verbunden. Das Hohlrads ist mit einer hydrostatischen Radialkolbeneinheit verbunden und wird von dieser gestützt, vgl. Abbildung 42. Ist das Steuerventil, siehe Abbildung 41, nicht angesteuert, z.B. für eine Geradeausfahrt, bleibt das Steuerventil geschlossen. Es findet kein Umlauf des Hydrauliköls in der Einheit statt. Die Bewegung der Kolben und damit des Hohlrades ist gesperrt. Von Antrieb zu Abtrieb herrscht eine feste Übersetzung. Am Planetengetriebe herrschen die in Abbildung 42 dargestellte a) Kräftesituation und b) Geschwindigkeitsverteilung. Die Betätigung des Steuerventils erlaubt dem Kolben Öl zu fördern, eine Verdrehung des Hohlrades in Drehrichtung der Last wird ermöglicht. In Abbildung 42 c) ist die Situation dargestellt bei der das betätigte Ventil einen maximalen Volumenstrom zulässt, dies ist der Fall wenn der Abtrieb (Steg) stillsteht.[69]

Damit stellt Abbildung 42 b) und c) die beiden Endpunkte des möglichen Drehzahlbandes am Abtrieb für eine konstante Eingangs-drehzahl dar. Ist jedes angetriebene Rad mit einem Torquesplitter ausgestattet, können die notwendigen Differenzdrehzahlen zwischen den Rädern eingestellt werden, um ein Abrollen der Räder ohne Zwangsschulpf in jeder Fahrsituation zu ermöglichen. In einer Kurvenfahrt wird das Rad auf dem äußersten Radius ohne Eingriff angetrieben, an den Rädern auf den inneren Radien wird die jeweilige Torquesplittereinheit angesteuert, um die notwendigen Drehzahlen zu reduzieren [70].

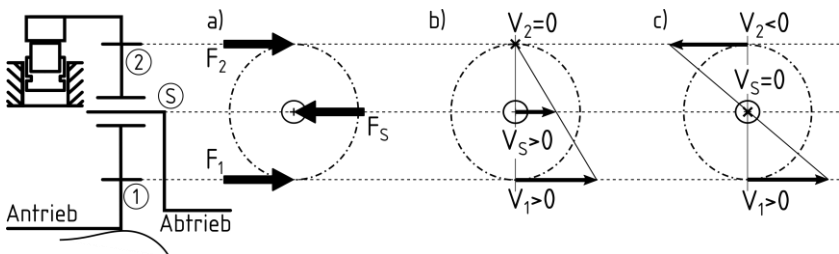


Abbildung 42: a) Kräfte- und b),c)Drehzahlplan des Planetengetriebes des Torquesplitters

Durch die Fähigkeit der hydrostatischen Einheit in Druck oder Volumenstrom geregelt zu werden, ist es möglich, auch das Übertragungsverhalten des Planetengetriebes zu regeln. Es können die Grundlagen aus Abschnitt 5.1.2 angewandt werden, um das Verhalten des Planetengetriebes zu bestimmen. Durch eine Druckregelung ist es möglich, die resultierende Kraft und damit das wirk-same Drehmoment, das vom Antrieb zum Abtrieb des Planetengetriebe über-tragen wird, zu beeinflussen [70], siehe dazu auch Gleichung. 21-25. Daher kann der hydraulische Torquesplitter regelungstechnisch wie sein rein mecha-nisches Pendant behandelt werden. Es können bestehende Betriebsstrategien für den Gesamtantrieb auch für hydraulische Torquesplitter übernommen wer-den. Durch den Einsatz einer Volumenstromregelung lässt sich die Drehzahl des Hohlrades unabhängig von der Last regeln. Bei konstanter Antriebsdreh-zahl kann mit dieser Regelungsart innerhalb den beiden Grenzggeschwindigkei-ten, wie sie in Abbildung 42 b) und c) dargestellt sind, eine beliebige Abtriebs-drehzahl eingestellt werden [70].

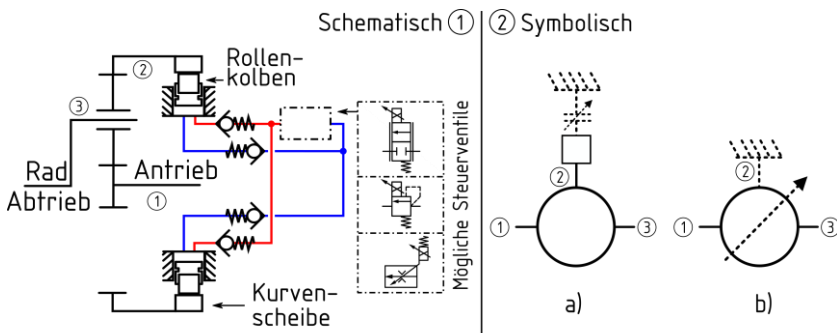


Abbildung 43: 1) Schematische Darstellung des hydrostatischen Torquesplitters
2a) Symbolische Darstellung; 2b) Empfehlung als vereinfachtes Zeichen

In Abbildung 43 ist die schematische Darstellung des Torquesplitters gegeben mit den möglichen generischen Typen von Ventilen, die zum Einsatz kommen können, um die beschriebene Druck- oder Volumenregelung des hydraulischen

schen Teils zu bewerkstelligen. Durch den Einsatz von Sensorik und eines Proportionalventils kann auch eine elektrische Steuerung zum Einsatz kommen, die Umsetzung der Steuerung wird in Kapitel 7.1.1 „Steuerung“ vertieft. In Abbildung 43 ist ebenfalls die symbolische Darstellung, mit 2a) in ausführlicher Variante ersichtlich. Der eingeführte hydraulische Gehäuseanschluss steht für das Verhalten der Leistungsübertragung des hydraulischen Teils. Mit 2b) wird eine vereinfachte Darstellung empfohlen, um den Torquesplitter in die erweiterte Wolf-Darstellung für Variatoren nach z.B. REICK [68] aufzunehmen.

Die Wirkweise zur Beeinflussung der Leistungsverteilung zwischen einem Antrieb und Abtrieb entspricht für den dargestellten Torquesplitter, dem von GRAD [40], WOOPEN [42] und HIMMELSBACH [43] beschriebenen. Bei diesen Autoren findet die Beeinflussung des Leistungsflusses zwischen den Achsen statt. Dies bedeutet, dass die Leistungsverteilung lediglich zwischen den angetriebenen Achsen frei eingestellt werden kann, was einer freien Längsverteilung in Tabelle 4 der Gruppe 4|1 entspricht. Mit Torquesplittern ausgerüstete Achsen wie in Abbildung 41 vorgestellt, sind den Überlagerungslenkgetrieben für Gleiskettenfahrzeuge ähnlich [69]. Durch zwei getrennte, separat steuerbare Kreisläufe für jede hydrostatische Einheit zur Überlagerung am jeweiligen Getriebe kann eine beliebige Querverteilung zwischen linkem und rechtem Abtrieb bzw. Rad eingestellt werden, vgl. Abbildung 41. Dies entspricht einer freien Querverteilung der Gruppe 1|4 in Tabelle 4. Durch die Verwendung eines Torquesplitters für jedes der angetriebenen Räder kann die Leistungsverteilung des Fahrantriebes an jedes der Räder individuell beeinflusst werden. Dies entspricht einer vollvariablen Längs- und Querverteilung, vgl. Kapitel 3.4. Damit stimmt ein vollausgestatteter Antriebsstrang mit Gruppe 4|4 gemäß Tabelle 4 theoretisch überein.

Das vorgeschlagene Torquesplitter-Antriebssystem wird im Folgenden validiert um mögliche Verbesserungspotenziale in der Fahraufgabe aufzuzeigen.

7 Verifikation und Validierung des Torquesplitter Demonstrators

Das entwickelte Torquesplitter System für mobile Maschinen muss verifiziert und in Hinblick auf die aufgestellten Forschungsfragen validiert werden. Dies erfolgt mit Tests zu den entsprechenden Kriterien: Traktion, Fahrdynamik, Sicherheit, Funktionsumfang. Ein Test besteht dabei aus Testfällen/Manövern abgeleitet aus realen Anwendungsfällen, die in einer entsprechend definierten Test-/Entwicklungsumgebung stattfinden, damit eine Testinterpretation erfolgen kann [73]. Als Testumgebung wurde ein XiL-Ansatz gewählt, die Validierung des Torquesplitter Systems erfolgt modellbasiert auf dem Prüfstand bzw. im realen/virtuellen Versuch.

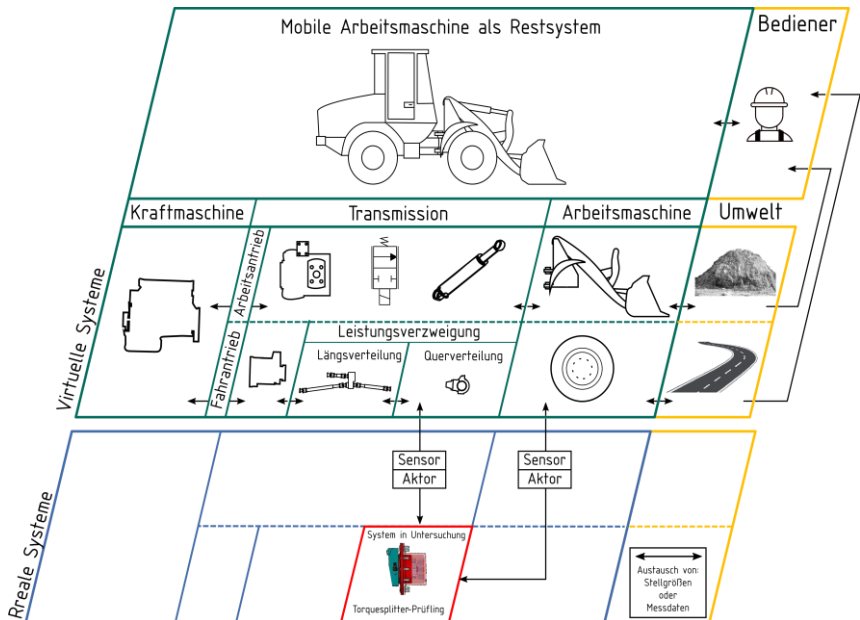













Abbildung 44: Modellstruktur zur Durchführung der modellbasierten Validierung

Die Übertragung des modellbasierten XiL-Ansatzes von SCHYR [74] auf mobile Maschinen wurde aufgegriffen [75] und abschließend im Hinblick auf die korrekte Darstellung der Systemstruktur, nach Abbildung 4 und den gegebenen Wechselwirkungen aus Abbildung 8 in mobilen Arbeitsmaschinen durch die Modellstruktur angepasst [76]. Die verwendete Modellstruktur der entstandenen MOBIL (Mobile Arbeitsmaschine-in-the-Loop) Entwicklungsumgebung ist in Abbildung 44 dargestellt. Der Demonstrator als „System in Untersuchung“ liegt im Original [77] als physischer Demonstrator auf einem Prüfstand vor. Das Restsystem der jeweiligen Maschine wird über virtuelle Modelle abgebildet. Die detaillierte technische Beschreibung des Demonstrators ist in ENGELMANN [69; 70] zu finden.

Tabelle 6: Darstellung der möglichen Fahrzeug-/Maschinenmodelle und Auswahl der repräsentativen Maschinentypen

Onroad-Fahrzeuge			Mobile Maschinen		
					
$\leq 3,5 \text{ t}$	$> 3,5 \text{ t}$	$> 3,5 \text{ t}$	$\geq 3,5 \text{ t}$	$\geq 3,5 \text{ t}$	Betriebsgewicht 
$d1 = d2$	$d1 = d2$	$d1 = d2$	$d1 = d2$	$d1 \neq d2$	Raddurchmesser 
2 Achsen		> 2 Achsen	≥ 2 Achsen	2 Achsen	Achsen 
Achsschenkel		Achsschenkel	Knick	Achsschenkel	Lenkung 
Fahrtrieb	Fahr- und Arbeitsantrieb	Fahr- und Arbeitsantrieb	Fahr- und Arbeitsantrieb	Fahr- und Arbeitsantrieb	Antriebsstrang 
Bewegung	Bewegung	Bewegung	Bewegung & Zugkräfte	Bewegung & Zugkräfte	Fahraufgabe 

Aus den zur Verfügung stehenden Modellen für mobile Maschinen wurden zwei Referenzen gewählt: ein knickgelenkter Radlader sowie ein Traktormodell. Diese beiden gewählten Maschinenarten bewegen sich im Gelände und ihre Fahraufgabe erfordert nicht nur die Bewegung der Maschine sondern auch die Darstellung von Zugkräften, vgl. Abbildung 7. Die Auswahl ermöglicht des Weiteren die These von GREGER [45] zu betätigen, dass eine Verbesserung der Fahrleistung und Sicherheit durch variable Radmomente unabhängig von

Gewichten, Abmessungen und Geometrie eines Fahrzeugs ist, vgl. Abschnitt 4. Diese beiden Punkte sind in Tabelle 6 dargestellt. Die Maschinenmodelle selbst sind nach gängigen Definitionen für Radlader [78] und Traktor [47] definiert. Die Arbeitsfunktionen wurden vereinfacht als Kennfeldmodelle hinterlegt. Das Systemverhalten der entstandenen Maschinenmodelle wurde anhand von Literatur, vorhandenen Felddaten und mit Messungen an den am Institut verfügbaren Maschinen validiert.

Zur vollständigen Definition eines Testfalls wurde ein Manöverkatalog zu den Punkten: Traktion und Fahrdynamik, Sicherheit und Bedienerentlastung sowie Systembelastung und Effizienz erstellt, vgl. Abschnitt 4. So kann mit dem modellbasierten Ansatz die Verifikation und Validierung des Demonstrators anhand repräsentativer Manöver erfolgen.

7.1 Prüfstanderprobung

Um die Funktion des Torquesplitters zu verifizieren wurde der Demonstrator auf einem Komponentenprüffeld des Instituts aufgebaut und erprobt. In Abbildung 45 ist der Aufbau zur Verifizierung dargestellt. Zwei elektrische Maschinen stellen dabei das Drehmoment und Drehzahl am Antrieb bzw. Abtrieb des Demonstrators dar. Der Prüfling ist mit einem separaten Steuergerät ausgerüstet.

