

Fakultät Agrarwissenschaften

Institut für Agrartechnik  
Universität Hohenheim  
Grundlagen der Agrartechnik  
Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger

**Einsatzmöglichkeiten elektrischer Antriebe  
für landwirtschaftliche Maschinenkombinationen**

Dissertation zur Erlangung des Grades  
eines Doktors der Agrarwissenschaften

vorgelegt der Fakultät Agrarwissenschaften

von Klaus Hahn  
aus Heilbronn / Baden-Württemberg

2010

Die vorliegende Arbeit wurde am 13.12.2010 von der Fakultät Agrarwissenschaften der Universität Hohenheim als Dissertation zur Erlangung eines Doktors der Agrarwissenschaften angenommen.

Tag der Mündlichen Prüfung:	14.01.2011
Studiendekan:	Prof. Dr. M. Kruse
Berichterstatter, 1. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger
Mitberichterstatter, 2. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. P. Pickel
3. Prüfer:	Prof. Dr. Dr. h.c. mult. K. Köller

## VORWORT

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Abteilung Advanced Engineering der John Deere Werke Mannheim, von denen ich gut zwei Jahre am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim tätig war. Dies gab mir die Gelegenheit, Erfahrungen sowohl im universitären Umfeld als auch in einem international tätigen Konzern zu sammeln. Dafür bin ich Herrn Professor Kutzbach und Herrn Dr. Tarasinski, die beide die Arbeit anregten, zu großem Dank verpflichtet. Ohne den mir gewährten Freiraum und das mir entgegenbrachte Vertrauen hätte ich diese sehr wertvolle Erfahrung nicht machen können.

Die Tätigkeit in Hohenheim und Mannheim war geprägt durch ein sehr angenehmes Arbeitsklima und anregende Diskussionen im Kollegenkreis, die einen nicht zu unterschätzenden Anteil an dieser Arbeit haben. Dafür sei allen Beteiligten herzlich gedankt. Einen ebenfalls erheblichen Beitrag haben wissenschaftliche Hilfskräfte und Studenten durch das Bearbeiten von Teilaufgaben und im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten geleistet. Auch hierfür möchte ich mich ausdrücklich bedanken.

Mit der Emeritierung von Herrn Professor Kutzbach übernahm Herr Professor Böttinger die Rolle des Berichterstatters und machte sich um die schriftliche Ausarbeitung sehr verdient. Ich danke ihm ganz herzlich dafür, diesen nahtlosen Übergang ermöglicht zu haben. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Professor Pickel bedanken, der sich nicht nur bereit erklärte, den Mitbericht zu übernehmen, sondern schon in der Entstehungsphase immer wieder hilfreiche Hinweise gab. Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Dr. h.c. Rauch. Er und seine Mitarbeiter haben die Untersuchungen zum Düngerstreuer ermöglicht und durch intensive und offene Diskussionen entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Nicht zuletzt danke ich all jenen, die mir durch ihre ideelle oder materielle Unterstützung ermöglicht haben, diese Arbeit anzugehen und abzuschließen.



**INHALT**

1	EINLEITUNG .....	1
1.1	Einführung .....	1
1.2	Problemstellung.....	2
1.3	Motivation.....	3
2	STAND VON FORSCHUNG UND ENTWICKLUNG .....	7
2.1	Bestandsaufnahme Traktor-Geräte-Verbund .....	7
2.1.1	Schnittstellen zur Leistungsübertragung .....	7
2.1.2	Datenschnittstelle.....	9
2.2	Elektrische Antriebe .....	10
2.2.1	Grundlagen elektrischer Antriebe.....	10
2.2.2	Elektrische Antriebe in Fahrzeugen .....	15
2.2.3	Elektrische Antriebe in Landmaschinen .....	17
2.3	Reifen-Boden-Kontakt .....	21
3	TRAKTOR.....	27
3.1	Fahrzeugarchitektur .....	27
3.1.1	Das Basisfahrzeug .....	27
3.1.2	Erweiterung des Systems .....	29
3.2	Bedienkonzept.....	35
3.2.1	Funktionale Ebenen .....	36
3.2.2	Definition der Identifikation.....	38
3.2.3	Bedienung durch den Anwender .....	39
3.3	Entwurf für ein Leistungsübertragungssystem.....	41
3.4	Simulationsmodell .....	47
3.4.1	Einflussgrößen .....	48
3.4.2	Grundsätzlicher Aufbau des Modells.....	49
3.4.3	Ausführung des Modells.....	54
3.5	Versuchsfahrzeug .....	57
3.5.1	Basisfahrzeug .....	57
3.5.2	Hinzugefügte Komponenten.....	57
4	DÜNGERSTREUER.....	63
4.1	Einführung .....	63
4.2	Simulationsmodell Kraftstoffverbrauch .....	68
4.2.1	Mechanisch angetriebener Düngerstreuer .....	69
4.2.2	Hydraulisch angetriebener Düngerstreuer .....	70
4.2.3	Elektrisch angetriebener Düngerstreuer.....	72
4.3	Versuchsmaschine .....	73

---

5	PFLANZENSCHUTZSPRITZE .....	75
5.1	Einführung .....	75
5.2	Entwicklungsziele für einen elektrischen Pumpenantrieb .....	75
5.2.1	Vorteile in der Maschinenkonstruktion .....	76
5.2.2	Vorteile in der Anwendung .....	78
5.3	Versuchsfahrzeug .....	84
5.3.1	Anforderungen an das Versuchsfahrzeug .....	84
5.3.2	Aufbau .....	84
5.3.3	Auswahl von Pumpe und Antrieb .....	86
5.3.4	Steuerstrategie .....	88
6	TRIEBACHSANHÄNGER .....	94
6.1	Einführung .....	94
6.2	Einordnung in das vorgeschlagene Konzept .....	96
6.3	Simulationsmodell .....	97
7	ERGEBNISSE .....	99
7.1	Ergonomie .....	99
7.2	Düngerstreuer .....	100
7.2.1	Ergebnisse der Simulation .....	100
7.2.2	Ergebnisse des Feldversuchs .....	104
7.3	Pflanzenschutzspritze .....	113
7.3.1	Maschinenkonstruktion und Reinigen des Geräts .....	113
7.3.2	Befüllen .....	116
7.3.3	Transport / Spritzen .....	117
7.4	Triebachsanhänger .....	118
8	DISKUSSION .....	123
8.1	Traktor .....	123
8.2	Düngerstreuer .....	124
8.3	Feldspritze .....	127
8.4	Triebachsanhänger .....	130
9	AUSBLICK .....	132
9.1	Weiterentwicklung der vorgestellten Konzepte .....	132
9.1.1	Düngerstreuer .....	134
9.1.2	Pflanzenschutzspritze .....	135
9.1.3	Triebachsanhänger .....	137
9.2	Neue Maschinenkonzepte .....	138
10	ZUSAMMENFASSUNG .....	141
11	SUMMARY .....	143

---

12	LITERATUR .....	145
13	ANHANG.....	158

**FORMELZEICHEN**

$B$	kg/h	Stündlicher Kraftstoffverbrauch
$b_{akt}$	m	Aktive Arbeitsbreite
$c_A$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit am Auslass
$c_E$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit am Einlass
$F$	N	Kraft
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_R$	N	Rollwiderstand
$F_{Re}$	N	Externer Rollwiderstand
$F_{Ri}$	N	Interner Rollwiderstand
$F_T$	N	Triebkraft
$F_U$	N	Umfangskraft
$F_z$	N	Kraft in z-Richtung, hier Radaufstandskraft
$e$		Eulersche Zahl (Wert $\approx 2,7183$ )
$f$	Hz	Frequenz
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung (Wert $\approx 9,81$ )
$H_{dyn}$	m	Dynamische Förderhöhe
$H_{geo}$	m	Geodätische Förderhöhe
$H_{stat}$	m	Statische Förderhöhe
$H_{V,D}$	m	Verlust-Förderhöhe, druckseitig
$H_{V,S}$	m	Verlust-Förderhöhe, saugseitig
$h$	m	Höhe
$I$	A	Strom
$I_q$	A	Strom in der (rotorbezogenen) q-Koordinate
$i$		Übersetzungsverhältnis
$i_{ZW}$		Übersetzungsverhältnis des Zapfwellengetriebes
$k$		Zahl der Faktoren
$l$	m	Länge
$l_{min}$	m	Minimale Länge
$l_{opt}$	m	Optimale Länge
$M$	Nm	Moment
$M_{Anh}$	kNm	Nabenmoment an der Anhängerachse



---

$N$		Zahl der Einzelversuche
$N_W$		Zahl der Versuche im Würfel
$n$	1/min	Drehzahl
$n_D$	1/min	Drehzahl des Dieselmotors
$n_0$		Zahl der Versuche im Zentrum
$P$	W	Leistung
$P_{3AC}$	W	Leistung im dreiphasigen Wechselspannungssystem
$P_{aux}$	W	Auxiliar Leistung / Leistung für Nebenverbraucher
$P_{DC}$	W	Leistung im Gleichspannungssystem
$P_{el}$	W	Elektrische Leistung
$P_{hdr}$	W	Hydraulische Leistung
$P_{mech}$	W	Mechanische Leistung
$P_S$	W	Scheinleistung
$P_{VM}$	W	Leistung des Verbrennungsmotors
$P_W$	W	Wirkleistung
$p$	bar	Druck
$p_A$	Pa	Druck am Auslass
$p_E$	Pa	Druck am Einlass
$p_S$		Position des Schiebers (am Düngerstreuer)
$Q$	l/min	Volumenstrom
$Q_{Appl}$	kg/s	Applikationsrate
$Q_{soll, ges}$	l/min	Soll-Volumenstrom gesamt
$Q_{soll, mischen}$	l/min	Soll-Volumenstrom beim Spritzen
$Q_{soll, spritzen}$	l/min	Soll-Volumenstrom beim Spritzen
$q_{EL}$		Quotient der elektrischen Leistung
$S$	%	Steigung
$s$	m	Abstand
$U$	V	Spannung
$U_{DC}$	V	Spannung im Gleichspannungssystem
$U_{eff}$	V	Effektivspannung
$U_S$	V	Spitzenspannung
$V_S$	cm <sup>3</sup>	Schluckvolumen
$v$	m/s	Geschwindigkeit