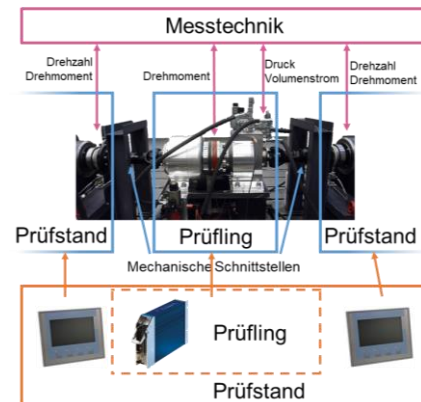


Abbildung 45: Aufbau des Prüfstands zur Untersuchung des Torquesplitters aus [76]

In diesem Aufbau konnte das Systemverhalten für verschiedene Steuerungsarten (vgl. Abschnitt 7.1.1) erprobt werden. Die mechanischen Messgrößen, am An- bzw. Abtrieb, werden durch Drehzahl- und Drehmomentmessung der Prüfstandsmaschinen ermittelt. Für die hydraulischen Größen wurde Messtechnik in den hydraulischen Teil integriert, wie in Abbildung 46 dargestellt. Drehmoment und Drehzahl des Hohlrades wurden mit einem Drehmomentmessflansch zwischen dem hydraulischen Schaltelement und dem Hohlrad gemessen.

Der Prüfaufbau erlaubt die Identifikation des Systemverhaltens des Prüflings und die Modellkalibration eines digitalen Zwillings. Dieser digitale Zwilling ermöglichte die Integration der restlichen nicht vorhandenen Torquesplitter der restlichen Räder in das modellierte Restsystem. So kann mit Hilfe des modellgestützten Ansatzes und mit einem physischen Demonstrator eine Validierung an der Gesamtmaschine am Prüfstand erfolgen.

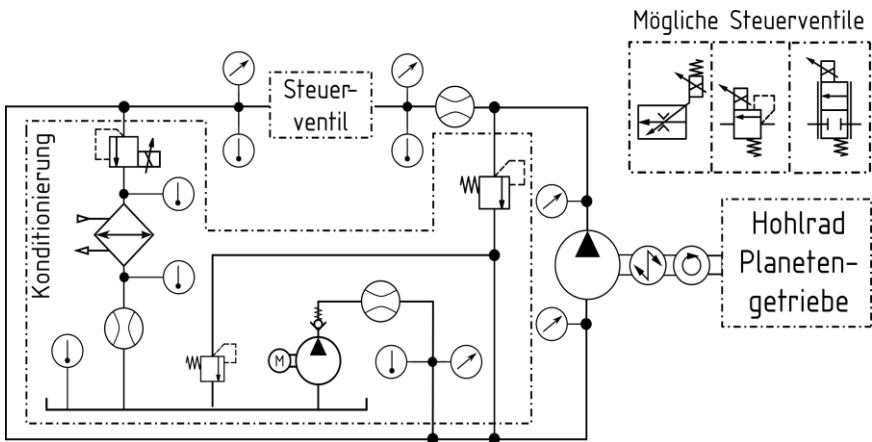


Abbildung 46: Hydraulisches System des Torquesplitter-Prüflings am Prüfstand

Die Verifikation wurde mit der Volumenstromregelung begonnen. In Abschnitt 7.1.1 werden die Steuerungsmöglichkeiten im Detail verglichen. Wei-

ter wurden Beharrungstemperaturen, Sprungantworten und einfache Rampenmanöver gefahren. Bei Sprungantworten mit dem Stromregelventil wurde nach Überschreiten des Mindeststromes des Ventils eine mittlere Ansprechzeit von $t_s = 400$ ms erreicht. Die Sprungantwort ist in Abbildung 47 dargestellt, Befehl zur Bestromung des Ventils erfolgte bei 538 s. Das Steuerventil wird elektrisch gespeist, die Drehzahl am Abtrieb sinkt ab.[70]

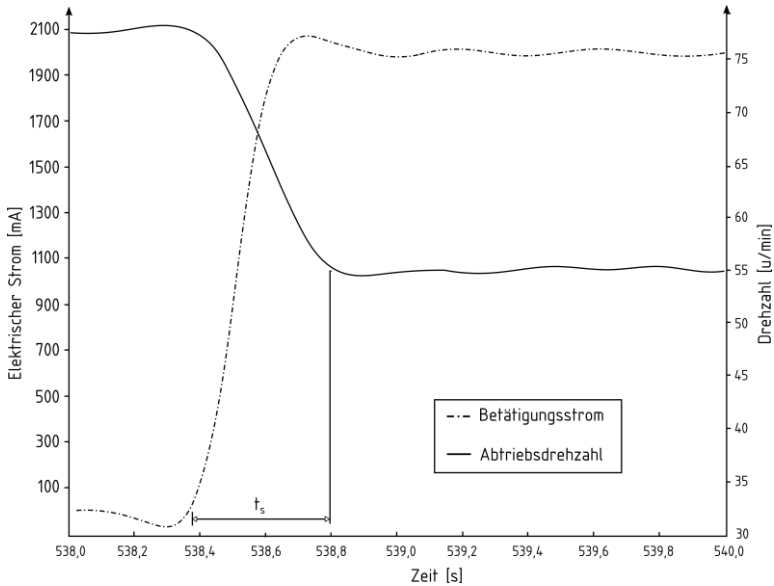


Abbildung 47: Sprungantwort des Demonstrator volumenstromgeregelt mit $t_s = 400$ ms [70]

Eine über das Steuergerät druckgeregelte Variante konnte mit Proportionalventil und Dateninput der Drucksensoren dargestellt werden. Dadurch wird das übertragbare Drehmoment eingestellt werden. Anschließend wurden die Versuchsreihen mit verschiedenen Betriebspunkten durchgeführt, um das stellbare Drehmoment zu identifizieren. Mit diesen Reihen konnte das Diagramm des Torquesplitter als Verzweigungselement überprüft werden, vgl. Abbildung 33. Erwartungsgemäß konnte ein Verhalten als vollvariables Element identifiziert werden, Kennlinie d in Abbildung 33. Das Verhalten des Torquesplitters ist in

Abbildung 48 dargestellt. Damit konnte die Verifikationsphase abgeschlossen werden.

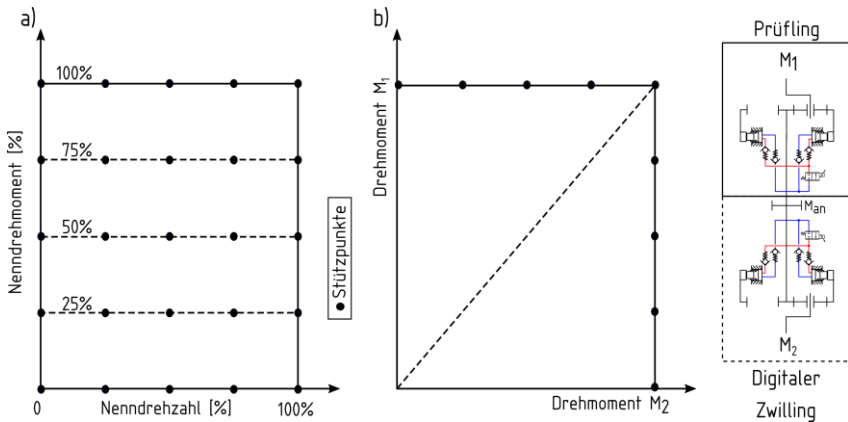


Abbildung 48. a) Gemessenes Drehmoment über Drehzahl des Torquesplitters
b) Einstellbare mögliche Drehmomente, des Torquesplitters als Verzweigungselement

7.1.1 Steuerung

Wie in Kapitel 6.2 vorgestellt bestimmt die Steuerung des hydraulischen Teils des Torquesplitters maßgebend das Verhalten der Leistungsübertragung [70]. Diese Steuerung wurde ebenfalls untersucht und konnte die Annahmen aus Kapitel 6.2 bestätigen. Die festgestellten Auswirkungen der möglichen Regelungsarten werden im Folgenden vorgestellt.

Volumenstromsteuerung der hydraulischen Einheit

Durch den Aufbau des Systems bewirkt die Regelung des hydraulischen Kreislaufs ein drehzahlgesteuertes Verhalten des Torquesplitters. Dazu können Volumenstrom-Regelventile zum Einsatz kommen, wie in Abbildung 46 dargestellt. Die Bauart von Stromregelventilen erlaubt bei schwankendem Drehmomentverhältnis-

sen und damit schwankenden Druckverhältnissen einen vorgegebenen Volumenstrom und somit die Drehzahl am Hohlrad konstant zu halten. Damit können bei konstanter Eingangsrehzahl beliebige Abtriebsdrehzahlen eingestellt werden, vergleiche dazu Abbildung 42. Mit diesem Betriebsverhalten geht die charakteristische Eigenschaft der Torquesplitter verloren, das Antriebsmoment beliebig auf die Abtriebe zu verteilen. Durch die Drehzahlregelung ergibt sich ein ähnliches Verhalten wie bei den Überlagerungslenkgetrieben, jedoch sind im Vergleich dazu die Abtriebsdrehzahlen bei einer Konfiguration dieser Einheiten wie in Abbildung 48 dargestellt beliebig einstellbar. Mit der Regelung der Drehzahl ergibt sich jedoch eine hohe Sensitivität gegenüber Schlupf. Die Drehzahlen müssen passend zum Fahrzustand berechnet und gestellt werden. Schon geringe Abweichungen in der Drehzahl können zu hohen Schlupfwerten führen. Damit ergibt sich ein ähnliches schwieriges Systemverhalten für diese Regelungsart, wie es auch von PICHLMAIER [27] identifiziert wurde. Aus diesem Grund wurde diese Art der Regelung als Hauptbetriebsart nicht weiterverfolgt.

Drucksteuerung der hydraulischen Einheit

Wird statt des Volumenstrom-Regelventils ein Druckregelventil verwendet, können die Druck- und damit Kräfteverhältnisse am Hohlrad geregelt werden, vergleiche ebenfalls Abbildung 42. Damit bekommt der Torquesplitter sein der mechanischen Kupplung ähnliches Drehmomentübertragungsverhalten. Durch die Regelung des Druckregelventils kann das an die Räder übertragbare Drehmoment beeinflusst werden. Die Raddrehzahlen und infolgedessen der Schlupf stellen sich so dem Fahrzustand folgend ein. Durch diese Art der Regelung lassen sich kritische Schlupf-Situationen vermeiden. Dank des Systemverhaltens, dass einer mechanischen Kupplung ähnlich ist, können die Regelungsalgorithmen und Größenschätzer, wie sie in leichten Fahrzeugantrieben mit im Einsatz sind, verwendet werden.

Regelung mittels elektrischem Steuergerät

Da für den Einsatz eines Torquesplitters ein Steuergerät verwendet werden muss, um die notwendigen Ausgleichsdrehzahlen der Räder zu berechnen, kann auf die zuvor erwähnten Regelventile verzichtet werden, siehe Abbildung 46. Die Kombination von Sensoren im System und das Steuergerät erlauben die Darstellung beider Regelungsarten mit einfachen Proportionalventilen. Durch die Messung des Drucks im Hochdruckteil des Demonstrators wird die Regelung des Drucks und

damit auch des übertragbaren Drehmoments ermöglicht. Raddrehzahlen können zusätzlich benutzt werden, um die Schlupfwerte zu überwachen. Die Verwendung des Torquesplitter als mechatronisches System bietet durch eine elektrische Regelung, wenn nötig, die theoretische Möglichkeit, die Regelungsarten im Betrieb zu wechseln. Damit entsprechen die Regelungsmöglichkeiten dieses Konzepts der von PICHLMAYER [27] vorgeschlagenen Beschreibung einer technischen optimalen Lösung. Diese Lösung wurde daher weiterverfolgt.

7.2 Torquesplitter als vollvariabler Antriebsstrang

Für die weiterführende Erprobung wurde der Torquesplitter als vollvariables Antriebssystem in der Gesamtmaschine validiert. Die Validierung erfolgt mit dem vorgestellten modellbasierten Ansatz und den beiden in Tabelle 6 vorgestellten Referenzmaschinen.

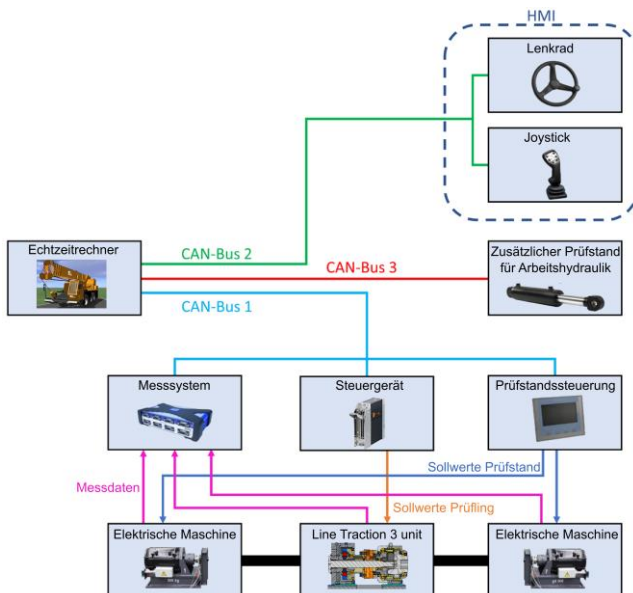


Abbildung 49: Signalfluss des Demonstrators am Prüfstand zur modellbasierten Erprobung aus [79]

Für die Validierung wurde die Prüfstandstruktur um einen Echtzeitrechner und um eine geeignete echtzeitfähige Kommunikationsstruktur erweitert, der Aufbau und Signalfloss ist in Abbildung 49 dargestellt.

Die in Abbildung 44 dargestellte Modellstruktur wurde so auf dem Prüfstand realisiert, die Interaktion des Demonstrators mit dem Restsystem wurde über die Messtechnik den entsprechenden virtuellen Modellen zugeführt. Die berechnete Reaktion des Restsystems wird über die Prüfstandseinheiten und das physikalische Steuergerät des Demonstrators zurückgeführt. In ENGELMANN [76] wird der Aufbau der Modellstrukturen und die Umsetzung am Prüfstand weiter vertieft.

An verschiedenen Testfällen zu Traktion, Fahrdynamik, Fahrsicherheit und Bedienerentlastung in Manöverform sollen die sich stellenden Fragen zu den Vorteilen eines vollvariablen Antriebsstrangs für mobile Maschinen geklärt werden. In den jeweiligen Testfällen wird die Maschine mit Torquesplitter mit dem, sofern vorhanden, jeweils bestgeeigneten, konventionellen System verglichen und bewertet.

7.2.1 Zugkraftoptimierung bei Untergründen mit niedrigem Reibwert

Das Fahrmanöver ist wie folgt definiert: Der knickgelenkte Radlader fährt auf einer geraden, ebenen Fahrbahn entlang. Nach einem ersten Abschnitt mit hohen und homogenen Reibwert folgt diesem nach 10 m ein weiterer Abschnitt, dessen Reibwert auf der linken Fahrbahnhälfte sinkt umgehend auf nahe Null ab, vgl. Abbildung 50. Es herrscht eine μ -Split Situation. Das Fahrermodell versucht die Fahrgeschwindigkeit und den Kurs in der Fahrbahnmitte beizubehalten. Die linke Spur des Radladers überfährt den Streckenteil mit dem niedrigen und die rechte Spur den Streckenteil mit dem hohen Reibwert. Es werden die Zugkräfte, der Schlupf der jeweiligen Spur und der Lenkwinkel beobachtet. Der Antriebsstrang soll dabei die Zugkraft situationsgerecht maximieren und den Schlupf bedarfsgerecht anpassen. Ein Gleiten des Rades ist zu vermeiden. Es werden je ein Radlader mit konventionellem vollgesperren Antrieb sowie

mit vollvariablen Torquesplitterantrieb in Abbildung 51, Abbildung 52 und Abbildung 53 verglichen. Der Testfall ist in Tabelle 7 zusammengefasst.