$Z_p$		Polpaarzahl
$\alpha$	°	Steigungswinkel
$\alpha$	°	Anbringungswinkel
$\alpha$		Stufenwert im Stern (statistische Versuchsplanung)
$\beta$		Koeffizient im quadratischen Modell
$\beta$	°	Abreißwinkel
$\gamma$	°	Fehlerwinkel
$\varepsilon$		Abweichung vom idealen Modell
$\eta$	%	Wirkungsgrad
$\eta_{Getr}$	%	Getriebewirkungsgrad
$\eta_D$	%	Wirkungsgrad der Dichtung
$\eta_{HM}$	%	Wirkungsgrad des Hydraulikmotors
$\eta_{hm}$	%	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_L$	%	Wirkungsgrad der Lagerung
$\eta_{vol}$	%	Volumetrischer Wirkungsgrad
$\eta_Z$	%	Wirkungsgrad des Zahneingriffes
$K$		Triebkraftbeiwert
$K_{Anh,max}$		Maximaler Triebkraftbeiwert am Anhänger
$K_{HA}$		Triebkraftbeiwert an der Hinterachse
$K_{VA}$		Triebkraftbeiwert an der Vorderachse
$\rho$	g/m <sup>3</sup>	Dichte
$\rho$		Rollwiderstandsbeiwert
$\rho_{Anh A1}$		Rollwiderstandsbeiwert an der ersten Anhängerachse
$\rho_{Anh A2}$		Rollwiderstandsbeiwert an der zweiten Anhängerachse
$\rho_{HA}$		Rollwiderstandsbeiwert an der Hinterachse
$\rho_{VA}$		Rollwiderstandsbeiwert an der Vorderachse
$\sigma$	%	Schlupf
$\sigma'$	%	Grenzschlupf
$\sigma_{Anh}$	%	Schlupf am Anhänger
$\sigma_{Tr}$	%	Schlupf am Traktor
$\varphi$	°	Phasenverschiebungswinkel

**ABKÜRZUNGEN**

ABS	Anti-Blockier-System
AC	Alternating Current (Wechselstrom)
ASABE	American Society of Agricultural and Biological Engineers
ASAE	American Society of Agricultural Engineers (Vorläufer der ASABE)
3AC	Dreiphasiger Wechselstrom
A/C	Air Conditioning (Klimaanlage)
BGBI	Bundesgesetzblatt
BMVEL	Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung und Landwirtschaft (Bezeichnung von 2001 bis 2005)
ca.	circa
CAN	Controller Area Network
CEN	Comité Européen de Normalisation
CIGR	Commission Internationale du Génie Rural
DC	Direct Current (Gleichstrom)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLG	Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft
DPS	Deere Power Systems (Firmenname)
DSP	Digital Signal Processing
ECU	Electronic Control Unit
el	elektrisch
EMV	Elektromagnetische Verträglichkeit
ESCV	Electronic Selective Control Valve (elektronisches Zusatzsteuergerät)
ggf.	gegebenenfalls
H.	Heft
Hrsg.	Herausgeber
hyd	hydraulisch
IEC	International Electrotechnical Commission
IGBT	Insulated Gate Bipolar Transistor (Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode)

---

ISO	International Organization for Standardization
LTC	Low Temperature Circuit (Niedertemperatur-Kreislauf des Kühlsystems)
mech	mechanisch
No.	Number
Nr.	Nummer
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development
OSI	Open System Interconnection (Verbindung offener Systeme)
PB	Power Beyond
PflSchG	Pflanzenschutzgesetz
PflSchMGV	Pflanzenschutzmittelverordnung
PKW	Personen-Kraft-Wagen
pp.	Pages
RFID	Radio Frequency Identification (Funk-Identifikation)
S.	Seite
SAE	Society of Automotive Engineers
SCV	Selective Control Valve (Zusatzsteuergerät)
TU	Technische Universität
U	Umdrehung
USA	United States of America
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel
ZF	Zahnradfabrik Friedrichshafen AG (Firmenname)

## **1 EINLEITUNG**

### **1.1 Einführung**

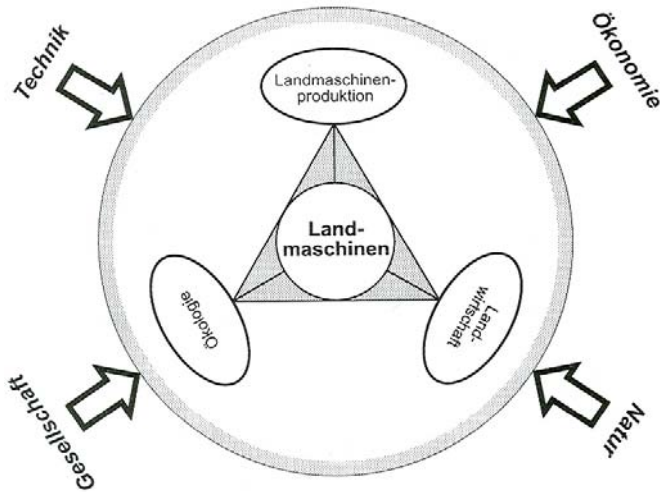
Seit Jahrzehnten wird die landwirtschaftliche Praxis vom Maschineneinsatz dominiert. In einzelnen Bereichen, insbesondere in der Erntetechnik, haben sich zwar selbstfahrende Arbeitsmaschinen durchgesetzt, doch wird das Gros der Bestell- und Pflegearbeiten im Ackerbau nach wie vor von landwirtschaftlichen Traktoren und durch sie getragene oder gezogene Geräte abgedeckt [1]. Einen weiteren Einsatzbereich der Traktoren stellen Arbeiten in der Innenwirtschaft dar, auch hier dienen sie ausnahmslos dem Bewegen und / oder Antreiben von Arbeitsgeräten. Es kann also folgendes Paradoxon aufgestellt werden: der Traktor ist zum einen die wichtigste Maschine des Landwirts, zum andern beinhaltet er für sich alleine genommen keinerlei Wert. Es ist die Kombination aus Traktor und Gerät, die der Durchführung der im landwirtschaftlichen Unternehmen anfallenden Arbeitsaufgaben dient. Zur Erledigung dieser Aufgaben bedarf es darüber hinaus noch der Interaktion zwischen Bediener und Maschine, welche sich in Hauptzeit – also die tatsächliche Durchführung der Aufgabe – und Nebenzeiten – wie zum Beispiel Wartungs- und Rüstzeiten – gliedern. Dieser Aspekt soll an späterer Stelle nochmals aufgegriffen werden.

Die hier betrachteten Maschinenkombinationen sind also ein Verbund eines Traktors und eines Arbeitsgeräts. Diese Konstellation stellt in vielerlei Belang ein Alleinstellungsmerkmal dieser Maschinen dar. Das routinemäßige An- und Abkuppeln der Geräte an die Grundmaschine findet sich in ähnlicher Weise auch zum Beispiel bei Baumaschinen, die Verschiedenheit der Geräte ist jedoch deutlich geringer, bei gleichzeitig höherem Spezialisierungsgrad der Grundmaschine. Folgendes Beispiel verdeutlicht dies: das Auswechseln von verschiedenen Schaufeln und auch Meißeln an Baggern ist durchaus üblich. Vergleicht man dies mit dem landwirtschaftlichen Traktor, so ist der naheliegendste Vergleich der Frontlader mit seinen austauschbaren Werkzeugen. Jedoch ist bereits der Frontlader an sich am Traktor austauschbar, der selbe Traktor kann zu einem anderen Zeitpunkt ein Bodenbearbeitungsgerät, eine Sämaschine oder einen Anhänger ziehen und / oder antreiben. Diese Rekonfigurierbarkeit kommt in ähnlicher Form höchstens noch in

der Kommunaltechnik vor. In dieser werden allerdings auch häufig Traktoren eingesetzt und man kann davon ausgehen, dass die Rekonfigurierbarkeit ein zumindest für den Fahrzeugbereich einzigartiges Charakteristikum darstellt.

## 1.2 Problemstellung

Die Entwicklung der europäischen Landwirtschaft nach dem zweiten Weltkrieg verlief im Wesentlichen parallel zu der anderer industrialisierter Regionen der Welt. Bei schrumpfender Anzahl der Betriebe und der in der Landwirtschaft Beschäftigten bei gleichzeitig steigenden Bevölkerungszahlen musste die Produktivität erheblich gesteigert werden. Fortschritte in der Pflanzenzucht und im Pflanzenschutz sowie der Fortschritt in der tierischen Nahrungsmittelproduktion seien hier nur am Rand erwähnt. Für die Landtechnik ist als wichtigstes Resultat festzuhalten, dass es einen stetigen Trend hin zu Maschinen höherer Schlagkraft gibt. Diese Schlagkraft wird ermöglicht durch ständig anwachsende Motorleistung bei den Maschinen, die entweder in höhere Fahrgeschwindigkeit oder größere Arbeitsbreite umgesetzt wird, wobei von einem stetigen Abwechseln der beiden Wachstumsbereiche ausgegangen werden darf. Zudem steigt der Grad an Automatisierung, die die effiziente Erledigung komplexer Arbeitsaufgaben ermöglicht. Diesem Wachstum sind jedoch verschiedene Grenzen gesetzt. Diese können juristischer Natur (Transportbreite), umweltschutzbedingt (Einsatz bestimmter Wirkstoffe) und nicht zuletzt auch verfahrenstechnischer Natur sein (Bodengefüge). Insbesondere alle den Boden betreffenden Vorgänge wie Überfahrten, Düngung, mechanische Bearbeitung, Einflussnahme auf die Bodenfauna stellen dabei einen Grenzbereich zwischen rein wirtschaftlich verfahrenstechnischen Überlegungen auf der einen Seite und juristisch gesellschaftlich getriebenen Gedanken auf der andern Seite dar. In jüngster Zeit kommen hierzu noch Überlegungen der Landschafts- und Strukturpflege. Der landwirtschaftliche Maschineneinsatz bewegt sich also in einem Spannungsfeld aus Gesellschaft, Wirtschaft, Technik und Umwelt, **Bild 1**. In diesem Spannungsfeld sehen sich die Hersteller von Traktoren bei schrumpfendem Marktvolumen einem Verdrängungswettbewerb ausgesetzt.



**Bild 1:** Spannungsfeld der Landmaschinenentwicklung [2]

### 1.3 Motivation

Ziel des Maschineneinsatzes in der Landwirtschaft ist nach KUTZBACH und SCHÖN ET AL. die Verbesserung von Wirtschaftlichkeit, Produktionsertrag und Arbeitserledigung [3, 4]. Vor diesem Hintergrund bedarf es bei der Weiterentwicklung der Kombination aus Traktor und Gerät demnach einer Lösung, die einer möglichst großen Zahl folgender Optimierungsziele gerecht wird:

- Verringerung des Verbrauchs an Betriebsstoffen, darunter:
  - Kraftstoff, Schmier- und Hydrauliköl
  - Wirkmittel (Dünger, Pflanzenschutzmittel)
- Steigerung des Ertrags
- Minimierung des Anbauisikos
- Optimierung des Arbeitsaufwands
  - Anteil der Nebenzeiten
  - Zahl der Arbeitskräfte
- Sicherheit und Komfort in der Bedienung
- Umweltverträglichkeit

Diese Entwicklungsziele in Kombination mit zunehmendem Wettbewerb in der Landwirtschaft und steigendem Interesse an nachwachsenden Rohstoffen erfordern, dass die klassischen Arbeits- und Produktionsverfahren auf den Prüfstand gestellt werden.

Zur Einordnung dieser Entwicklungsziele lassen sich drei große Bereiche der Weiterentwicklung beschreiben. Es handelt sich hierbei um die Bereiche Hardware, Software und Kommunikation. Unter der Prämisse, dass es beim technischen Fortschritt einer ganzen Produktgruppe nicht zu einem revolutionären Umbruch, sondern eher zu einer evolutionären Weiterentwicklung kommt, vollzieht sich dieser Fortschritt in mehreren Stufen. Dabei ist ein gleichzeitiges Fortschreiten in Hard- und Software keinesfalls zwingend erforderlich, jedoch wahrscheinlich.

Analog zu den drei Hauptentwicklungsbereichen wird ein dreistufiges Einführungsszenario entworfen, welches in den Stufen erweiterter Betrieb, automatisierte Abläufe und Prozessautomatisierung Eingang findet. Diese drei Stufen und der mit ihnen verbundene technische Fortschritt dienen wiederum dem Ziel, sowohl die Haupt- als auch die Nebenzeiten in der landwirtschaftlichen Produktion im Allgemeinen, jedoch im Besonderen im Maschineneinsatz in der Außenwirtschaft, möglichst effizient zu nutzen. Gleiches gilt auch für die eingesetzten Produktionsmittel und ähnliche Güter, zu denen z.B. auch die gesamte Logistikkette gezählt werden muss. Dabei spiegeln die Stufen der Entwicklung die Komplexität der Aufgaben wieder, die dem Bediener dann erleichtert oder gar völlig abgenommen werden. Werden gegenüber den drei Entwicklungsstufen die drei Hauptentwicklungsbereiche aufgetragen, ergibt sich eine Matrix, in der in **Tabelle 1** beispielhaft einige Aspekte der Maschinenteknologie eingetragen sind.



**Tabelle 1:** Entwicklungsstufen und deren Hauptbereiche

		<b>Hauptbereiche der Entwicklung</b>		
		<b>Hardware</b>	<b>Software</b>	<b>Kommunikation</b>
<b>Stufen der Entwicklung</b>	<b>Erweiterter Betrieb</b>	Koppelbarkeit, Übertragung der Leistung	Einstellungsvorschläge Sicherheitsfunktionen	Drahtgebundene und Drahtloskommunikation im Nahbereich
	<b>Automatisierte Abläufe</b>	Power Management über Maschinengrenzen hinweg	Gerät steuert Traktor, Regelung von Abläufen	Breitbandige Kommunikation hoher Integrität auf der Maschinenkombination Drahtlose Übertragung mittlerer Reichweite und Bandbreite
	<b>Prozess-Automatisierung</b>	In den vernetzten Betrieb eingebettete Maschinen	Prognose-, Planungs- und Überwachungswerkzeuge „Geregelte Landwirtschaft“	Breitbandige Kommunikation hoher Integrität auch zwischen Maschinen Drahtlose Kommunikation großer Reichweite und Bandbreite

Wie sich hieraus erkennen lässt, stellt die Kommunikationstechnik die Datenkanäle zur notwendigen Informationsübertragung zur Verfügung. Sie stellt somit im engeren Sinne keine Funktionalität zur Verfügung, sondern ermöglicht Funktionen. Daher wird in der folgenden, vereinfachten **Tabelle 2** eine Einordnung verschiedener Effizienzen und Produktivitäten vorgeschlagen.

**Tabelle 2:** Vereinfachte Bereiche-Stufen-Matrix

		<b>Hauptbereiche</b>	
		<b>Hardware</b>	<b>Software</b>
<b>Stufen</b>	<b>Erweiterter Betrieb</b>	Antriebseffizienz	Persönliche Produktivität
	<b>Automatisierte Abläufe</b>	Systemeffizienz	Taktische Produktivität
	<b>Prozessautomatisierung</b>	Anlageneffizienz	Operative Produktivität

Die in einer logischen Kette an die operative Produktivität anschließende strategische Produktivität, also die Entscheidung für bestimmte Produktionsverfahren oder -richtungen, findet nach dieser Definition nicht mehr auf Bediener-Maschinen-Ebene statt, sondern bleibt dem Management des landwirtschaftlichen Betriebs überlassen und stellt die unternehmerische Entscheidungsgewalt des Betriebsleiters dar. Es wird hierbei bewusst zwischen Effizienz und Produktivität unterschieden. Beiden gemein ist die Bedeutung, dass ein vorteilhaftes Verhältnis von Ein-

satz und Ergebnis beschrieben wird. Der Unterschied liegt für den hier verwendeten Ansatz darin, dass die Effizienz eher eine technische Kenngröße darstellt – Beispiel hierfür ist der Wirkungsgrad – die Produktivität hingegen eine stark ökonomische Dimension aufweist. Der technische Fortschritt ermöglicht eine Mehrproduktion oder eine Einsparung von Faktoreinsatzmengen, er wird aber nur umgesetzt, wenn den dadurch entstehenden Kosten ein erhöhter Nutzen (in der Regel in Form von Gewinn) entgegensteht, wenn also der Grenznutzen die Grenzkosten übersteigt. Ein Prozess kann nach dieser Definition gleichzeitig durchaus effizient aber nicht produktiv sein. In Grenzen ist auch der umgekehrte Fall vorstellbar, stellt dann aber eine suboptimale Produktion dar. Diese Betrachtungen unterstellen den *homo oeconomicus*, in der Realität wird der Entscheidungsprozess aber zumindest teilweise vom Streben nach Komfort, Prestige oder anderen Werten überdeckt, wodurch sich auch ökonomisch nicht zu rechtfertigende Technologien im Markt etablieren können.

Wie bereits erwähnt, ist ein gleichzeitiges Fortschreiten durch die einzelnen Stufen der Entwicklung nicht notwendig. So stehen zum jetzigen Zeitpunkt verschiedene Verfahren und Maschinen durchaus schon in fortgeschrittenen Stufen der Entwicklung, während andere kaum die erste Stufe erreicht haben. Es kann jedoch auch festgehalten werden, dass die Wachstumsmöglichkeiten innerhalb einer Zelle begrenzt sind. Somit ist ein Fortschreiten sowohl in Hard- als auch Software wenn auch nicht zwingend erforderlich, so jedoch zumindest langfristig unumgänglich.

Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist in den Stufen 1 und 2 der Hardware angesiedelt. Diese sollen für ausgewählte prototypische Maschinen durch den Einsatz elektrischer Antriebe ermöglicht werden. Deren Konzeption, Modellierung, Aufbau und Evaluierung im Hinblick auf den Einsatz in landwirtschaftlichen Maschinen ist Hauptziel dieser Arbeit. Besondere Aufmerksamkeit wird dabei Aspekten wie Wirkungsgrad, Leistungsverteilung / aufgelöste Bauweise und verfahrenstechnische Vorteile geschenkt.

## 2 STAND VON FORSCHUNG UND ENTWICKLUNG

### 2.1 Bestandsaufnahme Traktor-Geräte-Verbund

#### 2.1.1 Schnittstellen zur Leistungsübertragung

Grundsätzlich zu unterscheiden sind bei Traktoren Schnittstellen, die der Ankopplung und damit auch der Übertragung von Zugleistung dienen, von solchen, durch die ein Leistungsfluss zu einem Geräteantrieb stattfindet. Erstere sind das Hubwerk (ISO 730) und die Vielzahl der Anhängervorrichtungen, bei letzteren handelt es sich um die Hydraulikanschlüsse und die Zapfwelle. Derzeit einzige Schnittstelle zur Übertragung elektrischer Nutzleistung ist die so genannte ISOBUS-Schnittstelle, deren primäre Aufgabe jedoch eher in der Bereitstellung einer Kommunikationsschnittstelle zu sehen ist. Eine Schnittstelle zur Übertragung größerer elektrischer Leistungen existiert heute nicht. Nachfolgende **Tabelle 3** zeigt eine Übersicht über die vorhandenen Schnittstellen, ihre maximalen Leistungen sowie die einschlägigen Normen.

**Tabelle 3:** Überblick über Schnittstellen zur Leistungsübertragung

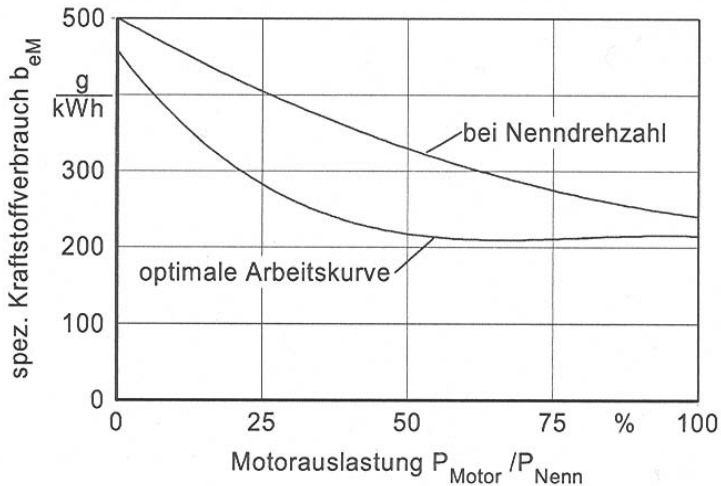
Schnittstelle	Leistung (ungefähr)	Norm
Hydraulik-Kupplungen	19 kW für Größe 12,5 29 kW für Größe 20	ISO 5675 [5] <sup>1</sup>
	19 kW für Größe 12,5 42 kW für Größe 19 63 kW für Größe 25	ISO 16028 [6] <sup>2</sup>
Zapfwelle	60 kW für Typ 1 (540 1/min) 92 kW für Typ 1 (1000 1/min) 115 kW für Typ 2 275 kW für Typ 3	ISO 500 [7]
ISOBUS	0,72 kW	ISO 11783 [8]

Lediglich die Zapfwelle kommt als Übertragungsweg für höhere Leistungen in Frage. Da heutige Traktoren in Standardausführung jedoch nur über eine Motorzapfwelle verfügen, ihre Drehzahl also starr an die Drehzahl des Verbrennungsmotors gekoppelt ist, ist die Anwendbarkeit der Zapfwelle gewissen Einschränkungen un-

<sup>1</sup> üblicherweise verwendet für Zusatzsteuergeräte

<sup>2</sup> in ISO 17567 für Power Beyond empfohlen, Größe 19 äquivalent Größe 20 in ISO 5675 [9]

terworfen. Diese Einschränkungen lassen sich letztlich auf ihre fehlende Stufenlosigkeit zurückführen und bewirken gemäß einem Modell von SCHREIBER einen ungünstigeren Verbrauch gegenüber der optimalen Arbeitskurve, insbesondere im Teillastbereich, **Bild 2** [10].