Tabelle 7: Manöver zur Untersuchung des Potenzials zur Zugkraftoptimierung

Vorgegebene Größe:		
Reibwert	-	<i>Konstant</i>
Geschwindigkeit	<i>km/h</i>	<i>Konstant</i>
Lenkwinkel	°	<i>Variabel</i>
Beobachtete Größe:		
Zugkräfte	kN	beobachtet
Schlupf	%	beobachtet

Im Versuch führt das Fahrermodell eine Lenkbewegung aus, um den Kurs zu halten, wenn der Radlader auf den Streifen mit niedrigem Reibwert auffährt, vergleiche grüne Kurve in Abbildung 51.

Das Lenken führt zu Schwankungen der Radgeschwindigkeiten relativ zum Radlader, diese beeinflussen den Schlupf und führen ebenfalls zu Schwingungen beim Einfahren, vgl. Abbildung 53. Nach 50 m Fahrstrecke ist der Radlader vollständig auf den μ -Split-Streifen aufgefahren und der Fahrzustand ist stabilisiert. Beide zu vergleichende Maschinen können den Kurs absolvieren. Die Seite mit hohem Reibwert erlaubt, den Zugkraftbedarf weiter zu bedienen. Das entstehende Giermoment aus den unsymmetrischen Zugkräften, vgl. Abbildung 23, wird für die Spurhaltung ebenfalls kompensiert. Die dazu notwendigen Seitenkräfte entstehen, indem der Radlader geknickt fährt, vgl. Abbildung 51. Beide Fahrzeuge sind in der Lage, deren Fahrtrichtung, die Zugkräfte und die Fahrt aufrecht zu erhalten.

Die Variante des Radladers mit offenen Differenzialen oder gesperrter Längsverteilung wurde nicht weiter untersucht. Wie in Kapitel 5.1.2 erläutert, wurde der Verlust des gesamten Traktionspotenzials bei Ausfall eines Rades bzw. einer Seite reproduziert. Nach dem vollständigen Auffahren auf den μ -Split und einer kurzen Ausrollphase kam der Radlader bei beiden Antriebsvarianten zum Stillstand.



Abbildung 50: μ -Split Teststrecke für den Vergleich des konventionellen und vollvariablen Radladers

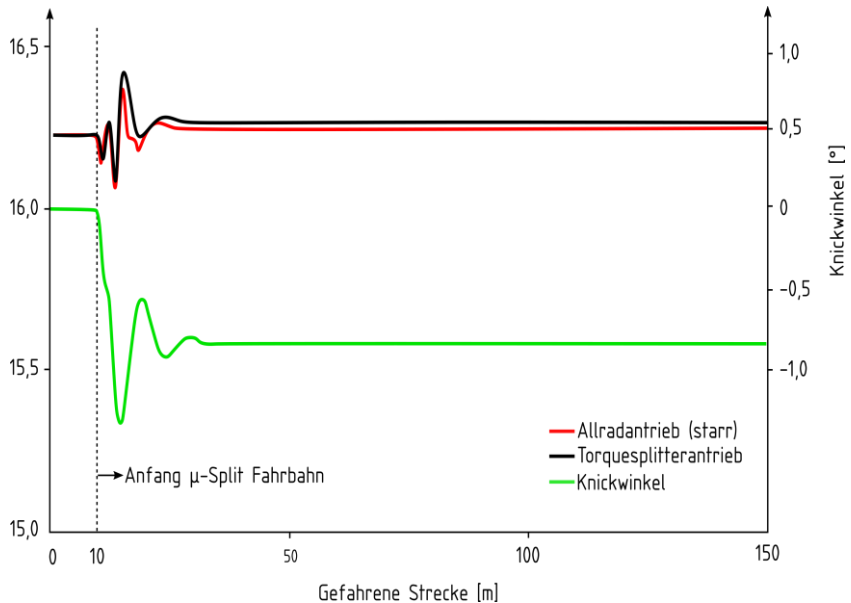


Abbildung 51: Kräfte auf einer μ -Split Teststrecke für den Radlader mit verschiedenen Antrieben, aus [79]

Die Situation bezüglich Schlupf ist in den Abbildung 52 und Abbildung 53 dargestellt. Der Radlader mit konventionellem gesperrten Allradantrieb hält alle Räder auf gleicher Drehzahl, infolge der gleichbleibenden Fahrgeschwindigkeit auch auf gleichem Schlupf. Die Räder der linken Spur beginnen zu gleiten, was durch die hohen Schwingungen beim Auffahren auf dem Reibwertstreifen deutlich wird.

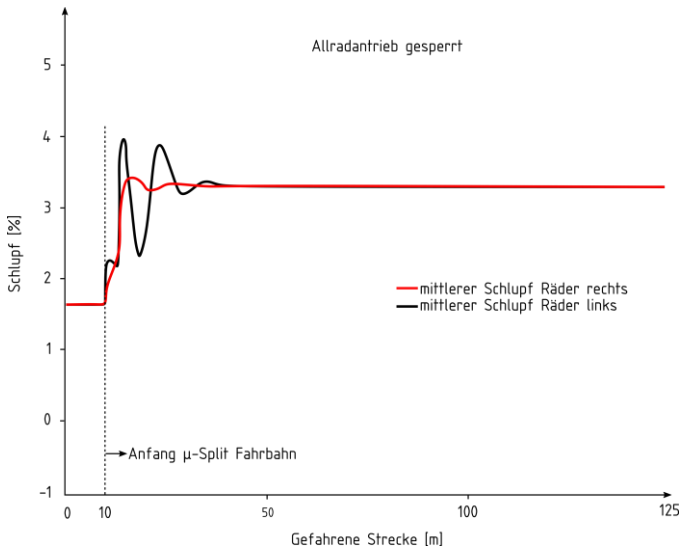


Abbildung 52: Schlupfwerte des Radladers mit gesperrtem Allradantrieb [79]

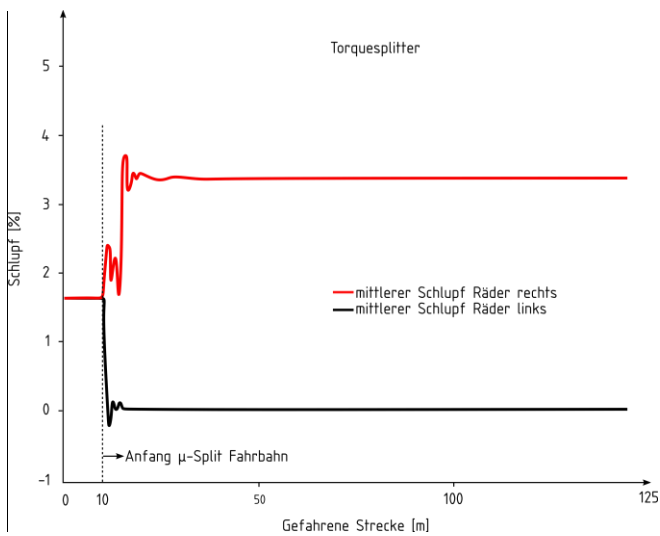


Abbildung 53: Schlupfwerte des Radladers mit Torquesplitterantrieb [79]

Die Regelung des Radladers mit Torquesplitter erlaubt die Reduzierung des Drehmoments auf der linken Seite durch die Betätigung der jeweiligen Torquesplitter und so die Reduzierung des Schlupfs. Der Schlupf für das linke Rad fällt nun tiefer aus und das Gleiten des Rades kann bis zum Zustand des kräftefreien Abrollens reduziert werden, vgl. Abbildung 53 .

7.2.2 Minimierung des Schlupfs bei enger Kurvenfahrt

Um eine Linkskurve zu fahren, lenken sowohl ein konventioneller als auch ein vollvariabler Radlader während dieses Manövers bis zu einem Knickwinkel von 40° ein. Der Testfall ist in Tabelle 8 zusammengefasst.

Tabelle 8: Untersuchung des Potenzials zur Zwangsschlupfdeuzierung

Vorgegebene Größe:		
Reibwert	-	<i>Konstant</i>
Geschwindigkeit	<i>kmh</i>	<i>6 km/h</i>
Lenkwinkel	$^\circ$	<i>Variabel</i>
Beobachtete Größe:		
Schlupf	%	beobachtet

Der Radlader wird mit konstanter Schrittgeschwindigkeit vom Fahrermodell bewegt. Die Fahrstrecke ist eben, der Reibwert ist hoch und für beide Spuren gleich. Der konventionelle vollgesperrte Antrieb bietet keine Möglichkeit, unterschiedliche Raddrehzahlen zuzulassen, die kurveninneren Räder rollen zu schnell, die kurvenäußeren Räder zu langsam auf ihrer Kurvenbahn ab. Hoher Zwangsschlupf an den Rädern entsteht und birgt die Gefahr für Antriebsverspannungen und Reifenverschleiß, diese Situation ist in Abbildung 54 dargestellt. Der vollvariable Radlader kann durch Eingriffe an den einzelnen Rädern zu hohen Schlupf vermeiden, vgl. Abschnitt 5.1.1.

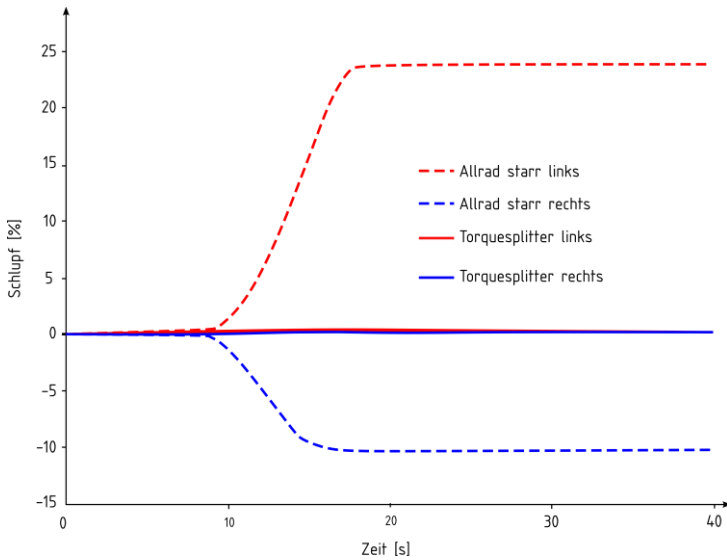


Abbildung 54: Schlupfwerte der verschiedenen Antriebe bei enger Krümmfahrt des Radladers [79]

Abbildung 55 zeigt den Vergleich zwischen dem konventionellen Radlader mit offenem Differenzial und dem vollvariablen Radlader. Der konventionelle Radlader verhält sich gemäß der in der Abbildung 32 dargestellten Abhängigkeit der Zugkräfte vom traktionspotentialschwächsten Rad.

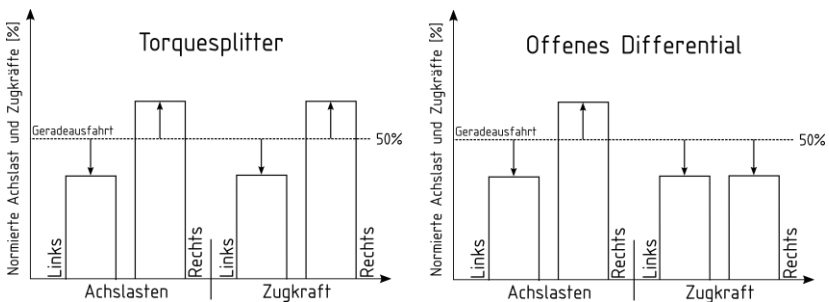


Abbildung 55: Summenachslasten und Zugkräfte pro Fahrzeugseite in normierter Darstellung

Die im Falle des vollvariablen Radladers verwendete Regelung führt die Zugkräfte entsprechend der Achslastverschiebung bedingt durch die Topologie des Torquesplitters nach. Der Vorteil des mechatronischen Systems stellt die aktive Fahrdynamikregelung des Radladers dar, die Zugkräfte müssen nicht zwangsläufig, wie dargestellt, nachgeführt werden. Je nach Priorisierung lassen sich auch andere Zugkraftsituation darstellen, z. B. eine Differenzial ähnliche Verteilung, um das Eigenlenkverhalten positiv zu beeinflussen.

7.3 Mechatronische Funktionen zur Lenk- und Spurhalteunterstützung

Soll ein Verbesserungspotenzial in den Punkten: Fahrdynamik, Sicherheit und Bedienerentlastung identifiziert werden, ist der Entwurf von Betriebsstrategien notwendig. Einfache Regelungen sind nicht mehr ausreichend, da direkt mit dem Bediener interagiert werden muss, gemäß Abbildung 6.

Es handelt sich beim untersuchten Torquesplitterantrieb um ein mechatronisches System. Es können durch Einbezug anderer Systeme der Maschine vorteilhafte Regel-/Betriebsstrategien abgeleitet werden, die den Bediener entlasten und die Sicherheit erhöhen können.

7.3.1 Unterstützung der Spurführung

Die zuvor vorgestellte radindividuelle Zugkraftregelung kann um ein Gierwinkel basiertes Fahrstabilitätsprogramm ergänzt werden. Dazu wird als übergeordnete Regelung die Abweichung der Soll- und Ist-Gierate des Modells überwacht. Eine entsprechende Regelung der Radmomente erzeugt ein entsprechendes korrigierendes Giermoment, um die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Rate zu minimieren.

Dazu fährt der Radlader mit maximaler Geschwindigkeit, $40 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. Die Fahrbahn ist eben und hat einen hohen Reibwert. Das Fahrermodell hält die Gaspedalstellung konstant und führt einen maximalen Lenkwinkelsprung durch, z.B. zum Einleiten eines Ausweichmanövers auf Transportfahrt, um eine Spur-

wechsel zu erzwingen. Die Betreibsbremse wird nicht betätigt. Es wird für einen konventionellen Radlader und einen vollvariablen Radlader mit entsprechendem Fahrstabilitätsprogramm zum selben Zeitpunkt jeweils ein Lenkwinkelsprung durchgeführt. Die Abweichungen vom Sollkurs wurden beobachtet und sind in Abbildung 56 für beide Maschinen dargestellt. Die beobachteten und vorgegebenen Größen sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Testfall zur Untersuchung der Verbesserung des Eigenlenkverhaltens

Vorgegebene Größe:		
Gaspedalstellung	%	<i>Konstant</i>
Lenkwinkel	°	<i>Variabel</i>
Beobachtete Größe:		
Differenz-Soll- und Ist-Gierrate	°/s	beobachtet

Der Radlader neigt in beiden Fällen beim Anlenken zum Übersteuern, es entsteht eine positive Differenz zwischen Soll und Ist-Gierrate. Voll eingelenkt ändert er seine übersteuernde Tendenz in eine untersteuernde und erzeugt eine negative Differenz. Durch Anpassung der Drehmomentverteilung kann der vollvariable Radlader die übersteuernde sowie untersteuernde Tendenz reduzieren.