**Bild 2:** Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Motorauslastung [10]

Aus diesem Grund schlug STROPPEL den Einsatz einer stufenlosen Regelzapfwelle vor [11], auch wenn es sich hierbei richtiger um eine Zapfstelle handelt, da das Konzept eine hydraulische Schnittstelle zwischen Traktor und Gerät vorsieht. Ein Ansatz für eine elektrische Schnittstelle zur Übertragung auch großer Leistungen findet sich in [12]. PICKEL schlug für eine Baumaschine ein Antriebskonzept vor, das auch für den Antrieb landwirtschaftlicher Maschinen und insbesondere Selbstfahrern geeignet scheint [13], aber auch für den Antrieb von Geräten interessant ist. Es erfordert aber, ebenso wie die von GUGEL UND TARASINSKI vorgestellte stufenlose Zapfwelle [14], eine Leistungsübertragung zum Gerät mittels einer Gelenkwelle. Diese bringt eine Vielzahl konstruktiver Zwänge mit sich und zwar besonders dann, wenn zwischen Traktor und Gerät eine Relativbewegung stattfindet, was annähernd immer gegeben ist. Des Weiteren zeigen Untersuchungen, dass

die Gelenkwelle nach wie vor eine nennenswerte Quelle von vor allem schweren Unfällen beim Umgang mit Landmaschinen ist [15]. Hydraulische und elektrische Antriebe, die keine zugänglichen, rotierenden Teile aufweisen, sind hier im Vorteil.

### 2.1.2 Datenschnittstelle

Bei den Datenschnittstellen wird zwischen Punkt-zu-Punkt und Bussystemen unterschieden. Die ISO 11786 normt eine Punkt-zu-Punkt-Verbindung zur Übertragung ausgewählter Sensorinformationen vom Traktor zum Gerätesteuengerät [16]. In der Landtechnik etablieren sich jedoch zunehmend Bussysteme, als Hauptvertreter sei hier der so genannte ISOBUS erwähnt. Dieser fußt auf der ISO 11783 [8] und normt die Datenschnittstelle zwischen Traktor und Gerät. Er verdrängt dabei seinen direkten Vorläufer, das Landwirtschaftliche Bussystem (LBS), das in erster Linie an unzureichender Standardisierung, geringer Verfügbarkeit und technischen Unzulänglichkeiten scheiterte [17]. Auch im LKW-Bereich schreitet die Standardisierung der Schnittstelle zwischen Zugmaschine und Aufbau seit einigen Jahren voran, wobei auch eine Schnittstelle zum ISOBUS vorgesehen ist [18]. Abstrakter gesprochen wird in beiden Fällen die Kommunikation zwischen verschiedenen Steuereinheiten und Peripheriegeräten behandelt. Diese Peripheriegeräte können dabei Bedienelemente oder Anzeigen sein, ebenso wie ECUs auf einem angebauten Gerät. Die ISO 11783 besteht dabei aus mehreren Teilen, in denen der *physical layer* (Teil 2), also zum Beispiel der Steckverbinder, oder der *data link layer* (Teil 3) definiert sind. Der gesamte Standard stützt sich auf schon vorhandene Werke wie die CAN 2.0b Spezifikation, die SAE J1939 und die DIN 9684. Er verwendet das OSI Schichtenmodell, was ein Austauschen einzelner Schichten ohne nennenswerte Beeinflussung der anderen Schichten ermöglicht. So könnte sich in Zukunft insbesondere der *physical layer* ändern, wenn beispielsweise höhere Bandbreitenanforderungen ein anderes Kommunikationsprotokoll erfordern [19]. Zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit sind Teile der ISO 11783 noch in Entwicklung: dies sind Teil 12 *diagnostics* und Teil 14 *sequence control*. Andere Teile werden derzeit optimiert. Dies betrifft insbesondere den Teil 6 *virtual terminal* in Bezug auf Ergonomie und Sicherheit der Gerätebedienung. Der Teil 10 *task controller* befindet sich derzeit in der Implementierungsphase. HENNINGER [20] liefert hierzu einen detaillierten Überblick.

Der Teil 9 *tractor ECU* beschreibt derzeit drei Klassen von Traktor-Geräte-Schnittstellen, wobei erst mit *class 3* Traktorfunktionen wie Heckzapfwelle und Zusatzsteuergeräte vom Gerät gesteuert werden können. Untersuchungen von FREIMANN zeigen, wie diese Funktionen zu Zwecken der Automatisierung von Arbeitsprozessen eingesetzt werden können. Allerdings wurde dazu auch das Zapfwellendrehmoment verwendet, das durch einen externen Aufnehmer bereitgestellt wurde und auf derzeitigen Traktoren nicht zur Verfügung steht [21]. Die Funktionen der *class 3* stellen einen Ansatz zur Steigerung der Systemeffizienz dar, können aber auch dazu genutzt werden, redundante Systeme auf dem Gerät, so zum Beispiel hydraulische Ventilblöcke, einzusparen. Mit ihr gehen allerdings auch entsprechende Sicherheitsanforderungen einher, da verhindert werden muss, dass das Gerät sich selbst oder den Traktor in einen unsicheren Zustand versetzt. Da bisher auch noch keine Erfahrungen aus Anwendungen vorliegen, wird sich erst nach der Einführung der *class 3* zeigen, ob die in der Norm vorgesehenen Funktionen ausreichen, oder ob diese in weiteren Iterationen erweitert werden müssen. Es kann festgehalten werden, dass in einzelnen Teilen des ISOBUS weiterhin Handlungsbedarf besteht [22], gleiches gilt für alle noch nicht vollständig implementierten Teile.

Davon unabhängig beschreiben verschiedene Veröffentlichungen bereits über den derzeitigen Normenumfang hinausgehende Anwendungen, so wird in [23] ein Vorschlag zu einem ISOBUS-basierenden *steer-by-wire* System unterbreitet, ROTHMUND fordert teilaufgabenspezifische Datenstrukturen mit dem Ziel einer besseren Austauschbarkeit und höheren Integration von in verschiedenen Prozessen anfallenden Daten [24]. In [25] wird schließlich ein Ansatz zur Prozessautomatisierung beschrieben, der auch auf die Besonderheit der Maschinenrekonfiguration in der Landwirtschaft hinweist.

## **2.2 Elektrische Antriebe**

### **2.2.1 Grundlagen elektrischer Antriebe**

Elektrische Antriebe sind aus vielen Anwendungen bekannt. Diese erstrecken sich vom persönlichen bis in den industriellen Bereich. Grundsätzlich sind Gleichstrom-

und Wechselstrommaschinen zu unterscheiden. Gleichstrommaschinen werden nach wie vor für Antriebe kleinerer Leistung – in der Regel unter einem Kilowatt – in handgeführten, batteriebetriebenen Werkzeugen oder in Fahrzeugen mit Gleichspannungsbordnetz angewendet. Während früher auch Gleichspannungsmotoren in großen und größten Traktionsmaschinen mit vielen hundert Kilowatt eingesetzt wurden, fand hier in jüngerer Vergangenheit eine Umstellung hin zu Wechselstromantrieben statt. Die Gründe hierfür waren in erster Linie Bauraum, Verschleiß und Wirkungsgrad [26]. In stationären Anlagen dominieren seit langem die Wechselstromantriebe. Schwerpunkt dieser Arbeit werden Antriebe mit mehreren Kilowatt Leistung sein, weshalb auf eine Betrachtung von Gleichstrommaschinen verzichtet wird. Im Folgenden sind mit elektrischen Antrieben daher Wechselstromantriebe gemeint. Elektrische Antriebe zeichnen sich nach [27] und [28] in erster Linie durch folgende Eigenschaften aus:

- Hoher Wirkungsgrad
- Überlastbarkeit
- Verschleißarmut, praktisch keine Wartung erforderlich
- Gute Regelbarkeit
- Unempfindlichkeit gegenüber der Temperatur
- Umweltfreundlichkeit (keine Leckagen, geräuscharm)
- Einfache und verlustarme Übertragung und Speicherung

Insbesondere der hohe Wirkungsgrad und die Überlastbarkeit machen sie interessant für Fahrtriebe. Im Gegensatz zu hydrostatischen Antrieben, die durch ein Überdruck-Bypassventil vor Überlastung geschützt werden müssen, können Elektromotoren teilweise um ein Vielfaches ihrer Nenn-Betriebskennlinie überlastet werden. D.h. der elektrische Antriebsstrang muss nicht auf die maximale Leistung, sondern kann auf eine erwartete Durchschnittsleistung für Dauerbetrieb ausgelegt werden. Hierbei ist jedoch darauf zu achten, dass der Motor ausreichend überlastbar ist. Als Grenze der Überlastbarkeit ist hierbei die maximale Erwärmung eines Bauteils, dies sind in der Regel die Wicklungen, zu sehen. Ausgehend von deren maximal zulässigen Temperatur und der von der Kühlung abführbaren Verlustleistung wird elektrischen Maschinen in Abhängigkeit von der geforderten Leistung

dann eine zulässige Betriebsart, zum Beispiel S1 für Dauerbetrieb oder S2 für Kurzzeitbetrieb [29], zugeordnet.

Ein elementarer Aspekt der angestrebten Anwendungen ist die Drehzahlverstellung. Die Drehzahl des Wechselstrommotors wird von der Frequenz der Drehstrom-Versorgungsspannung und von der Polpaarzahl bestimmt. Die Frequenz ruft über die versetzten Wicklungen des Stators ein rotierendes Drehfeld hervor, dem der Rotor auf Grund von Lagerreibung etc. leicht langsamer folgt. Die Anzahl der Wicklungen bzw. der Polpaare  $z_p$  bestimmt die Drehzahl des Motors  $n$  im Verhältnis zur Frequenz  $f$  des Drehfelds. Die Drehzahl lässt sich nach **Gleichung (1)** berechnen. [27]

$$n = \frac{f}{z_p} \quad (1)$$

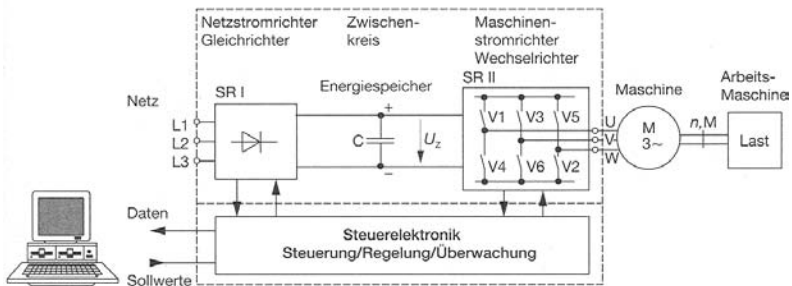
Eine Verstellung der Drehzahl lässt sich dem zu folge auch durch einen Stator mit Wicklungen unterschiedlicher Polpaarzahl erreichen. Von diesen Wicklungen ist jeweils nur eine in Betrieb. Die Polpaarzahl ist jedoch stets ganzzahlig und der Bauraum begrenzt die maximal mögliche Zahl an Wicklungen. Dies bedingt eine gestufte Verstellung in großen Stufen oder einem engen Verstellbereich. Eine stufenlose Verstellung der Drehzahl über einen weiten Bereich ist somit lediglich über die Veränderung der Frequenz praktikabel. Ein weiterer Vorteil dieses Prinzips wäre, dass über die Frequenzsteuerung ein langsames Anfahren des Motors ermöglicht und somit eine übermäßige Belastung des Versorgungsnetzes vermieden wird.