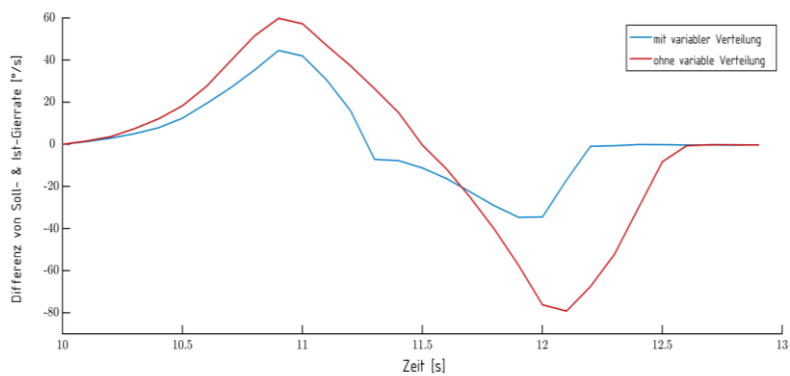


Abbildung 56: Abweichung der Soll- und Ist-Gierrate bei Lenkwinkelsprung-Manöver [79]

Beim Anlenken wirkt der auflaufende Hinterwagen dominant auf das übersteuernde Verhalten ein, daher fällt die Reduktion beim Anlenken wesentlich kleiner aus. Im Falle der anfänglichen positiven Gierratendifferenz konnte diese von durchschnittlich $60 \frac{^\circ}{s}$ auf $40 \frac{^\circ}{s}$ reduziert werden, bei den negativen Differenzen von durchschnittlich $80 \frac{^\circ}{s}$ auf $30 \frac{^\circ}{s}$. Diese Beobachtung der Verringerung der Gierratendifferenz setzt sich auch beim doppelten Spurwechsel fort.

7.3.2 Einflussmöglichkeiten auf den Wendekreis der Maschine

Eine weitere typische Anwendung für Lenkunterstützung für mobilen Maschinen, ist die Minimierung der Wendekreise. In mobilen Maschinen wie Traktoren haben sich seitenindividuelle Bremsen als mögliche Lenkunterstützung etabliert. Bei den meisten Traktoren betätigt der Fahrer selbst die Bremse, indem er einzelne Pedale für jede Seite betätigt. Eine typische Situation ist z.B. bei Traktoren das Fahren am Vorgewende um die nächste Feldgasse zu befahren. Als entsprechendes Bewertungsmaß kann hier der Wendekreis herangezogen und ermittelt werden. Das Manöver selbst wird nach ISO 789 [80] durchgeführt. In Verbindung mit einer Assistenzfunktion für variable Radmomente wird die Möglichkeit untersucht, den Wendekreis lediglich durch den Einsatz einer variablen Drehmomentverteilung ohne Bremsengriff zu verringern. Verglichen wurde ein konventioneller Standardtraktor mit einem vollvariablen Traktor. Die Durchführung der Wendekreis-Ermittlung ist in Abbildung 57 dargestellt. Die entsprechenden Größen des Fahrversuchs sind in Tabelle 10 zusammengefasst.

Tabelle 10: Manöver zur Untersuchung der Optimierungspotentiale des Wendekreises

Vorgegebene Größe:		
Gaspedalstellung	%	<i>Konstant</i>
Lenkwinkel	°	<i>Variabel</i>
Beobachtete Größe:		
Wenderadius	m	beobachtet

Die rote Trajektorie entspricht dabei der Lenkung des Traktors nur mit den Raddrehzahlen. Die blaue Trajektorie entspricht der konventionellen Achsschenkellenkung. Die grüne Trajektorie entspricht der maximalen Lenkunterstützung durch die Überlagerung der beiden Prinzipien. Das so ausgestattete Traktormodell kann den Wendekreis um bis zu 26 % reduzieren. Die dargestellte Reduktion des Wendekreises entspricht für vergleichbare Radstände den Ergebnissen anderer Arbeiten, wie z.B. WOOPEN [42].

Die Raddrehzahlenlenkung kann durch das elektrische Steuergerät im beliebigen Maße zur Achsschenkellenkung überlagert werden. So können beliebige Kurvenradien zwischen den blauen und grünen Trajektorien eingestellt werden. Damit kann in Kombination mit einer Position-/Felderkennung (z.B. mit GPS) und Selbstfahrssystemen die Radien auf den tatsächlichen Gassenabstand einstellen [81], um zu hohen Schlupf zu vermeiden.

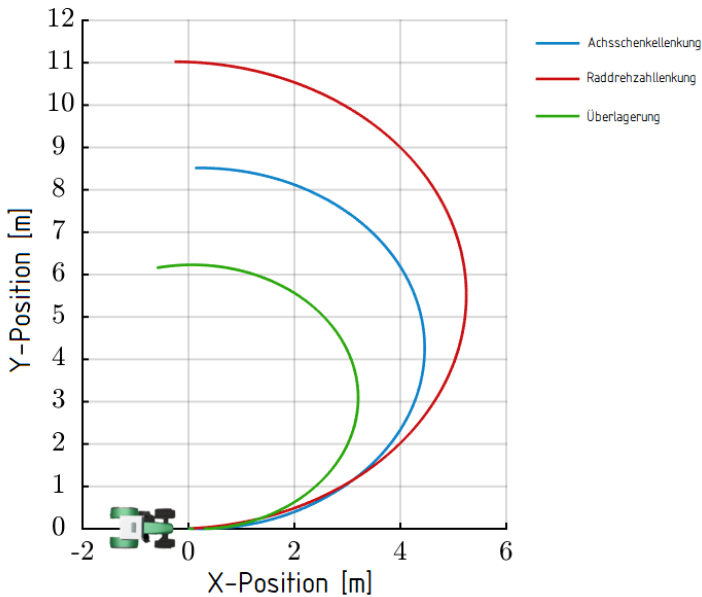


Abbildung 57: Vergleich Achsschenkellenkung mit Raddrehzahlenlenkung sowie mit der Überlagerung beider Prinzipien. [79]

7.3.3 Spurhalteassistent durch den Antriebstrang

Für mobile Maschinen ist die Spurführung ein wichtiger Bestandteil der Fahraufgabe. Unebenes und abschüssiges Gelände, wie es bei z.B. Feldarbeiten üblich ist, erschweren jedoch die Spurführung. Die Unebenheiten erzeugen durch Radlastschwankungen [26] und die Hanglage durch die wirkende Hangabtriebskraft Bedingungen, die ungewollte Giermomente verursachen und zu einer Spurabweichung führen. Ein ähnlicher Störeffekt kann auch bei Transportfahrten auf der Straße durch Seitenwinde auftreten.

Der Maschinenbediener muss vermehrt Lenkbewegungen ausführen, um die gewünschte Fahrspur beizubehalten. Der Bediener ist also im höheren Maße mit kompensatorischen Maßnahmen in der Fahraufgabe beschäftigt, vgl. Abbildung 5. Je mehr kompensatorische Arbeiten durch den Bediener durchgeführt werden, umso weniger können partizipatorische Aufgaben der Fahraufgabe übernommen werden [82]. Es liegt nahe, dass bei der Durchführung der zusätzlichen Kompensationsmaßnahmen, die Ressourcen des Bedieners von der begleitenden Arbeitsaufgabe in der Kompensation gebunden werden, vgl. Abbildung 3. Die Arbeitsbelastung des Bedieners steigt und das Potenzial für Fehler im Arbeitsprozess der Maschine nimmt zu [82], der Arbeitsaufgabe wird vom Bediener weniger Aufmerksamkeit zugeteilt. Verschiedenste, am Markt verfügbare Spurführungssysteme für Maschinen können den Bediener in dieser Situation entlastet [83].

Ein solches Führungssystem entsteht durch die Vernetzung von mechatronischen Systemen, wie es der verwendete Torquesplitterantrieb in Kombination mit einer Positionsbestimmung darstellt. Es kann für diese Situation ein Assistenzsystem dargestellt werden, dass für den Bediener eine Unterstützung darstellt, vgl. Abbildung 6. Lässt sich dieses System richtig implementieren, kann der Workload des Bedieners reduziert werden [48], der Fokus kann dann wieder auf dem gesamten Arbeitsprozess ruhen.

Die Validierung dieses Ansatzes für ein Assistenzsystem erfolgte mit dem digitalen Zwilling eines Standardtraktors in Kombination mit einem Pflug als

Arbeitsausrüstung. Als repräsentativer Testfall wurde Pflügen in Hanglage gewählt, der Hang ist mit 30 % Gefälle quer zur Fahrtrichtung geneigt, vgl. Abbildung 58.

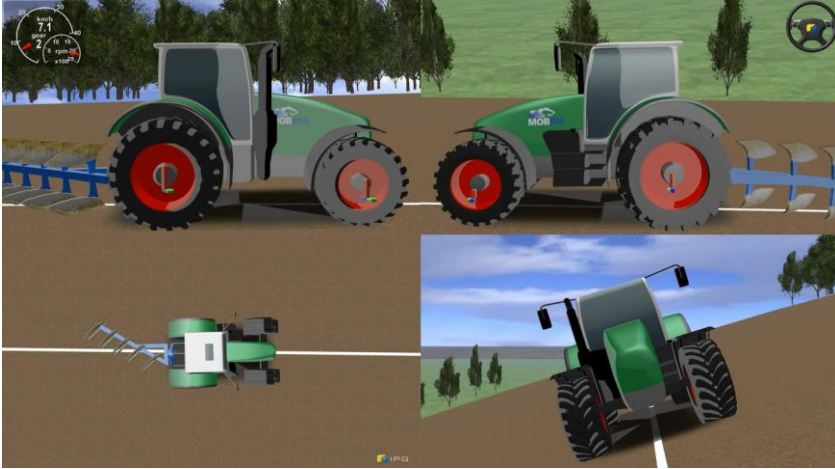


Abbildung 58: Standardtraktor mit 120 kW beim Pflügen in Hanglage mit eingezeichneter Fahrspur, in Vollfarben die Maschine mit variablen Antriebsstrang und in grau baugleicher Standradtraktor.

Die Geschwindigkeitsvorgabe des Fahrermodells ist die Prozessgeschwindigkeit mit $7 \frac{km}{h}$, Lenkeingriffe erfolgen nicht. Ab 33 m zurückgelegter Strecke wird als Beispiel für einen Störeinfluss beim Pflügen eine zusätzliches äußere Gierrate auf den Schwerpunkt aufgeprägt. Beobachtet werden die Summendrehmomente der rechten und linken Spur und die Abweichung vom Soll-Kurs. Betrachtet wird zudem der Lenkaufwand δ_{HK} nach BETZLER [84] den Lenkradwinkel, den der Bediener korrigiert zum eigentlichen Mittelwert, als Integral über die Wegstrecke x_s .

$$\delta_{HK} = \frac{1}{x_s} \int |\delta_H - \delta_{HM}| dx_s \quad (45)$$

Der Lenkaufwand kann als Bewertungsgröße für die Entlastung des Fahrers herangezogen werden. Im Idealfall ist der Lenkaufwand gleich Null, das heißt, der Fahrer gibt nur die gewünschten Lenkbefehle und muss keine Kompensationsbewegungen durchführen. Die beobachteten und vorgegebenen Größen sind in Tabelle 11 zusammengefasst.

Tabelle 11: Kombiniertes Manöver zur Spurhaltung

Vorgegebene Größe:		
Neigungswinkel-Terrain	30°	<i>Konstant</i>
Geschwindigkeit	<i>kmh</i>	<i>Konstant</i>
Lenkwinkel	°	<i>Konstant</i> <i>Variabel</i>
Beobachtete Größe:		
Abweichung von der Fahrspur	m	beobachtet
Lenkwaufwand	°	beobachtet
Gierwinkel	°	beobachtet

Durch das Gefälle wirkt eine konstante Hangabtriebskraft quer zur Fahrtrichtung, der Traktor kommt ohne Eingriff des Bedieners von der gewünschten Fahrspur ab, wie es im Falle des blauen Kurses in Abbildung 59 dargestellt ist. In der Realität ist der Bediener gezwungen korrigierende Maßnahmen zu ergreifen, z.B. Lenkbremse oder Gegenlenken. Der Traktor mit vollvariablen Antriebsstrang, kann die radindividuelle Verteilung des Antriebsmoments so wählen, dass ein ausgleichendes Giermoment zur Korrektur des Fahrkurses erzeugt wird, vgl. Abbildung 23, das Verlassen der Bahn wird durch das entstehende Giermoment effektiv vermieden, vgl. Abbildung 59.

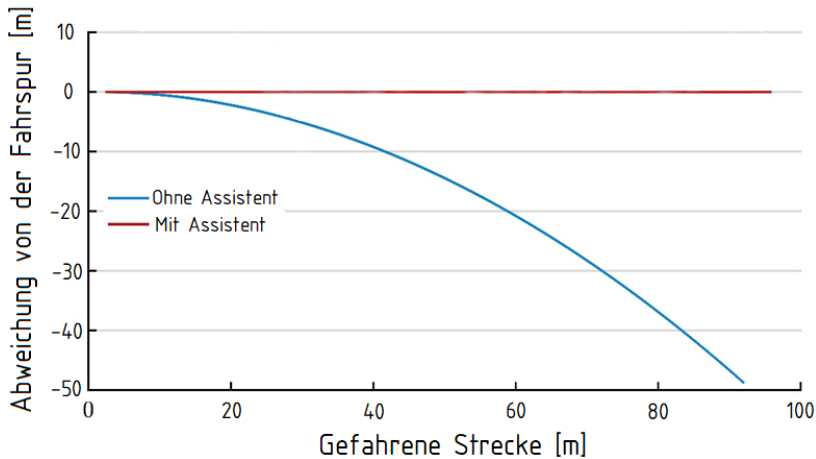


Abbildung 59: Vergleich der Spurabweichung eines mit variablem Allradantrieb (rot) und eines konventionellen Traktors (blau) bei Arbeiten in Hanglage, ohne Eingriffe des Bedieners.

Das Assistenzsystem versucht den festgestellten lateralen Versatz zur Fahrspur über die Verteilung der Antriebskräfte auszugleichen, mit dem Ziel, die Fahrgeschwindigkeit entlang der Fahrspur konstant zu halten. Der Bediener muss in diesem Fall keine Maßnahmen zur Korrektur ergreifen. Erlaubt man dem Fahrer des konventionellen Traktors, die Kursabweichung durch Lenkeingriffe auszugleichen, so kann je nach Hangneigung ein Lenkaufwand von $6\text{-}10^\circ$ bei Geradeausfahrt ermittelt werden.

Bei dem vollvariablen Traktor mit Unterstützung ist der Lenkaufwand des Bedieners gleich Null, da der Traktor die entsprechende Kompensation der Kursabweichung vornimmt, der Bediener gibt lediglich den Wunschkurs vor. Der Gierwinkel der beiden Traktoren über die zurückgelegte Strecke am Hang ist in Abbildung 60 dargestellt.

Nach dem Anfahren stellt der vollvariable Traktor den Gierwinkel ein und hält ihn konstant. Beim konventionellen Traktor nimmt der Gierwinkel ohne Eingreifen des Fahrers weiter zu.

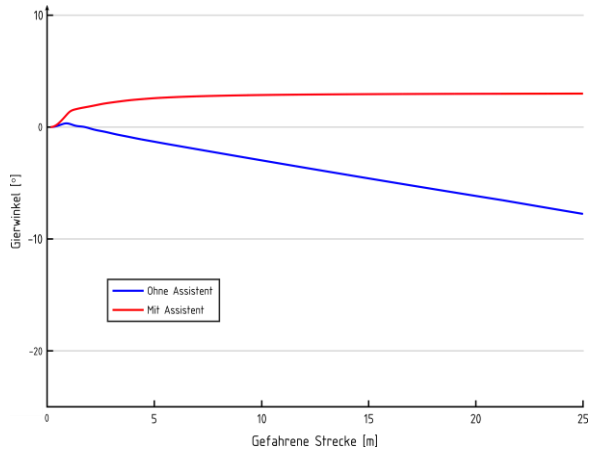


Abbildung 60: Gierwinkel der beiden Traktoren über die Fahrstrecke, variabelm Allradantrieb (rot) und konventioneller Traktors (blau)

Die Radmomente des vollvariablen Traktors bei Geradeausfahrt sind in Abbildung 61 gezeigt.

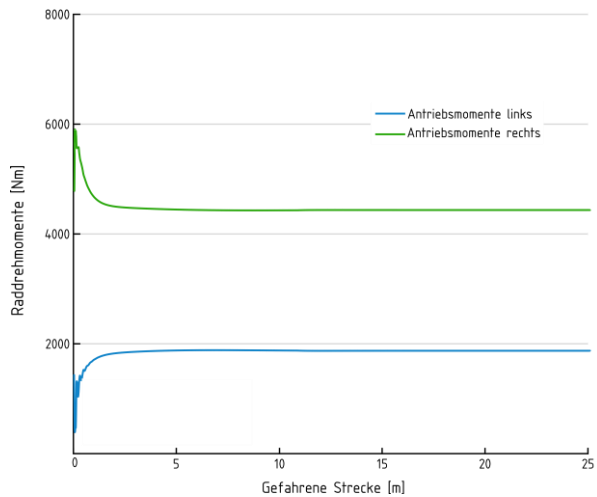


Abbildung 61: Antriebsmomente des vollvariablen Traktors zur Kompensation des Giermoments durch die Hanglage

Es ist zu erkennen, wie dieser zu Beginn des Manövers den entsprechenden Gierwinkel durch eine Drehmomentdifferenz einstellt und nach erfolgreicher Einstellung die Drehmomentdifferenz konstant hält, um auch den Gierwinkel konstant zu halten.

In Abbildung 62 ist der Streckenabschnitt ab 30 m vergrößert dargestellt. Ab 33 m wird als äußere künstliche Störung ein Giermoment auf die Traktor-Pflug-Kombination aufgeprägt. Durch das Zwangsmoment verlässt der Traktor den Soll-Kurs. In dem Moment, in dem die Störung nicht mehr wirkt und somit das äußere Drehmoment verschwindet, kann das Assistenzsystem auf den Spurversatz mit einer Anpassung der Drehmomentverteilung reagieren.

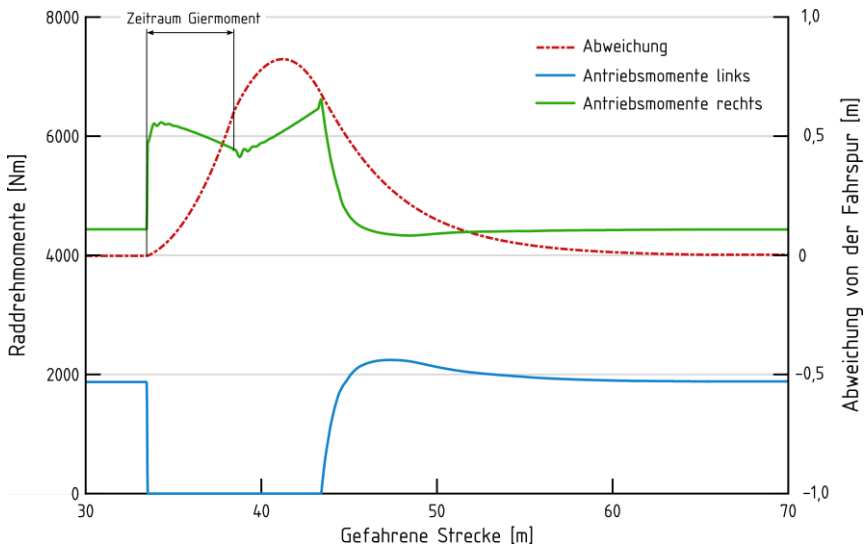


Abbildung 62: Detailansicht der Spurbewegung über die Fahrstrecke und Antriebsmomente für den Traktor mit variablem Allradantrieb

Durch die Regelung der Drehmomentdifferenz und des daraus resultierenden Giermoments wird der Traktor wieder auf den Soll-Kurs gebracht. Mit kleiner werdender Abweichung vom Kurs wird das Differenzmoment wieder verringert. Insgesamt weicht der Traktor von der Fahrgasse bis zu einem Versatz von

maximal 80 cm ab. Bei Rückkehr auf den Soll-Kurs ist die ursprüngliche Drehmomentverteilung wiederhergestellt um wieder der Hangabtriebskraft entgegenzuwirken. Auch in diesem Fall musste der Bediener selbständig keine Lenkkorrekturen vornehmen, damit ist der Lenkaufwand null. Bei einem konventionellen Traktor müssen Maßnahmen über die Lenkung oder Lenkbremse erfolgen, der Lenkaufwand ist damit nicht null.

7.3.4 Bremsassistent im Anhängerbetrieb

Neben dem Übertragen von Antriebskräften wurde auch das Übertragen von Verzögerungskräften untersucht. Eine häufig auftretende Unfallursache von Traktoren und beim Ziehen von Anhängern ist das Einknicken des gesamten Zuges zwischen dem Traktor und dem Anhänger während des Einleitens einer Dauerbremsung unter Verwendung der Motorbremse [85]. Der typische Unfallvorgang ist in Abbildung 63 dargestellt. Die Mehrzahl der konventionellen Traktoren besitzen einen Antriebsstrang mit starrer Längsverteilung, siehe Kapitel 5.1.1. Um Verspannungen im Antriebsstrang während der Transportfahrt auf der Straße zu vermeiden, wird die Längskupplung und damit die Verbindung zur vorderen Achse geöffnet



Abbildung 63: Gewünschte Trajektorie (blau) und Unfalltrajektorie (rot) eines Anhängerzuges im Bremsfall

Wird eine Dauerbremsung über den Antriebsstrang eingeleitet, können gerade bei schnellem Übersetzungswechsel durch stufenlose Fahrgetriebe, hohe Verzögerungsmomente im Antrieb entstehen. Diese Drehmomente werden dann

nur über die Hinterachse abgesetzt, dabei wird die Hinterachse je nach Zusammenstellung des Zuges noch zusätzlich durch die auflaufenden Anhänger entlastet [34] und die übertragbaren Kräfte des Reifens nehmen weiter ab. Die Kombination aus schneller Verzögerung und der Entlastung der Hinterachse führt zum Blockieren eines oder beider Hinterräder. Infolge dessen können keine ausreichenden Seitenkräfte mehr übertragen werden, vgl. Abschnitt 3.3. Der Zug wird instabil, was zu den in Abbildung 63 gezeigten Verhalten führt. Die Möglichkeiten zur Unfallvermeidung durch einen vollvariablen Antriebsstrang mit Schlupfüberwachung sollen als Testfall herangezogen werden. Im Versuch werden die Schlupfwerte aus den Reifenmodellen des Traktormodells in der Regelung verarbeitet. Die Reifenmodelle liefern jeweils den Abstand des aktuellen Radschlupfes zum maximal möglichen noch stabilen Radschlupfwert für den gegebenen Fahrzustand. Die Regelung versucht hier einen vorgegebenen Abstand im stabilen Bereich der Reifenkennlinie einzuhalten. Solche mögliche Schlupfbeobachter wurden in mehreren Arbeiten z.B. [85; 49] praktisch umgesetzt. Der vollvariable Traktor mit Schlupfüberwachung soll im Vergleich zum Standardtraktor im geschilderten Szenario als Testfall untersucht werden.

Die beobachteten und vorgegebenen Größen sind in Tabelle 12 zusammengefasst.

Tabelle 12: Manöver zur Untersuchung des Bremsverhaltens eines Traktor-Anhänger-Zug.

Vorgegebene Größe:		
Aktive Achsen	-	1 oder 2
Geschwindigkeit	km/h	Konstant
Lenkwinkel	°	Variabel
Beobachtete Größe:		
Schlupf	%	Beobachtet
Bremskräfte	kN	Beobachtet
Winkel der Deichsel zum Traktor	°	180° bis 90°

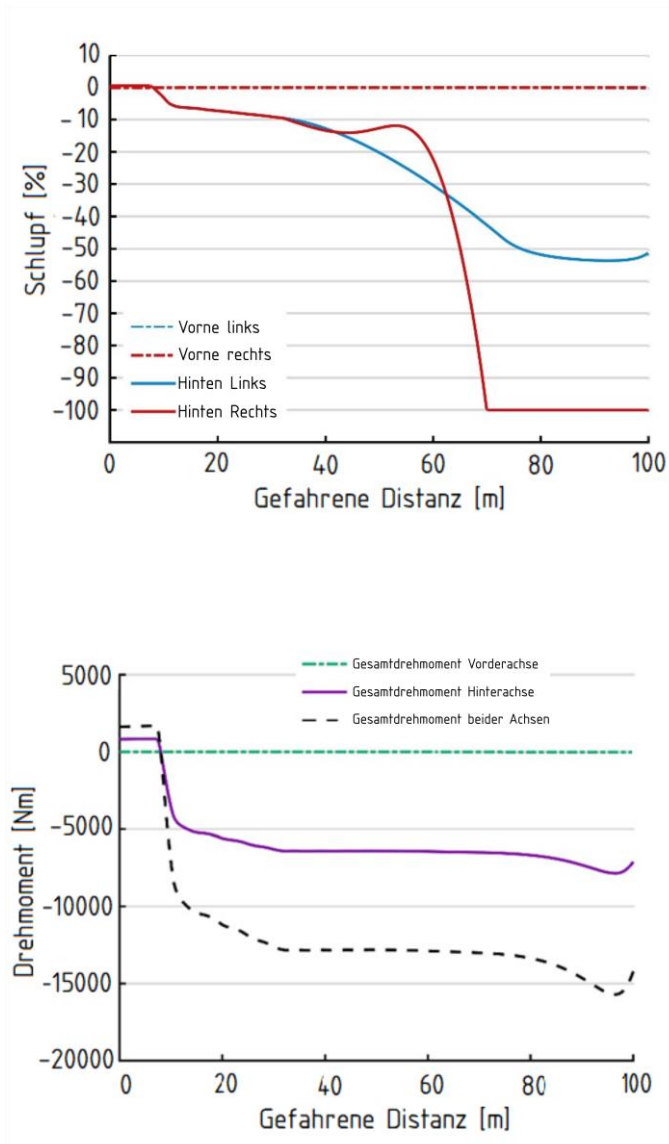


Abbildung 64: Kräfte und Schlupfsituation am Standardtraktor während des Unfallhergangs

Ein Zug bestehend aus einem Drehschemelanhänger und Traktor, fährt auf ebener Fahrbahn mit niedrigem Reibwert und einer Ausgangsgeschwindigkeit von $40 \frac{km}{h}$. Die Dauerbremsung beginnt und das Fahrermodell stellt eine hohe Übersetzung ein, die Betriebsbremse ist nicht betätigt. Die Schlupf- und Drehmomentsituation aus diesen Versuchen sind in Abbildung 64 für den Standardtraktor und in Abbildung 65 für einen Traktor mit vollvariablem Allradantrieb dargestellt.

Der Standardtraktor ist in Abbildung 64 beschrieben, er beginnt bei 10 m mit dem Einleiten der Dauerbremsung. In Folge des schnellen Bremsmomentaufbaus bis zur Distanz von 30 m, zusammen mit der Entlastung durch den auflaufenden Anhänger, führt dies zu einem Anstieg des Schlupfs. Vor der 40 m

Marke nimmt der Anstieg des Schlupfs noch einmal zu, das rechte hintere Rad kann nun nicht mehr die notwendige Seitenkraft aufbringen der Zug beginnt einzuknicken. Ab dieser Distanz von 40 m ist der Unfall unvermeidbar. Die hohen Schlupfwerte und der damit einhergehende Seitenkraftverlust bedingen das weitere Eindrehen des Traktors. Die Bremsung ist nicht mehr kontrollierbar und in Folge des auflaufenden Anhängers verunfallt der ganze Zug. Die beobachtbare Abnahme des Schlupfs wird durch das Eindrehen des Traktors verursacht.