Soll ein Elektromotor nicht konstant bei einer Drehzahl betrieben und/oder hohe Anlaufströme vermieden werden, wird diese Drehzahl bei Schleifringläufern durch Drosselung oder bei Kurzschlussläufern durch Zuschalten mechanischer Getriebe eingestellt, da eine Modulation der Netzfrequenz nicht möglich ist. Schleifringläufer sind jedoch wartungsintensiv und weisen einen geringeren Wirkungsgrad als Käfigläufer auf, Getriebe gewährleisten für gewöhnlich keine Stufenlosigkeit und eliminieren ebenfalls die Vorteile Wartungsarmut und Umweltfreundlichkeit. Beide Ansätze sind daher für einen technisch wie wirtschaftlich sinnvollen Einsatz in ver-



stellbaren Antrieben ungeeignet. Es bleibt somit der (Frequenz-) Umrichter zur Drehzahlregulierung. Umrichter bestehen in der Grundform aus vier Bauteilen (siehe auch **Bild 3**):

- Gleichrichter
- Gleichspannungs-Zwischenkreis
- Wechselrichter
- Steuerkreis

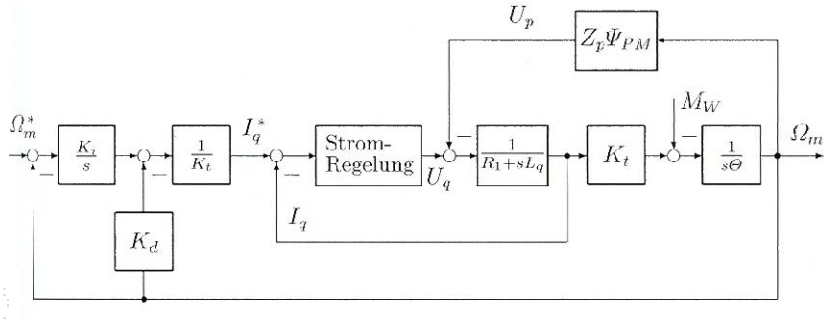


**Bild 3:** Schematischer Aufbau eines Frequenzumrichters [29]

Das Funktionsprinzip des Umrichters basiert auf der Gleichrichtung des Drehstromes des Versorgungsnetzes oder des Generators. Dabei erzeugt der Gleichrichter eine pulsierende Spannung. Diese wird durch den Zwischenkreis übertragen und dabei gepuffert. Durch den Wechselrichter wird dann mit Hilfe von Halbleiterelementen (IGBTs) ein Drehstrom mit beliebiger, vom Steuerkreis kommandierter Frequenz erzeugt. Dabei zeichnen sich IGBTs durch niedrige Durchlassverluste bei gleichzeitig hoher Eingangsimpedanz aus, was sie für den Einsatz in der elektronischen Antriebstechnik prädestiniert [31].

Ein großer Vorteil der elektrischen Antriebe ist in ihrer Regelbarkeit zu sehen. Moderne Umrichter verfügen über feldorientierte Regelung, bei denen das Drehfeld anhand eines rotorfesten Koordinatensystems geregelt wird. Diese bietet große Regelbereiche für Drehzahl und Drehmoment, erreicht zusätzlich eine höhere Drehzahlkonstanz als U/f-Regler und ermöglicht das Anlaufen unter Last. Die feld-

orientierte Regelung verwendet zur Regelung der Drehzahl einen Kaskadenregler (Bild 4), geregelt wird letztlich das Drehmoment als Funktion des Stromes und wird solange erhöht, bis die Soll-drehzahl anliegt.



**Bild 4:** Kaskadenregler für feldorientierte Regelung [32]

Der in Bild 4 dargestellte Regler ist ein PI-Drehzahlregler für eine permanentmagneterregte Synchronmaschine. Wird dieser um einen Lageregler erweitert, erhält man einen Servoantrieb. Die feldorientierte Regelung setzt bei der Asynchronmaschine einen Drehzahlsensor, bei der Synchronmaschine einen Rotorlagegeber voraus. Sollen diese zur Kostensenkung und Zuverlässigkeitserhöhung eingespart werden, können zur Stromeinprägung ohnehin vorhandene Sensoren für Strom und Spannung herangezogen werden, wodurch sich aber die Komplexität der Signalverarbeitung erhöht. SCHRÖDER beschreibt dazu verschiedene Verfahren, wobei insbesondere die Regelung um die Drehzahl Null schwierig bleibt und stark von den Anforderungen an die Regelung abhängt. [32, 33]

Aus Bild 4 wird auch ersichtlich, dass das Drehmoment vergleichsweise einfach aus dem Strom unter Zuhilfenahme eines Maschinenmodells ermittelt werden kann. Es gilt vereinfacht die **Proportionalität (2)**.

$$M \sim I_q \quad (2)$$

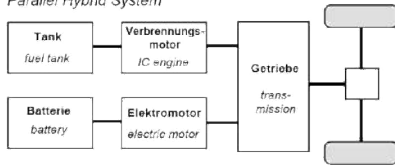
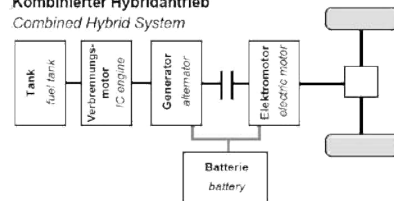
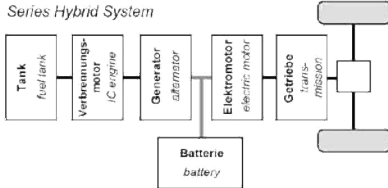
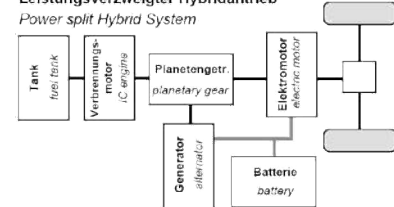
Dabei ist  $M$  das Moment an der Rotorwelle und  $I_q$  der drehmomentbildende Strom in der feldorientierten Regelung elektrischer Maschinen. Es ist festzuhalten, dass somit ein Umrichter nach Stand der Technik auch stets mindestens eine Drehmomentinformation zur Verfügung stellen kann. Nachteilig an der feldorientierten Regelung ist jedoch ihr hoher Bedarf an Rechenleistung der Steuerung, da das rotierende Koordinatensystem des Rotors permanent in die fixen Koordinaten des Stators transponiert werden muss. Diese Anforderung erhöht sich bei einer sensorlosen Regelung zusätzlich.

Für landtechnische Anwendungen ist eine feldorientierte Regelung nicht immer zwingend notwendig. Eine sensorlose Regelung – im Sinne des Verzichtes auf einen externen Rotorlage- oder Drehzahlgeber – ist jedoch auf jeden Fall zu bevorzugen. Als Hauptgründe sind hier Zuverlässigkeit, Kosten, Anforderungen an Steckverbinder und nicht zuletzt auch der Bauraum zu benennen. Die Entscheidung für eine Regelstruktur bedarf einer fallweisen Analyse der Anforderungen an Regeldynamik, Anlaufverhalten, Regelung um die Drehzahl Null herum und vieler weiterer mehr.

## 2.2.2 Elektrische Antriebe in Fahrzeugen

### 2.2.2.1 Definitionen

Im Zusammenhang mit elektrischen Antrieben im Fahrzeug wird häufig das Wort „Hybrid“ verwendet. Dabei handelt es sich nach der Definition von NOREIKAT [34] um ein Fahrzeug, das zwei Energiewandler (zum Beispiel Verbrennungsmotor und elektrische Maschinen) und zwei Energiespeicher (zum Beispiel Kraftstofftank und Akkumulator) beinhaltet. Wird der Energiespeicher Batterie weggelassen, entstehen Antriebe, in denen der elektrische Teil der Erzeugung eines stufenlosen Antriebs dient. Grundsätzlich sind alle in **Bild 5** gezeigten Varianten, mit Ausnahme des Parallelhybrids, auf diese Weise in elektrische Antriebsstränge verwandelbar.

**Paralleler Hybridantrieb***Parallel Hybrid System***Kombinierter Hybridantrieb***Combined Hybrid System***Serieller Hybridantrieb***Series Hybrid System***Leistungsverzweigter Hybridantrieb***Power split Hybrid System***Bild 5:** Verschiedene Hybridstrukturen für Fahrantriebe [35]**2.2.2.2 Personenkraftwagen**

In jüngster Vergangenheit scheinen sich elektrische Hybridfahrzeuge endgültig im Markt etablieren zu können. Dabei wird, wenn von Hybridfahrzeugen die Rede ist, automatisch die Hybridisierung konventioneller Fahrzeuge mit einem Elektroantrieb unterstellt.

Entscheidender Faktor dieser Technologie ist die Speicherung der Energie, die beim Bremsen sonst ungenutzt in Wärme umgewandelt wird. Man spricht hier vom rekuperativen Bremsen, da diese Energie – vermindert um den Systemwirkungsgrad – dem Vortrieb wieder zur Verfügung gestellt wird. Auf Grund dieses Umstandes scheint der Vorteil sich besonders im *stop-and-go* Betrieb, der den innerstädtischen Verkehr kennzeichnet, bemerkbar zu machen. Entscheidendes Kriterium für den Erfolg dieser Fahrzeuge ist dabei die Leistungsdichte des elektrischen Antriebsstranges, die Lebensdauer und das Leistungsvolumen des Speichermediums und, möglicherweise am entscheidendsten überhaupt, die Kosten.

### 2.2.2.3 Nutzfahrzeuge

Im Gegensatz zum PKW, wo parallele Hybride und Leistungsverzweigung dominieren [36], ist der serielle Aufbau im Nutzfahrzeug die derzeit dominierende Variante. Gemäß Definition handelt es sich hierbei jedoch – mit Ausnahme der Busse [37] – nur selten um Hybride, da diesen Fahrzeugen in aller Regel der zweite Energiespeicher fehlt [26]. Wird das Sekundärelement im seriellen Aufbau weggelassen, ergeben sich diesel-elektrische Antriebsstränge wie z.B. in [38]. Die wichtigsten Konstruktionsanforderungen dieser Antriebsstränge sind:

- Stufenlosigkeit
- Aufgelöste Bauweise / Bauraumrestriktionen
- Kosten der Getriebeentwicklung für geringe Stückzahlen / Sondermaschinen
- Weniger Gewichtseinschränkungen
- Konkurrenz zu rein hydraulischen Antrieben

Ausgeführte Produkte wie Busse und Baumaschinen decken dieses Spektrum der Konstruktionsanforderungen in der Regel vollständig ab. Vor allem bei größten Muldenkipper für den Tagebau ist ein Trend zu elektrischen Fahrtrieben zu erkennen, da diese geringere Betriebskosten und höhere Produktivität ermöglichen als mechanische Antriebe [26, 39-41]. Ein ebenfalls häufig genannter Vorteil liegt in der Möglichkeit des verschleißfreien Bremsens [26, 36]. Die wichtigsten Gründe für die Abwesenheit des zweiten Energiespeichers bei Muldenkippern dürften in der erforderlichen Größe der Sekundärelemente und deren Kosten liegen. Für Radlader und Bagger wurden aber bereits Hybridsysteme vorgestellt [42-45]

### 2.2.3 Elektrische Antriebe in Landmaschinen

Einige grundlegende Untersuchungen zum Einsatz elektrischer Fahrtriebe für Landmaschinen – und vor allem Traktoren – finden sich in [46] und [47]. Hierbei zeigt sich das Potenzial elektrischer Antriebe in Landmaschinen. So zeigt WÜNSCHE anhand eines Modells, dass der Fahrwerkswirkungsgrad durch einen Einzelradantrieb mit elektrischen Maschinen gegenüber konventionellen Systemen

mit starrer Drehzahlkopplung der Achsen und Differentialen verbessert werden kann [48]. Hauptgrund hierfür ist der permanente Allradantrieb mit individuell angepasster Drehmomentverteilung. Ein weiteres Vorteil ist das Wegfallen mechanischer Belastungen auf Grund des verspannungsfreien Abrollens aller Räder durch das stets gleiche Vorzeichen aller Drehmomente an den Antriebsmaschinen.