Die Diagramme in Abbildung 65 zeigen den Schlupf und die wirkenden Bremsmomente für den vollvariablen Traktor. Durch den Einbezug der Vorderräder während der Bremsung können die Schlupfwerte an der Hinterachse länger auf niedrigem Niveau gehalten werden. Zudem kann das Gesamtbremsmoment weiter als mit dem Standardantrieb gesteigert werden, die zusätzliche Bremskraft wird durch die Vorderräder übertragen. Die Hinterachse befindet sich nun bei 45 m an der Grenze der übertragbaren Kräfte, die Gesamtbremskraft wird trotzdem weiter erhöht, die Vorderräder übertragen mehr Bremsmoment. Dieses Mal wird das rechte Rad der Hinterachse ab 50 m durch Regelingriffe stabilisiert Die durch den Torquesplitter erreichte Vollvariabilität im Antriebsstrang ermöglicht die Einbeziehung aller Achsen statt lediglich der Hinterachse und das Bremsen erfolgt nicht nur über die Hinterachse. Eine Einzelradmomentregelung begrenzt das Drehmoment am rechten Hinterrad, in

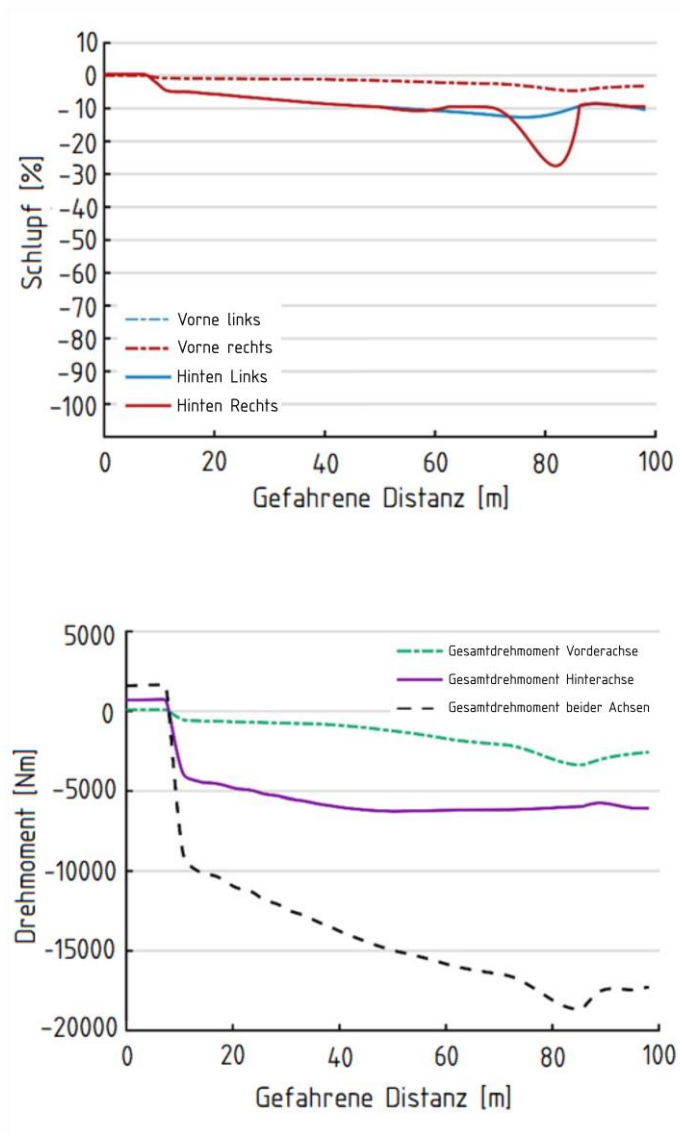


Abbildung 65: Drehmoment- und Schlupfsituation am vollvariablen Traktor im Bremsmanöver

diesem Fall bevor kritische Schlupfwerte erreicht werden, ohne es weiter zu destabilisieren. Die Schlupfwerte fallen deutlich tiefer aus.

Durch die stets ausreichend übertragbaren Seitenkräfte bleibt die Stabilität an der Hinterachse erhalten, der Transportzug behält die gewünschte Trajektorie bei und verunfallt nicht. Sollte zusätzlich die Betriebsbremse hinzugezogen werden, z.B. im Falle einer Gefahrenbremsung, kann durch die Priorisierung der Vorderachse und eine Reduzierung der Bremskraft an der Hinterachse die geforderte Schlupfreserve an der Hinterachse erzeugt werden. Eine Trennung der Vorderachse vom Motor muss nicht mehr erfolgen, während die Betriebsbremse zugeschaltet wird, vgl. [85]. Derselbe Vorgang kann auch bei der Einleitung einer Gefahrenbremsung aus einem noch stabilen Fahrzustand ohne Schlupfreserve heraus angewandt werden. Über die teilweise Trennung des Antriebstrangs vom Motor kann die Betriebsbremse zugeschaltet werden, bis die zusätzliche Bremswirkung des Anhängers die hintere Traktorachse tatsächlich entlastet.

7.4 Erprobung der Einzelradsteuerung an einem Fahrzeugmodell mit Knicklenkung

Abschließend soll in diesem Abschnitt die Integration der Querverführung in den vollvariablen Antriebsstrang untersucht werden. Für schwere Maschinen mit Knicklenkung ist ein energetisches Einsparpotenzial gegeben, der Lenkvorgang in der Maschine wird durch eine überlagerte Bewegung aus Translation und Rotation der beiden Fahrzeugteile zueinander bewerkstelligt. Zu diesem Zweck werden konventionell hydraulische Zylinder verwendet. Insgesamt ergibt sich durch die Knicklenkung ein höherer Energiebedarf, als es für z.B. die Achsschenkelenkung der Fall ist [31]. Ebenfalls steigt bei konventionellen Radladern mit dieser Art der Lenkung die Gefahr für Verspannungen im Antriebsstrang, wie in Abbildung 26 vorgestellt, die wiederum selbst Blindleistung erzeugen. Somit werden die für den Lenkvorgang notwendigen Lenkkräfte weiter erhöht [55]. Traktionsoptimierende Maßnahmen, wie der Einsatz von passiven Torquesplittern oder manuellen Quersperren, erhöhen den Lenkenergiebedarf weiter, dargestellt als „No-Spin“ in Abbildung 66.

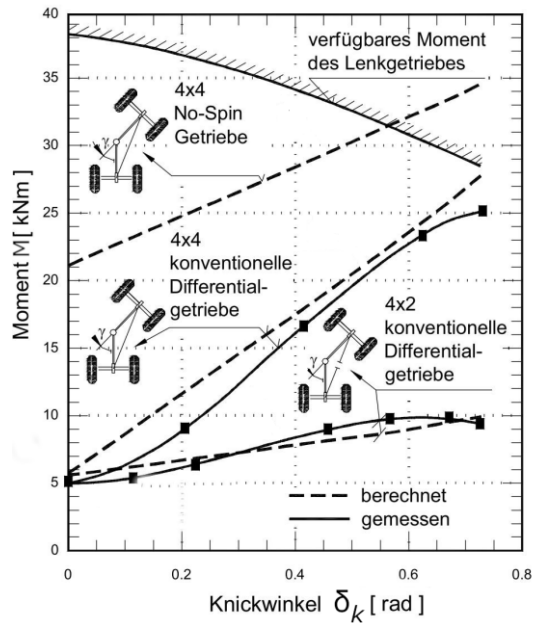


Abbildung 66: Lenkenergiebedarf für einen Knicklenker mit verschiedenen Antriebstrangtopologien, aus [31]

Die bei angetriebenen Rädern wirkenden Längskräfte üben zusammen mit den Hebelarmen des Fahrwerks Störmomente/-kräfte auf die Lenkung aus. Dies hat zur Folge, dass ohne gegenhaltende Lenkkraft die Räder ungewünscht eindrehen. Ein typisches Beispiel stellt für die Achsschenkellenkung der Lenkrollenhalbmesser zusammen mit der wirkenden Längskraft am Reifen dar [86]. Durch einen symmetrischen Aufbau des Fahrwerks zusammen mit einer momentengleichen Querverteilung, wie in Abbildung 23 dargestellt, können diese Störeffekte vermieden werden. Sind die vom Reifen übertragenen Kräfte in Folge einer aktiven Drehmomentverteilung an der Achse nicht gleich, heben sich die Störkräfte auf beiden Seiten der Achse nicht mehr auf. Im Falle einer gelenkten Achse muss die Lenkunterstützung diese Kräfte aus dem Fahrwerk aufnehmen. Konstruktive Optimierung der Hebelarme im Fahrwerk oder Anpassung der Lenkunterstützung soll diese Störeffekte beim Einsatz von aktiver

Momentenverteilung minimieren [49; 45]. Durch eine radindividuelle Regelung der Längskräfte ist es möglich, die Lenkung entsprechend zu unterstützen oder die Querführung in den Antriebsstrang komplett zu integrieren. In welchem Maße die Lenkung durch den Antriebsstrang substituiert werden kann, ist maßgeblich von der Variabilität der Querverteilung des Drehmoments abhängig. Für PKWs mit radindividuellen Antrieben konnte eine Lenkunterstützung erfolgreich umgesetzt werden [87].

Durch die Anwendung dieses Ansatzes, bei dem die Fahrwerkshebelarme und die Antriebskräfte kombiniert werden, soll eine Integration der Querführung in den Antriebsstrang erreicht und gleichzeitig ein Verbesserungspotenzial für Maschinen mit für Knicklenkung bezüglich der Verringerung des Lenkenergiebedarfs aufgezeigt werden. Der Nachweis wurde durch „Vehicle in the Loop“-Versuche mit einem entsprechenden Modellfahrzeug erbracht. Der „Vehicle in the Loop“ Ansatz kehrt sinngemäß die in Abbildung 44 vorgestellte Modellstruktur der Entwicklungsumgebung um. Der zu untersuchende Torquesplitter liegt nun als virtuelles Modell vor, das Fahrzeugmodell ist als physikalisches Original vorhanden.

Für die Modellversuche wurde ein knickgelenktes Fahrzeug ohne Lenkaktuator realisiert, das mit individuell geregelten Raddrehmomenten sowie den für Radlader typischen Starrachsen die sich ergebenden Hebelarme nutzt, um die Querführung in den Antriebsstrang zu integrieren. Das Modellfahrzeug selbst besitzt zwei Starrachsen sowie ein Knick-Pendelgelenk, das den Ist-Knickwinkel über einen Sensor an eine ECU zurückführen kann. Alle für Radlader relevanten geometrischen Merkmale, Starrachse Knickpendelung, wurden im Modell in einem kleineren Maßstab übernommen, um die Vergleichbarkeit zur echten Maschine sicherzustellen. Der Antrieb des Modells verwendet Radnabenmotoren, die über ein Verhaltensmodell das am Prüfstand ermittelte Systemverhalten des Torquesplitters nachahmen. Das Blockschaltbild mit dem Teil des Verhaltensmodell ist in Abbildung 68 dargestellt. Damit sind Untersuchungen am Modell möglich, um das Verhalten einer Maschine mit dem vollvariablen Antrieb zu untersuchen.[88]

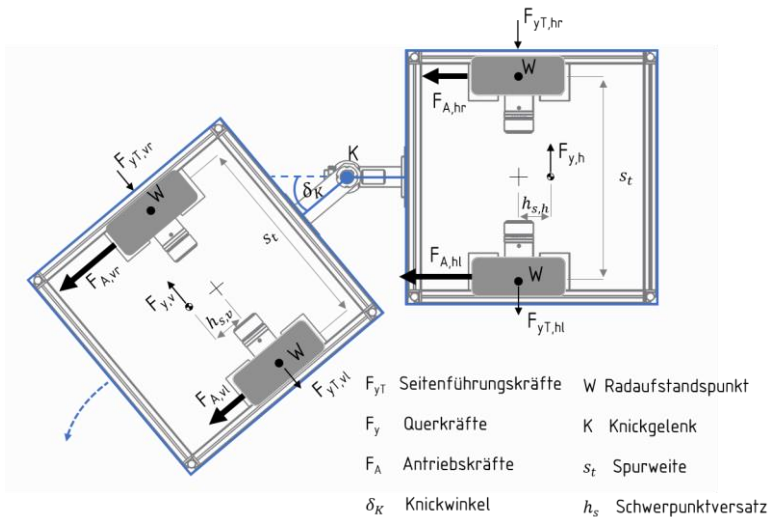


Abbildung 67: Kräfte am Knicklenker-Modellfahrzeug, aus [88]

Für Starrachsen kann der wirksame Hebelarm je Rad als die halbe Spurweite s_t interpretiert werden. Zusammen mit der Möglichkeit einer Momentendifferenz an den jeweiligen Rädern der Achse wird ein resultierendes Moment M_{Res} um die Hochachse des jeweiligen Fahrzeugteils erzeugt, vgl. Abbildung 23. Die entgegengesetzten Drehmomentendifferenzen an den Rädern und die daraus resultierenden entgegengesetzten Momente um die Hochachsen bewerkstelligen die Relativbewegung der beiden Fahrzeugteile zueinander und damit das Einknicken. Der Kräfteplan ist in Abbildung 67 ersichtlich.

Die Berechnung der Differenzmomente ist in [88] ausführlich beschrieben. Das Blockdiagramm der Regelung, die für die Untersuchung im experimentellen Versuch mit dem Modellfahrzeug verwendet wurde, ist in Abbildung 68 dargestellt. Durch Gleichverteilung des Drehmomentes an alle vier Räder wird die Geradeausfahrt dargestellt. Um das Fahrzeug einzulenken, wird die beschriebene Differenz der Raddrehmomente benötigt, um die Wagenteile zum Einknicken zu bewegen [89]. Um den Knickwinkel für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten aufrecht zu erhalten, wird der Soll-Knickwinkel mit dem Ist-

Knickwinkel verglichen. Die Regelung berechnet die notwendigen Drehmomente, um dem Längsfahrwunsch zu entsprechen, ebenfalls berechnet Sie aufgrund des gewünschten Knickwinkels die notwendige Drehmomentdifferenz an den Achsen. Durch eine entsprechende Überlagerung kann das Modell den Längs- und Querfahrwunsch des Bedieners umsetzen, vergleiche Rahmen Differenzmomentenregelung und Fahrregelung in Abbildung 68. Die Auslegung des Konzeptes und Umsetzung der Antriebsregelung ist in [88] ausführlich dargestellt.

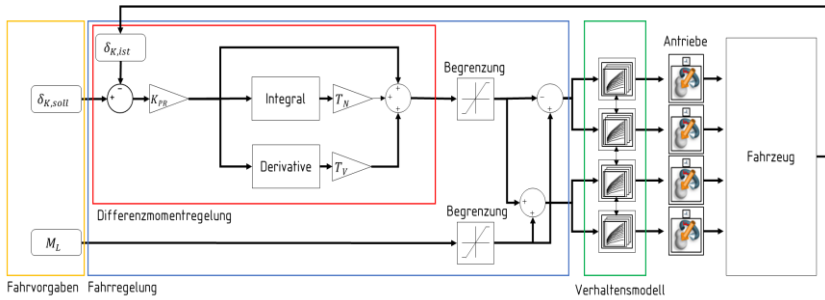


Abbildung 68: Blockdiagramm der Regelung und Verhaltensmodell des Modellfahrzeugs aus [88]

Für die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zwischen den Versuchen mit dem Modell und der Simulation wurde eine gemeinsame Lenkwinkelvorgabe gemäß dem definierten Fahrmanöver verwendet, das in Abbildung 69 dargestellt ist.

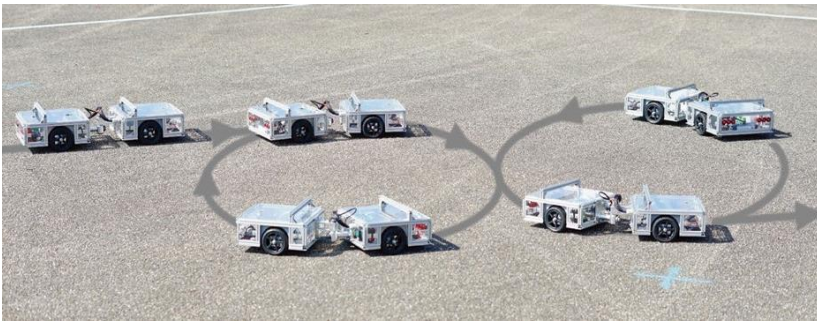


Abbildung 69: Fahrt des Demonstratorfahrzeugs im Fahrmanöver, aus [88]

Die beobachteten und vorgegebenen Größen sind in Tabelle 13 zusammengefasst.

Tabelle 13: Vorgegebene und beobachtete Größen im Lenkmanöver

Vorgegebene Größe:		
Fahrwunsch/ Pedalstellung	-	0..1
Knickwinkel (Soll)	°	-90°..180°..90°
Beobachtete Größe:		
Knickwinkel (Ist)	°	Beobachtet
Geschwindigkeit (Ist)	m/s	Beobachtet
Momentenverteilung	Nm	Beobachtet

In Abbildung 70 ist der Verlauf der Sollwinkelvorgabe und des gemessenen Knickwinkels dargestellt. Die Abweichung im Knickwinkel blieb unter 2°, Überschwinger bleiben unter 10% [88]. Die beiden Diagramme in Abbildung 71 zeigen die Antriebsmomente der jeweiligen Achsen. Deutlich ist der beschriebene Impuls in Form von Drehmomentdifferenzen der beiden Antriebsräder zu den Zeitpunkten 13s, 18s und 23s zu erkennen, um den Wagenteilen das Einlenken zu ermöglichen.

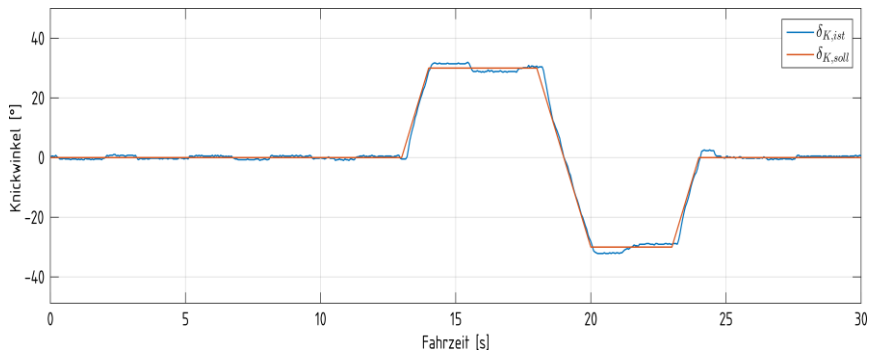


Abbildung 70: Verlauf der Sollwert-Vorgabe (δK_{soll}) und des gemessenen Knickwinkels (δK_{ist}), nach [88]

Solange die Kurvenfahrt aufrechterhalten bleibt, ist eine gewisse Drehmomentdifferenz notwendig, dargestellt in Abbildung 71, um den Massenkräften des Schwerpunkts entgegenzuwirken, vergleiche dazu Abbildung 67.

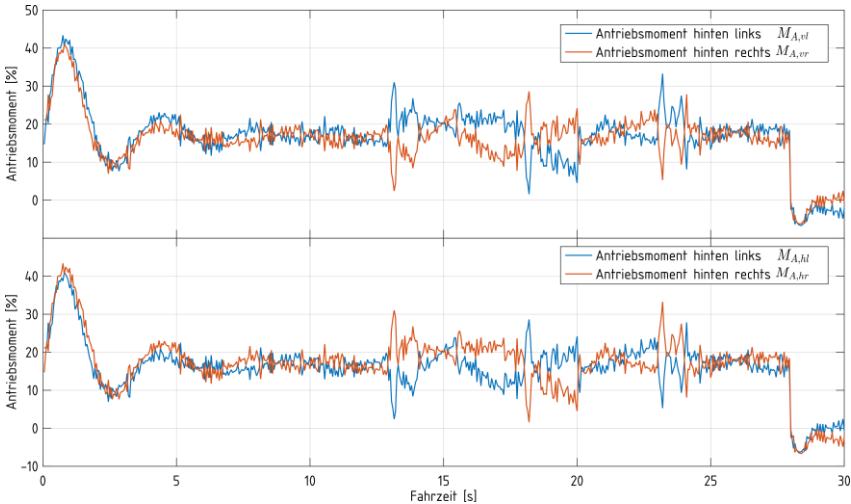


Abbildung 71: Verlauf der Antriebsmomentvorgabe an der Vorder- und Hinterachse des Modellfahrzeugs, nach [88]

Durch den Verzicht auf einen konventionellen Lenkaktuator im knickgelenkten Modell und durch die Anwendung des neuen Lenkprinzips, das lediglich ein Differenzmoment erzeugt, um die beiden Fahrzeugteile zum Einlenken zu veranlassen, konnte die Querführung als Funktion in das Antriebssystem übernommen werden. Die Differenzmomente in Abbildung 71 sind im Verhältnis klein und werden stets symmetrisch aufgeprägt, so wird der Knickwinkel gehalten und die gewünschte Zugkraft ist sichergestellt. Übertragen auf den Energiebedarf für einen konventionellen Knicklenker kann die Einsparung an Lenkenergie als gesichert angesehen werden, diese muss zukünftig noch quantifiziert werden. Durch diese abschließende Validierung konnte die erfolgreiche Integration der Querführung in den Antriebsstrang nachgewiesen werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Durch die systematische Analyse von mobilen Arbeitsmaschinen wurde gezeigt, dass die Arbeits- und Fahraufgabe den essentiellen Bestandteil deren Arbeitsprozesses ausmachen. Zur Erfüllung der Fahraufgabe dient der Antriebsstrang. Durch dessen Optimierung werden nicht nur die Anforderungen, die von der Fahraufgabe gestellt werden, besser erfüllt, sondern auch Verbesserungspotenziale bezüglich des ganzen Arbeitsprozesses der Maschine dargestellt, z.B. in Form eines Zugewinns an Sicherheit.

Häufig ist dabei die Verbesserung der Traktion durch ein Anwendungsspezifisches Allradsysteme das Optimierungsziel verschiedener Arbeiten. Die Anpassungsfähigkeit des Allradsystems an den Fahrzustand ist der wichtigste Faktor zur Verbesserung der Traktion. Der Antriebsstrang muss in der Leistungsverzweigung in der Lage sein, die Drehmomente möglichst variabel an die Räder zu verteilen. Um eine einheitliche Analyse und Bewertung der verschiedenen mechanischen Allradsysteme hinsichtlich Variabilität in der Leistungsverzweigung zu ermöglichen, wurden die einzelnen Klassifikationsmöglichkeiten gegenübergestellt und verglichen. Ebenso wurde gezeigt, dass die resultierende Klassifikation auch auf nicht-mechanische Allradkonzepte (hydraulische/elektrische) übertragbar ist, da der maßgebende Effekt auf die Art der Leistungsverzweigung im Antriebsstrang zurückgeführt werden kann. Damit kann die Klassifikation auf alle gängigen Arten der Leistungsübertragung erweitert werden, die im Bereich der mobilen Maschinen vorzufinden sind.

Um die Möglichkeiten der freien Drehmomentverteilung in schweren Antrieben von Maschinen zu untersuchen, wurde aus den möglichen Systemtopologien die Torquesplitterbauart mit hydraulischem Schaltelement für die maschinentypischen Randbedingungen, als am besten geeignet identifiziert. Durch die Druck- und Volumenstromregelung des hydraulischen Systems konnte gezeigt werden, dass der Torquesplitter beide Arten von Leistungsverzweigung beherrscht. Die höchste Flexibilität und Integrationsfähigkeit in die Betriebsstrategie der Maschinen wurde mit dem mechatronischen Ansatz, das heißt mit der Übergabe der Regelung an ein elektrisches Steuergerät, umgesetzt.

Durch die Umsetzung in einen physischen Prüfling auf dem Prüfstand konnte die Verifikation der Funktion als Torquesplitter für maschinentauglichen Antriebe durchgeführt werden. Um die anschließende Validierung der Funktion auch auf der Ebene der Gesamtmaschine durchführen zu können wurde ein modellbasierter Ansatz gewählt und an die Anforderungen von mobilen Maschinen weiter angepasst, z.B. Integration der Arbeitsfunktion. Der so entstandene MOBIL (Mobile Arbeitsmaschine–in-the-Loop) Ansatz, erlaubt die Untersuchung der Verbesserungspotentiale für die verschiedenen Arten von mobilen Maschinen mit den teils inhomogenen Lenk- sowie Antriebskonzepten.

Mit Hilfe dieser modellbasierten Methode wurden die Validierung des Torquesplitters und dessen variable Drehmomentverteilung an verschiedenen repräsentativen Fahrmanövern durchgeführt, um so die Verbesserungen und Potentiale für die Fahraufgabe bezüglich Traktion, Schlupfreziduzierung, Fahrerentlastung und Fahrsicherheit darzustellen. Der Nachweis über verschiedene Fahrmanöver stellt damit die Übertragung des grundlegenden Verbesserungspotentials der vollvariablen Drehmomentverteilung auch auf komplexere Fahrsituationen oder Zyklen sicher. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrsituationen als die Untersuchten wird durch die erstellten generischen Assistenzsysteme noch einmal unterstrichen, da der mechatronische Ansatz die Integration auch in andere Maschinen und deren Betriebsstrategien ermöglicht.

Neben der Verbesserung des fahrdynamischen Systemverhaltens der Maschine, sowie der Darstellung von Assistenzfunktionen durch die Verwendung von variablen Raddrehmomenten, konnte zu dem auf der Funktionsebene die Integration der Querführung zusätzlich zu der Längsführung in den Antriebsstrang dargestellt werden. Im Modellversuch konnte am Knicklenker erfolgreich das erforderliche Lenksystem durch eine systematische Verteilung der Raddrehmomente ersetzt werden. Damit ergibt sich eine niedrige Bauteilbelastung durch die Vermeidung von kinematischer Unstimmigkeiten während der Lenkvorgänge bei Knicklenkern, ein energetisches Einsparpotential bezüglich der Lenkkräfte konnte identifiziert werden, muss aber zukünftig weiter quantifiziert werden. Die Versuche am Knicklenkermodell zeigen, auch ohne

die Integration der Querverführung in den Antriebsstrang ist der Einsatz von Systemen zur freier Drehmomentverteilung wie dem Torquesplitter in mobilen Maschinen erst durch deren aktive mechatronische Systemsteuerung möglich. So wurde in der Vergangenheit die Möglichkeit eines passiven Torquesplitters diskutiert, aber die damit einhergehenden Nachteile durch hohe kinematische Unstimmigkeiten und die damit verbundene Erhöhung der Lenkenergie konnten erst mit dem Einsatz einer aktiven Regelung des Torquesplitters gelöst werden.

Eine wesentliche Verbesserung der Fahraufgabe in verschiedenen Aspekten: Traktionsverbesserung, Fahrdynamik und Sicherheit sowie Funktionalität konnte nachgewiesen werden. Als Bestandteil des gesamten Arbeitsprozesses von mobilen Maschinen bergen die Verbesserungen der Fahraufgabe auch Verbesserungspotentiale für den gesamten Arbeitsprozess.

Die dargestellten Assistenzfunktionalitäten sollten nun abschließend noch im realen Gesamtfahrzeug/-maschine realisiert werden. So kann die Übertragung der generischen Funktionalität auf spezifische Maschinentypen umgesetzt werden. Solche Tests erlauben ebenfalls die Überprüfung, in welchen Maße das gewonnene Verbesserungspotential in der Fahraufgabe gesamthaft für den Arbeitsprozess umgesetzt werden kann oder ob sich aus der Arbeitsaufgabe Wechselwirkungen ergeben, die das Verbesserungspotential beschneiden. Unter diesem Aspekt sollte die Integration der Querverführung in den Antriebsstrang weiter untersucht werden. Die Fragestellung dabei könnte sein: wie stark kann das Verbesserungspotential im Gesamtfahrzeug ausgeschöpft werden, um mit dieser Funktionsintegration eine Reduktion des Lenkenergieverbrauchs zu ermöglichen? Die gewonnenen Erkenntnisse zur variablen Drehmomentverteilung in schweren Antriebssträngen von Maschinen sollten nun auch in anderen Domänen der Leistungsübertragung, also Hydraulik und Elektrik, Anwendung finden können, da die Übertragbarkeit der Betriebsstrategien auf verschiedene Art der Leistungsübertragung in dieser Arbeit nachgewiesen wurde. Damit könnten die hier mit mechanischen Antrieben dargestellten Vorteile auch in den anderen Domänen der Leistungsübertragung umgesetzt werden.

9 Literatur

- [1] Stockmar, J.; Lanzer, H.; Christian, H.: Traktoren – Wegbereiter des modernen Allradantriebs? URL - https://www.baumaschine.de/baumaschine/wissensportal-archiv/2003-03/wissenschaft-und-technik/allradantrieb_dateien/allradantrieb.pdf, Zugriff am: 17.05.2018.
- [2] Stockmar, J.: Das große Buch der Allradtechnik. 1. Auflage. Stuttgart: Motorbuch-Verl. 2004.
- [3] Schmeing, W.; Wischhof, H.-J.: Traktoren der Daimler AG – Vom Motorpflug bis zum Unimog und wie der Stern auf den Acker kam. 1. Auflage. Frankfurt am Main: DLG-Verl. 2009.
- [4] Schmeing, W.; Wischhof, H.-J.: Traktoren der Daimler AG – Vom Unimog zum MB-trac und warum es keinen Nachfolger gab. 2. Auflage. Frankfurt am Main: DLG-Verl. 2015.
- [5] Hindennach, G.: Unimog – Der Mercedes unter den Traktoren. 1. Auflage. Freudenstadt: Hindennach 2006.
- [6] ohne Verfasser: Motorlastzüge und Lastenförderung mit Motorfahrzeugen. Polytechnisches Journal 324 (1909) H. 50.
- [7] SDF Historical Archives & Museum: D.A. 25 Werbeanzeige. URL - https://archiviostorico.sdfgroup.com/wp-content/digital_objects/b69191f86e1dfff79a311f4d48e0c969df5277f/large.jpg, Zugriff am: 12.06.2018.