In einer eher grundsätzlichen Betrachtung sieht TARASINSKI [28] als Einführungszenario für elektrische Antriebe die Reihenfolge:

1. Mehr Leistung im Fahrzeug (für Nebenantriebe)
2. Ersatz von mechanischen Verteilgetrieben auf Geräten und Ersatz der Zapfwelle bei Geräten kleiner und mittlerer Leistung
3. Fahrtriebe

Zu Punkt 2 dieser Reihenfolge sei angemerkt, dass dieser bereits bei hydraulischer Leistungsverteilung auf den Geräten angewendet wird. Dies gilt insbesondere dann, wenn es um rotatorische Antriebe geht. Es findet sich in ausgeführten Produkten eine Vielzahl von Antrieben, bei denen der hydraulische Antrieb seinen erheblichen Nachteil im Wirkungsgrad gegenüber mechanischen Antrieben auf Grund von Vorteilen in der Konstruktion und der Prozesssteuerung aufwiegt, so dass Geräte mit gleichem Zweck jedoch unterschiedlicher Lösung der Antriebsaufgabe existieren. Als Beispiel können hierfür Düngerstreuer oder Heuwender genannt werden.

Gerade in der Leistungsbereitstellung für Nebenantriebe und Anbaugeräte sehen SZAJEK ET AL. ein großes Potenzial zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades des Fahrzeugs [49]. Dieses Konzept beinhaltet neben einem offenen Hochspannungsnetzwerk [12] auch einen Vorschlag zu einem elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten Fahr-Getriebe [50], ähnlich den bekannten hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigten Getrieben, die bei Traktoren verschiedener Hersteller (AGCO, Claas, CNH, John Deere) im Einsatz sind. Bei diesem Konzept handelt es sich um einen leistungsverzweigten Aufbau gemäß der Definition in Kapitel 2.2.2.1. Ein serielles Konzept findet sich in [49]. Bei dem ausgeführten Prototyp handelt es sich um einen elektrischen Direktantrieb für einen Standardtraktor. Eine

Mischform stellt [52] dar, da hierbei ein serielles Konzept zum Antrieb der Vorderachse über den Boden eine Leistungsverzweigung mit dem konventionellen Hinterachsgetriebe herstellt.

RENIUS unterscheidet zwei Hauptfunktionen des Fahrtriebs und gibt einige Beispiele für Maschinen, die zur jeweiligen Gruppe gehören [53]. Diese Einteilung wurde zwar ausschließlich für hydrostatische Antriebe vorgenommen, kann jedoch auch auf elektrische Varianten ausgeweitet werden. **Tabelle 4** zeigt diese Einteilung.

**Tabelle 4:** Mobile Arbeitsmaschinen mit stufenlosen Fahrtrieben (verändert nach [53])

Hauptfunktion	
Zug-/Schubkräfte erzeugen	Fahrzeug bewegen
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Standardtraktoren</li> <li>• Erdbewegungsmaschinen</li> <li>• Pistenraupen</li> <li>• Flugzeugschlepper</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erntemaschinen</li> <li>• Kleintraktoren</li> <li>• Maschinenträger</li> <li>• Kommunalfahrzeuge</li> <li>• Stapler</li> <li>• Straßenwalzen</li> </ul>

Auf Grund der hohen Spreizung, die für Traktorgetriebe notwendig ist, um sowohl hohe Zugkräfte als auch hohe Fahrgeschwindigkeiten abdecken zu können, scheinen die leistungsverzweigten Varianten vorteilhafter. Hinzu kommt, dass direkte hydraulische Getriebe nach wie vor zu verlustreich sind [53]. Eine Sonderposition nehmen dabei die Kleintraktoren ein, da diese häufig zum Antreiben von Arbeitsgeräten verwendet werden. Insbesondere gilt dies für den Wein- oder Obstbau in Europa. Abweichend von [53] werden sie hier deshalb der Hauptfunktion „Fahrzeug bewegen“ zugeteilt. Abgesehen von den Kleintraktoren haben sich auf diesem Bereich direkte hydraulische Antriebe, auch wegen des hohen Komforts, schon etabliert. Es kann also davon ausgegangen werden, dass elektrische Antriebe mit einem höheren Wirkungsgrad hier ebenfalls gute Erfolgsaussichten haben dürften. Ähnlich ist die Situation bei Selbstfahrern zu bewerten. Dort werden heute vor allem direkte hydraulische Antriebe verwendet, da stufenloser Fahrtrieb und aufgelöste Bauweise als sehr wichtig angesehen werden und Energie-

verluste weniger stark ins Gewicht fallen [53]. Vergleichende Untersuchungen von BERNHARD ET AL. an einem Mähdrescher haben gezeigt, dass hier elektrische Antriebe Vorteile im Wirkungsgrad bieten [54]. Zu sehr ähnlichen Ergebnissen kommen GALLMEIER UND AUERNHAMMER für den Einsatz elektrischer Antriebe in einem Feldhäcksler [55], wobei in [56] auf noch erheblichere Vorteile gegenüber offenen Hydrauliksystemen mit mehreren Abnehmern pro Pumpe hingewiesen wird. AUMER ET AL. vergleichen elektrischen und hydraulischen Antrieb für einen Mähdrescher und gehen von einem im Mittel etwa 23% besseren Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs aus. Sie sehen den hydraulischen Antrieb aber im Vorteil in Bezug auf Masse und Kosten [57].

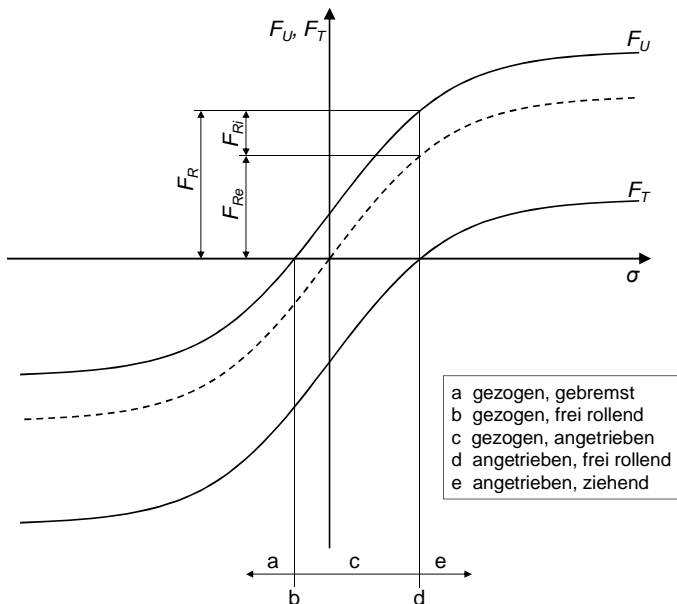
Stromaggregate und zapfwellengetriebene Generatoren stellen eine weitere, bereits in vielfältigem Einsatz befindliche Anwendung elektrischer Antriebe in der Landwirtschaft dar. Ihre Verwendung reicht von der Bereitstellung elektrischer Energie für Werkzeuge (z.B. Sägen, Schweißgeräte) und stationäre Geräte (z.B. Förderbänder, -gebläse) abseits der Netzversorgung bis hin zur Notstromversorgung an der Hofstelle. Auf Grund des großen potentiellen Schadens in der Tierhaltung bei länger andauernden Stromausfällen [58] ist letztere Anwendung besonders interessant. [59] liefert Ansatzpunkte zur Bestimmung der notwendigen Leistung einer solchen Notstromversorgung.

Die Firma CNH stellte auf der Agritechnica 2005 einen Prototyp eines elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten Traktors vor. Besonders interessant an diesem Konzept ist der Verweis auf einen kurzfristigen Betrieb ohne Verbrennungsmotor aus einer Batterie. Es handelt sich daher um einen „echten“ Hybriden gemäß der Definition aus [34]. Im Rahmen der SIMA 2009 wurde, ebenfalls von CNH, ein brennstoffzellenbetriebener Traktor mit einzelnen elektrischen Direktantrieben für Achsantrieb und Zapfwelle vorgestellt [60]. Auf der Agritechnica 2009 zeigte Belarus erstmals einen Traktor mit seriellem dieselektrischen Antrieb, einem elektrisch angetriebenen Hauptlüfter und einer elektrischen Frontzapfwelle. Für diesen Traktor werden auch Einheiten zur Bereitstellung von Spannungsqualitäten ähnlich dem öffentlichen Stromnetz angeboten [61].



### 2.3 Reifen-Boden-Kontakt

Dem Reifen-Boden-Kontakt kommt beim Einsatz von Traktoren große Bedeutung zu. Er ist einer der bestimmenden Faktoren für den Energieverbrauch während des Maschineneinsatzes. Daher soll an dieser Stelle gesondert auf ihn eingegangen werden. Unterschieden werden müssen zunächst die Radumfangskraft und die Triebkraft. Diese durchlaufen die in **Bild 6** gezeigten Zustände vom gebremsten gezogenen Rad bis zum ziehenden angetriebenen Rad. Dargestellt über dem Schlupf  $\sigma$  wird dabei der Verlauf der Umfangskraft  $F_U$ , die unter Berücksichtigung des Rollwiderstands  $F_R$  (zusammengesetzt aus internem und externem Rollwiderstand  $F_{Ri}$  respektive  $F_{Re}$ ) die Triebkraft  $F_T$  ergibt. Für diese Arbeit ist besonders der ziehend angetriebene Zustand von Bedeutung, da nur in ihm Triebkraft zum Bewegen von Maschinen bereitgestellt wird.



**Bild 6:** Verschiedene Zustände des Rades bei der Fahrt mit Schlupfnullpunktdefinition nach Grečenko [62]

Fahrzeugseitig wichtigster Parameter ist die Radaufstandskraft  $F_z$ . Sie bestimmt nach Multiplikation mit den den Reifen-Boden-Kontakt beschreibenden Faktoren Triebkraftbeiwert  $\kappa$  und Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  die erzielbare Zugkraft  $F_T$  nach **Gleichung (3)** und den Rollwiderstand  $F_R$  nach **Gleichung (4)**.

$$F_T = \kappa \cdot F_z \quad (3)$$

$$F_R = \rho \cdot F_z \quad (4)$$

Die Beiwerte  $\kappa$  und  $\rho$  sind abhängig von einer Vielzahl von Parametern. Diese lassen sich in die reifen- und die bodenabhängigen Parametergruppen teilen. Die vom Reifen abhängigen Parameter sind die Abmessungen, der Aufbau des Reifens (radial oder diagonal), die Gummimischung, das Profil und der Innendruck. Die bodenabhängigen Parameter sind untereinander stark abhängig. Es sind dies unter Anderem Bodenart, Bodenfeuchte, Struktur, Bewuchs und vorangegangene Bearbeitung. Die starke Interdependenz der einzelnen Parameter macht es unmöglich, nach dem sonst üblichen *ceteris paribus* nur einen Parameter zu verändern und alle anderen beizubehalten. Auf Grund dieser Umstände ist es unpraktikabel, den Reifen-Boden-Kontakt in Abhängigkeit nur eines Parameters, z.B. der Bodenart, darzustellen. Für Simulationen werden daher Kategorien gebildet, welche die Art des Reifen-Boden-Kontaktes nach ihrer Vorteilhaftigkeit bezüglich der Zugkraftentwicklung zusammenfassen. Auf Basis umfangreicher Untersuchungen stellten STEINKAMPF UND JAHNS **Gleichung (5)** zur mathematischen Beschreibung der Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurve auf [63].

$$\kappa = a + b \cdot e^{c \cdot \sigma} \quad (5)$$

Die Parameter  $a$ ,  $b$  und  $c$  sind abhängig vom Reifen-Boden-Kontakt. Bei SCHREIBER [10] findet sich die um den Parameter  $d$  erweiterte **Gleichung (6)**, die auf den Messungen aus [63] aufbaut, jedoch durch einen zusätzlichen Parameter die Darstellung eines lokalen Maximums erlaubt. Da dieses Maximum jedoch außerhalb des hier zu betrachtenden Schlupfbereichs liegt, wird auf die Verwendung dieser erweiterten Gleichung verzichtet.

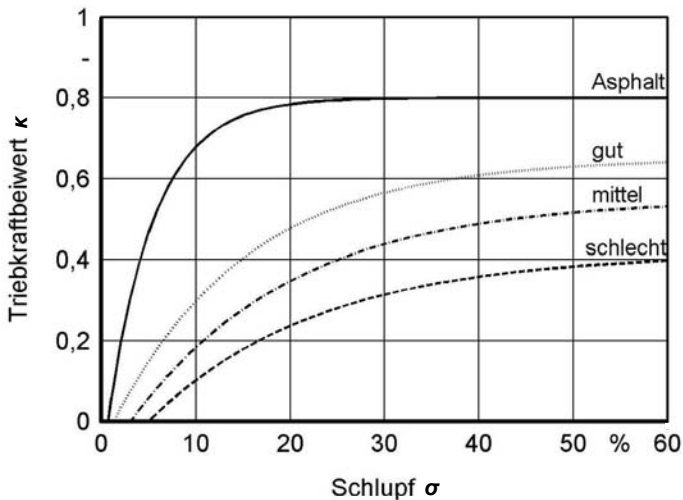
$$\kappa = a - b \cdot e^{-c \cdot \sigma} - d \cdot \sigma \quad (6)$$

Angelehnt an KUTZBACH [64] werden vier Arten des Reifen-Boden-Kontaktes definiert: schlecht, mittel, gut und Asphalt. Dies ist notwendig, da in späteren Simulationen nur zwischen diesen repräsentativen Arten gewechselt werden soll. Die zugehörigen Werte für  $a$ ,  $b$  und  $c$  finden sich in **Tabelle 5**.

**Tabelle 5:** Parameter zur Beschreibung des Reifen-Boden-Kontakts

Bodenzustand	$a$	$b$	$c$	Entspricht etwa
Schlecht	0,4164	-0,5504	-0,056	Abgeerntetes Rübenfeld
Mittel	0,55	-0,66	-0,059	Abgeerntetes Silomaisfeld
Gut	0,6499	-0,7119	-0,0707	Stoppelacker
Asphalt	0,8	-0,909	-0,2015	Straße

**Bild 7** zeigt die verschiedenen Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurven, anhand derer sich unter den gegebenen Randbedingungen bei einer bestimmten Triebkraft einstellende Schlupf ermittelt werden kann.



**Bild 7:** Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurven nach Gleichung (5) mit Parametern aus Tabelle 5

Der Rollwiderstandsbeiwert nimmt mit der Verbesserung der Bodenbedingungen ab. An den einzelnen Achsen wird er bei den hier verwendeten Modellen vereinfacht als konstant angenommen und sinkt von Traktorvorderachse bis zur letzten Anhängerachse durch den Multi-Pass-Effekt ab und zwar proportional zur Steigerung des Triebkraftbeiwerts, **Gleichung (7)** [65].

$$\rho_{VA} + \kappa_{VA} \approx \rho_{HA} + \kappa_{HA} \quad (7)$$

In der Realität steigt der Rollwiderstandsbeiwert linear mit dem Schlupf, die Steigung liegt jedoch im %-Bereich [63], so dass der Fehler, zumal im betrachteten Schlupfbereich, klein ist. **Tabelle 6** zeigt die hinterlegten Rollwiderstandsbeiwerte für nicht angetriebene Achsen von Traktor und Anhänger.

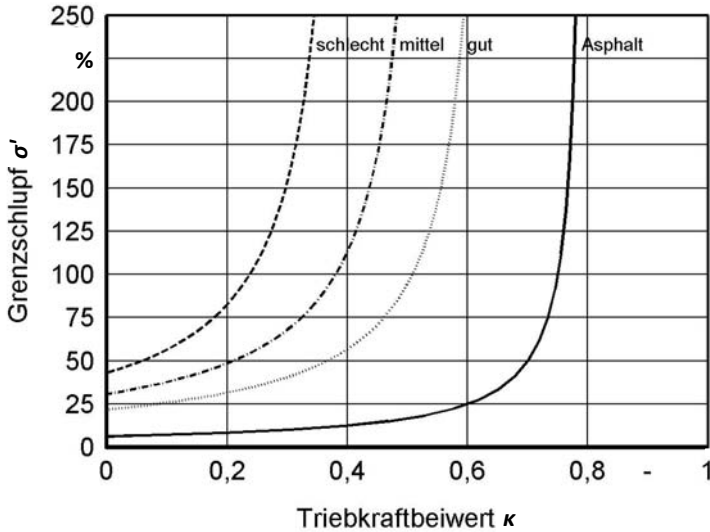
**Tabelle 6:** Rollwiderstandsbeiwerte für nicht angetriebene Achsen

Reifen-Boden-Kontakt	$\rho_{Tr VA}$	$\rho_{Anh A1}$	$\rho_{Anh A2}$
Schlecht	0,25	0,15	0,1
Mittel	0,15	0,08	0,06
Gut	0,08	0,06	0,04
Asphalt	0,015	0,015	0,015

Da diese Werte den Multi-Pass-Effekt berücksichtigen, gelten sie nur für die Geradeausfahrt. Bei Kurvenfahrt verlassen jedoch manche Räder die Spur der davor laufenden Achsen, wodurch der Rollwiderstand ansteigt.

Im Anwendungsfall muss die  $\kappa$ - $\sigma$ -Kurve so abgelesen werden, dass sich ausgehend von einem (benötigten) Triebkraftbeiwert ein Schlupf einstellt. Die zusätzlichen „Kosten“ (=Schlupf) pro hinzugewonnener „Output-Einheit“ (=Triebkrafterhöhung) lassen sich für Gleichung (5) entsprechend **Gleichung (8)** mathematisch beschreiben und sollen Grenzschlupf  $\sigma'$  genannt werden [66]. Das folgende **Bild 8** stellt für die vorgegeben Reifen-Boden-Kontakte den Grenzschlupf grafisch dar.

$$\sigma' = \frac{d\sigma}{d\kappa} = \frac{1}{(\kappa - a) \cdot c} \quad (8)$$



**Bild 8:** Grenzschlupf über Triebkraftbeiwert für verschiedene Reifen-Boden-Kontakte

Im weiteren Verlauf der Arbeit werden hiervon abweichend auch Modelle Anwendung finden, in denen lediglich der Rollwiderstand betrachtet wird. Diese dienen dazu, am gleichen Fahrzeug verschiedene Antriebstechnologien zu vergleichen, wodurch der Schlupf unerheblich wird. Der Rollwiderstand als vom Verbrennungsmotor abzudeckender Fahrwiderstand geht allerdings in diese Modelle ein, da er zur Last am Verbrennungsmotor beiträgt und damit zur Ermittlung des spezifischen Verbrauchs notwendig ist. Für diesen Fall gelten die in **Tabelle 7** zusammengefassten Rollwiderstandbeiwerte für das Gesamtfahrzeug. Der sehr gute Reifen-Boden-Kontakt hat in der landwirtschaftlichen Praxis nur wenig Bedeutung. Er wurde eingeführt, um auf Versuchsflächen vorgefundene Bedingungen zu beschreiben.

**Tabelle 7:** Rollwiderstandsbeiwerte für das Gesamtfahrzeug

<b>Reifen-Boden-Kontakt</b>	<b><math>\rho</math></b>	<b>Entspricht etwa</b>
Mittel	0,1	Abgeerntetes Silomaisfeld
Gut	0,05	Stoppelacker
Sehr gut	0,03	Verdichteter, trockener Acker

### 3 TRAKTOR

Im Folgenden wird ein Konzept für einen elektrischen Antrieb landwirtschaftlicher Anbaugeräte auf Basis eines ausgeführten Fahrzeugs erarbeitet.