- [8] Söhne, W.: Allrad- oder Hinterradantrieb bei Ackerschleppern hoher Leistung // Editorial Board. Grundlagen der Landtechnik 4 (1964 // 1965) 20 // 1, 44-52.
- [9] Steinkampf, H.: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistung für Ackerschlepper. Braunschweig: Selbstverlag 1975.
- [10] Stirnimann, R.; Engelmann, D.: Entwicklung bei Traktormotoren in den letzten 20 Jahren. ATZoffhighway 10 (2017) H. 4, S. 70–77.
- [11] Herlitzius, T.: Wir müssen den Mähdrescher neu definieren. Eilbote (2013) H. 12, S. 8–12.
- [12] Jansen, S.: Starke Geschichte der Radlader. URL - <https://www.baunetzwerk.biz/starke-geschichte-der-radlader>, Zugriff am: 28.08.2022.
- [13] Renius, K. T. Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c.: Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen. In: Antriebssysteme für Off-Road-Einsätze – Tagung Garching, 18. und 19. September 2003. Bd. 1793. Düsseldorf: VDI-Verl. 2003, S. 65–78.
- [14] Czichos, H.: Mechatronik – Grundlagen und Anwendungen technischer Systeme. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2006.
- [15] Peter, R.; Claus, G.: ZF Vector Drive - better driving dynamics and Driving safety through Torque Vectoring. Nürtingen 22.-23.10.2007.

- [16] Meißner, C.: Entwicklung von Getriebesystemen zur aktiven Drehmomentverteilung für Fahrzeuganwendungen. Auerbach/Vogtl.: Verl. Wiss. Scripten 2011.
- [17] Europäischen Gemeinschaft: Richtlinie 2006/42/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen und zur Änderung der Richtlinie 95/16/EG (Neufassung) – RICHTLINIE 2006/42/EG 17.5.2006.
- [18] Europäischen Gemeinschaft: Verordnung (EU) 2016/ 1628 des europäischen Parlaments und des Rates vom 14. September 2016 - über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte, zur Änderung der Verordnungen (EU) Nr. 1024/ 2012 und (EU) Nr. 167/ 2013 und zur Änderung und Aufhebung der Richtlinie 97/ 68/ EG 16.9.2016.
- [19] Europäischen Gemeinschaft: Verordnung (EU) Nr. 167/2013 des europäischen Parlaments und des Rates vom 5. Februar 2013 über die Genehmigung und Marktüberwachung von land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen – Verordnung (EU) Nr. 167/2013 5.2.2013.
- [20] Geimer, M.: Mobile Working Machines. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers International 2020.

- [21] Geimer, M.; Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, Hannover, Karlsruhe: KIT Scientific Publishing; Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek 2014.
- [22] Feldhusen, J.; Grote, K.-H. (Hrsg.): Pahl/Beitz Konstruktionslehre – Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2013.
- [23] Albers, A.: Einführung in Antriebssysteme. In: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2018, S. 235–266.
- [24] Renius, K. T. Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c.: Tractors: Two Axle Tractors. In: CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Bd. 3. St. Joseph, MI, USA 1999, S. 115–184.
- [25] Kautzmann, T.: Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. Hannover, Karlsruhe: Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek; KIT Scientific Publishing 2014.
- [26] Schindler, E.: Fahrdynamik – Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme ; mit 3 Tabellen. 2. Auflage. Renningen: Expert-Verl. 2013.
- [27] Pichlmaier, B. R.: Traktionsmanagement für Traktoren. Düsseldorf: VDI-Verl. 2013.
- [28] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen – Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. Hannover,

- Karlsruhe: Technische Informationsbibliothek u.
Universitätsbibliothek; KIT Scientific Publishing 2012.
- [29] Bliesener, M.: Optimierung der Betriebsführung mobiler
Arbeitsmaschinen – Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement.
Hannover, Karlsruhe: Technische Informationsbibliothek u.
Universitätsbibliothek; KIT Scientific Publishing 2011.
- [30] Rose, S.: Modellbildung und Simulation von mobilen
Arbeitsmaschinen. Dissertation. Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik Band 56. Karlsruhe 2017.
- [31] Dudziński, P. A.: Lenksysteme für Nutzfahrzeuge. Berlin: Springer
2005.
- [32] Heißing, B. (Hrsg.): Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden: Springer
Fachmedien 2008.
- [33] Zima, S.: Das rollende Rad – Friedberger Hochschulschriften, Band
12, 2002, Fachhochschule Gießen-Friedberg, Fachbereich
Maschinenbau, Mechatronik, Materialtechnologie.
- [34] Mitschke, M.; Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge.
5. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg; Springer Fachmedien
Wiesbaden 2014.
- [35] Steinkampf, H.: Zur Methodik der Rollradien- und
Radschlupfmessung. Grundle. Landtechnik 21 (1971) H. 2, S. 40–44.
- [36] Heißing, B.: Fahrwerkhandbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien
2008.
- [37] Weber, R.: Tangentialkräfte und Rückstellmoment. Zentralblatt für
Unfallforschung Bd.1 (1972) Nr. 4/6.

- [38] Frömmig, L.; Henze, R.; Küçükay, F.: Systematische Analyse Quer - und Längsverteiler Antriebssysteme. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 113 (2011) H. 10, S. 792–799.
- [39] Richter, B.: Allradantriebe – Neue Entwicklungen und Trends. Braunschweig: Vieweg 1992.
- [40] Grad, K.: Zur Steuerung und Regelung des Allradantriebs bei Traktoren. Düsseldorf: VDI-Verl. 1997.
- [41] Brenninger, M. M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Düsseldorf: VDI-Verl. 2003.
- [42] Woopen, T.: Teilhybridisierter adaptiver Antriebsstrang für allradangetriebene Ackerschlepper. ATZoffhighway 10 (2017) H. 2, S. 8–13.
- [43] Himmelsbach, R.; Volpert, B.; Grad, K.: Electrified Front-Wheel Drive Concepts for Tractors Designed for Improved Traction Functions. VDI-Berichte 2300 (2017), S. 31–37.
- [44] Geimer, M.; Renius, K. T.; Stirnimann, R.: Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: Jahrbuch Agrartechnik 2015. Braunschweig 2016, S. 1–10.
- [45] Greger, M.: Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik. München: Universitätsbibliothek der Technischen Universität München 2006.
- [46] Hessing, B.; Muller, E.; Stockmar, J.: Stages in the Development of Four-Wheel Drive Systems in Audi Passenger Cars. Autotechnologies Conference 1991, JAN. 21, 1991. In:

- Autotechnologies Conference 1991. Warrendale: SAE International 1991.
- [47] Renius, K. T.: Fundamentals of Tractor Design. 1. Auflage. Cham: Springer International Publishing 2020.
- [48] Muigg, A.: Implizites Workloadmanagement – Konzept einer zeitlich-situativen Informationsfilterung im Automobil. 1. Auflage. Göttingen: Cuvillier Verlag 2010.
- [49] Vockenhuber, M. M.: Mechatronisches Expertentool zur virtuellen und praktischen Funktionsentwicklung geregelter Traktionssysteme. Dissertation. Graz 2013.
- [50] Matros, K.; Schille, F.; Behrendt, M.; Holzer, H.: Manöverbasierte Validierung von Hybridantrieben. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 117 (2015) H. 2, S. 64–71.
- [51] Freudenmann, T.; Albers, A.: Ontologien zur Validierung von Produkten basierend auf dem Contact & Channel - Ansatz (C&C²-Ansatz). Zugl.: Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2014, 2014, KIT-Bibliothek.
- [52] Müller, H. W.: Die Umlaufgetriebe – Auslegung und vielseitige Anwendungen. 2. Auflage. Berlin etc.: Springer 1998.
- [53] Förster, H. J.: Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu den Rädern – Handgeschaltete Getriebe. Köln: Verlag TÜV Rheinland 1987.
- [54] Dudziński, P. A.: Vergleich verschiedener Lenksysteme bei geländegängigen Maschinen mit Radfahrwerken und verschiedenen Antriebsarten.: TU Dresden 1991.

- [55] Dudziński, P. A.: The problems of multi-axle vehicle drives. Journal of Terramechanics 23 (1986) H. 2, S. 85–93.
- [56] Schulz, H.: Wirtschaftliches Fahren von Landwirtschaftsfahrzeugen. 7. Auflage. Berlin: Deutscher Landwirtschaftsverlag 1990.
- [57] Wünsche, M.: Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Dresden: TUDpress Verl. der Wiss 2005.
- [58] Looman, J.: Zahnradgetriebe – Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1996.
- [59] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 2157. Planetengetriebe. 2012.
- [60] Meißner, T. C.: Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung. 1. Auflage. Göttingen: Cuvillier Verlag 2008.
- [61] Stockmar, J.: Technische Lösungsmöglichkeiten des Allradantriebs beim Pkw. In: VDI Reihe 12. Bd. 81. Düsseldorf 1986.
- [62] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen – Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung ; Vorlesungsumdruck Kraftfahrzeuge II. 5. Auflage. Aachen: Forschungsges. Kraftfahrwesen 2000.
- [63] Isermann, R.: Mechatronische Systeme – Grundlagen. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Springer 2008.
- [64] Förster, H. J.: Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in

- Leistungsverzweigung – Grundlagen, Bauformen, Wechselwirkung.
Köln: Verl. TÜV Rheinland 1996.
- [65] Sue, A.; Böhm, T.; Petersen, R.: Systematische Betrachtung der Wirkmechanismen mechanischer Systeme zur aktiven Momentenverteilung. In: Aachener Kolloquium – Fahrzeug- und Motorentechnik. Bd. 2. Aachen 2007, S. 1667–1691.
- [66] Renius, K. T.: Grundkonzeptionen der Stufengetriebe moderner Ackerschlepper. Grundlagen der Landtechnik 18 (1968) H. 3, S. 97–106.
- [67] Wolf, A.: Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe. 2. Auflage. Braunschweig: Vieweg 1958.
- [68] Warth, V.; Reick, B.; Bertsche, B.; Geimer, M.: Efficient analysis of complex continuously variable power split transmissions with multiple in- and outputs. In: Getriebe in Fahrzeugen – Triebstrang, Integration, Elektrifizierung : mit Fachausstellung. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2016.
- [69] Engelmann, D.; Müller, J.; Müller, W.; Geimer, M.: Anforderungen an den Antriebsstrang eines schweren Nutzfahrzeugs. ATZoffhighway 8 (2015) H. 2, S. 26–37.
- [70] Engelmann, D.; Müller, W.; Geimer, M.: Project “Line Traction 3” - Mechanical driveline with active wheel hubs. In: Getriebe in Fahrzeugen – Triebstrang, Integration, Elektrifizierung : mit Fachausstellung. Bd. 2276. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2016, S. 731–742.

- [71] Auweiler, M.; Höck, M.; Nett, H.-P.: Das Allrad-Antriebssystem für den Getrag-Twinster. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 107 (2005) 7-8, S. 570–579.
- [72] Marcus, G.; Renius, K.; Stirnimann, R.: Motoren und Getriebe bei Traktoren, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) 2017.
- [73] Ebel, B.: Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung. Dissertation. Forschungsberichte / IPEK Systeme, Methoden, Prozesse. Fakultät für Maschinenbau.
- [74] Schyr, C.; Reiß, C.; Otto, F.: Model-based Validation Applied to Off-Highway-Vehicles. In: 1. VDI-Fachkonferenz Elektrik und Elektronik in mobilen Arbeitsmaschinen // 1. VDI-Fachkonferenz Elektrik und Elektronik in Mobilen Arbeitsmaschinen – Termin und Ort: 10. und 11. Oktober 2012, Kongresshaus Baden-Baden. Düsseldorf: VDI-Wissensforum 2012.
- [75] Pohlandt, C.; Brinkschulte, L.; Geimer, M.: Entwicklungsmethode für elektrische und hybride Antriebssysteme. ATZoffhighway 9 (2016) H. 2, S. 40–47.
- [76] Engelmann, D.; Brinkshulte, L.; Geimer, M.; Iwanicki, M.: MOBIL – Eine auf mobile Arbeitsmaschinen optimierte Prüfmethode. In: Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2017, S. 173–194.

-
- [77] Haus der Technik; Tagung "Triebstränge in Fahrzeugen":
Triebstränge in Fahrzeugen – Pkw, Motorräder, Nutzfahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen. Renningen: expert Verlag 2016.
- [78] Bös, M.: Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing 2015.
- [79] Engelmann, D.; Herr, S.: Validierung eines mechanischen Antriebsstrangs mit radindividueller Steuerung. ATZoffhighway 11 (2018) H. 1, S. 8–15.
- [80] ISO 789-3:2015-09. Landwirtschaftliche Traktoren - Prüfmethode - Teil 3: Wendekreisdurchmesser und Durchfahrtshöhen. 2015.
- [81] Wermann, K.-U.: Ein Beitrag zum Strassenfahrverhalten ungefederter schnellfahrender Radfahrzeuge unter besonderer Berücksichtigung der querdynamischen Fahrzeug- und Reifeneigenschaften. Düsseldorf: VDI Verlag 1995.
- [82] Eichinger, A.: Untersuchungskonzepte für die Evaluation von Systemen zur Erkennung des Fahrerzustands – [Bericht zum Forschungsprojekt FE 82.369/2009]. Bremerhaven: Wirtschaftsverl. NW Verl. für neue Wiss 2011.
- [83] Kroulík, M.; Kvíz, Z.; Kumhála, F.; Hůla, J.; Loch, T.: Procedures of soil farming allowing reduction of compaction. Precision Agriculture 12 (2011) H. 3, S. 317–333.
- [84] Betzler, J. W.: Verfahren zur Beschreibung schneller ungefederter Radfahrzeuge hinsichtlich Fahrverhalten und Fahrbahnbelastung –

Bericht aus d. Fachgebiet Fahrzeugtechnik d. TH Darmstadt: VDI-Verlag 1989.

- [85] Wiegandt, M.: Grundlagen eines Traktorbremssmanagements. Aachen: Shaker 2004.
- [86] Reimpell, J.; Betzler, J.: Fahrwerktechnik: Grundlagen – Fahrwerk und Gesamtfahrzeug, Radaufhängungen und Antriebsarten, Achskinematik und Elastokinematik, Lenkanlage - Federung - Reifen, Konstruktions- und Berechnungshinweise. 4. Auflage. Würzburg: Vogel 2000.
- [87] Römer, J.; Kautzmann, P.; Frey, M.; Gauterin, F.: Reducing Energy Demand Using Wheel-Individual Electric Drives to Substitute EPS-Systems. *Energies* 11 (2018) H. 1, S. 247–258.
- [88] Wadephul, J.; Engelmann, D.; Kautzmann, P.; Römer, J.: Entwicklung eines neuartigen Lenkkonzepts für Fahrzeuge mit Knicklenkung. *ATZoffhighway* 11 (2018) H. 4, S. 54–61.
- [89] Kaspar, S.; Stroph, R.; Bünte, T.; Hohmann, S.: Fahrdynamikoptimierung mittels Torque Vectoring bei einem bauraumoptimierten Elektrofahrzeug. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014) H. 2, S. 72–78.