#### 3.1 Fahrzeugarchitektur

##### 3.1.1 Das Basisfahrzeug

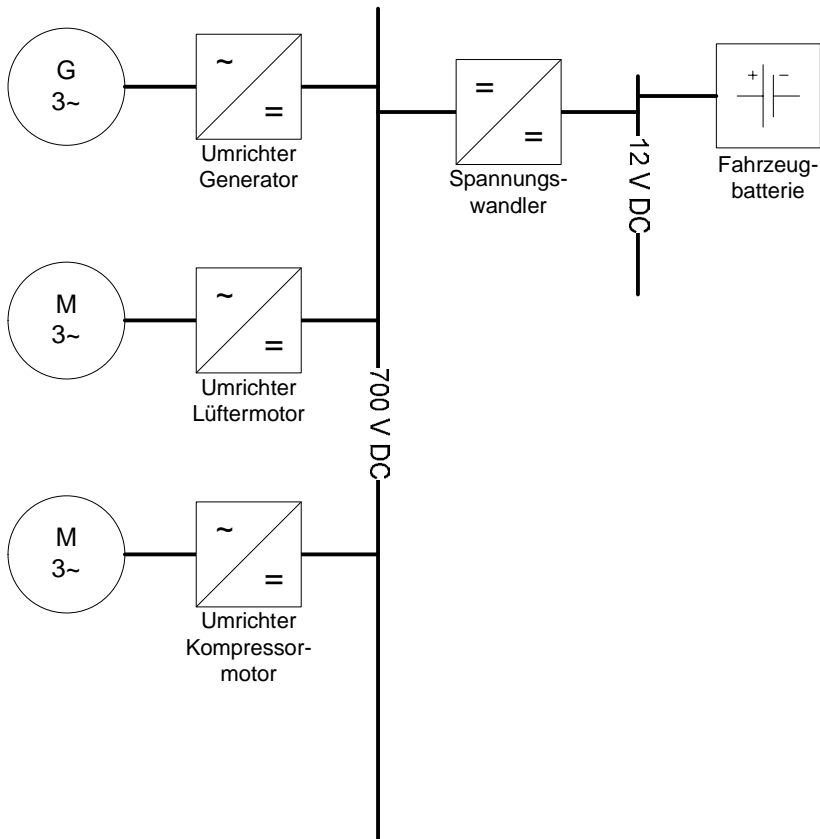
Als Basis der Entwicklung dienen die von der Firma John Deere zur Agritechnica 2007 vorgestellten Traktoren 7430 und 7530 E Premium (**Bild 9**), welche mit einem elektrischen Bordnetz erhöhter Spannung (700 V DC) ausgestattet ist.



**Bild 9:** Traktor John Deere 7530 (Werkbild John Deere)

Dieses Bordnetz wird dazu verwendet, zunächst vor allem Nebenverbraucher des Verbrennungsmotors – also Lüfterantrieb, Klimaanlagekompressor und die Lichtmaschine – durch elektrische Antriebe zu ersetzen. Ziel dieser Entwicklung ist es, die am Dieselmotor abgenommene Leistung für diese Nebenantriebe insbesondere dann zu reduzieren, wenn nicht die volle Antriebsleistung benötigt wird. Dies ist zum Beispiel bei reduziertem Kühlungsbedarf auf Grund niedriger Außen-

temperaturen oder niedriger Motorauslastung der Fall. **Bild 10** zeigt das Basissystem in Form eines Blockschaltbildes.



**Bild 10:** Vereinfachtes Blockschaltbild des elektrischen Bordnetzes des John Deere E Premium

Zusätzlich zur Verringerung des Leistungsbedarfs der Motornebenaggregate unter bestimmten Bedingungen ermöglicht der stufenlose Lüfterantrieb auch eine Veränderung der Motorkennlinie hin zu erhöhter Leistung im unteren Drehzahlbereich, da die Möglichkeit der Drehzahlerhöhung am Lüfter bei niedriger Drehzahl des Verbrennungsmotors das Abführen der anfallenden Verlustleistung ermöglicht.



Dies wird durch eine Erhöhung und gleichzeitige Verlängerung des Drehmomentanstieges erreicht. Hiervon verspricht man sich in erster Linie eine bessere Beschleunigung im Transport sowie größeres Durchzugsvermögen bei Feldarbeiten [67]. Als Vorteil aus dem stufenlosen Klimakompressorantrieb ergibt sich, dass die Kälteleistung bedarfsgerecht angepasst werden kann und dies auch mit Verdichtern mit konstantem Hubvolumen. Ferner kann der Kompressor nun frei platziert werden, wodurch der Aufwand für Verschlauchung reduziert wird [68].

### **3.1.2 Erweiterung des Systems**

#### **3.1.2.1 Vorüberlegungen zum Geräteantrieb**

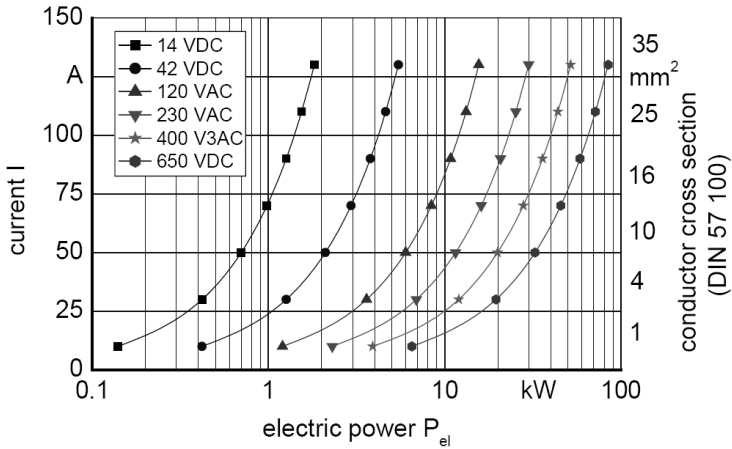
Allen Überlegungen zum Geräteantrieb sei vorangestellt, dass die Traktor-Geräte-Kombination auf Grund ihrer Rekonfigurierbarkeit besondere Anforderungen an die Antriebstechnik und die zugehörigen Steuerungen stellt [25]. Wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, beinhaltet [49] ein Konzept zum Antrieb von Anbaugeräten mittels einer in [12] beschriebenen Vorrichtung. Dazu ist eine Öffnung des Gleichspannungszwischenkreises zum Anschluss externer Verbraucher vorgesehen. Zur Beschreibung dieses Entwurfes wird an dieser Stelle der Begriff „Elektrisches Power Beyond“ eingeführt. Dieser beschreibt, in Analogie zu bereits im Markt etablierten hydraulischen Power Beyond, die Versorgung eines Verbrauchers mit Leistung, die dieser zu Regelungszwecken dann selbst wandelt. Diese Architektur bietet den Vorteil, dass zwischen Leistungsquelle und Verbraucher theoretisch keinerlei Kommunikation ablaufen muss und die Regeleinheit auf dem Gerät stets optimal den Bedürfnissen desselben angepasst werden kann. Allerdings bedarf jedes Gerät seiner eigenen Regeleinheit, wodurch Redundanzen entstehen, die – ökonomisch betrachtet – besonders unter Berücksichtigung des geringen jährlichen Nutzungsgrades mancher landwirtschaftlicher Maschinen, als suboptimal angesehen werden müssen. Dem entgegen steht das Konzept der Bereitstellung von Regeleinheiten auf dem Traktor, die jedoch erhöhte Anforderung an die Kommunikation zwischen den Geräten stellt (siehe auch Kapitel 2.1.2). Unter dieser Prämisse scheint es sinnvoll, zumindest eine geringe Zahl von Regeleinheiten (Umrichtern) auf dem Traktor vorzusehen, mit denen Anbaugeräte angetrieben werden können. Dieser Ansatz ermöglicht weiterhin eine höhere Ausnutzung des

kostenintensiven Bauteils „Umrichter“, da er so für mehr als ein Verfahren eingesetzt werden kann. Darüber hinaus ist aus Gründen der Komplexität, der Kosten und nicht zu letzt auch des Bauraumes nicht vorstellbar, eine größere Zahl von Regeleinheiten für sehr komplexe Geräteantriebsstrukturen auf dem Traktor bereitzuhalten. Die Analogie zu den hydraulischen Schnittstellen des Traktors, also Zusatzsteuergeräten und hydraulischem Power Beyond, bietet sich an.

### 3.1.2.2 Architekturvorschlag

Ausgehend von den im vorangegangenen Kapitel angestellten Überlegungen wird ein Vorschlag für eine erweiterte und universell einsetzbare Architektur erarbeitet, mit der verschiedenen Geräten und ihren Anforderungen Rechnung getragen werden kann. Dabei ergeben sich zunächst zwei Grundkonzepte, nämlich die Regelmäßigkeit Umrichter auf dem Traktor oder dem Gerät zu platzieren. Beide Konzepte werden im Anschluss nach verschiedenen Kriterien bewertet.

Als Kriterien werden die Mehrfachverwendbarkeit der Umrichter sowie ihre an den jeweiligen Antriebsstrang genau angepasste Dimensionierung herangezogen. Hinzu kommt die Einbindung in das Fahrzeugkühlsystem, wobei unterstellt wird, dass der Traktor mit einem geeigneten Kühlsystem ausgerüstet ist und auf dem Anbaugerät kein solches zur Verfügung steht. Des Weiteren wird die Frage betrachtet, wie eine zwangsläufig vorhandene Trennstelle zwischen Traktor und Gerät stromlos geschaltet werden kann. Dazu wird in [12] vorgeschlagen, ein im Wesentlichen auf mechanischen Schaltern basierendes System zu verwenden. Ähnliche Funktionalität kann aber auch ein Umrichter bereitstellen, dessen Halbleiterelemente ebenso wie ein mechanisches Schütz unter Last trennen können. Dies wird benötigt, um einen Berührschutz zu gewährleisten und Lichtbögen beim Trennen zu verhindern. Auch die Leistungsdichte der Übertragung ist zu betrachten. In Erweiterung von TEICHMANN ET AL. [69] beschreiben BERNHARD UND SCHLOTTER [70] die Zusammenhänge von Strom, Leiterquerschnitt und Leistung grafisch (**Bild 11**).



**Bild 11:** Zusammenhang zwischen Strom und Leistung für unterschiedliche Spannungen [70]

Niedrige Gleichspannungen ebenso wie einphasige Wechselstromsysteme sind für den erwarteten Leistungsbereich von wenigen Kilowatt bis zu deutlich über 100 kW ungeeignet, da die Leistungsdichte zu gering ist. Im Folgenden wird daher stets von einem dreiphasigen Wechselstromnetz oder einem Gleichstromnetz höherer Spannung ausgegangen. Vergleicht man vor diesem Hintergrund also **Gleichung (9)** für Gleichspannung und **Gleichung (10)** für ein dreiphasiges System, wird deutlich, dass bei letzterem die den Leiterquerschnitt bestimmenden Ströme  $I$  bei gegebener Leistung  $P$  geringer sind, solange die Spannungen  $U$  nicht mehr als um den Verkettungsfaktor  $\sqrt{3}$  auseinander liegen.

$$P_{DC} = U \cdot I \quad (9)$$

$$P_{3AC} = U \cdot I \cdot \sqrt{3} \quad (10)$$

Frequenzumrichter erzeugen durch Pulsweitenmodulation aus der Zwischenkreisspannung  $U_{DC}$  die (Phasen-) Spitzenspannung  $U_s$ . Daher besteht zwischen der Zwischenkreisspannung und dem Effektivwert der Spannung  $U_{eff}$  der Zusammenhang aus **Gleichung (11)**.

$$U_{DC} = U_s = U_{eff} \cdot \sqrt{2} \quad (11)$$

Auch wenn ein dreiphasiges Wechselstromsystem zwingend einen Leiter mehr erfordert als ein Gleichspannungssystem, sollte die Leistungsdichte besser sein, da die Spannung im Wechselspannungssystem zwar um den Faktor  $\sqrt{2}$  kleiner ist, jedoch die Leistung um den Faktor  $\sqrt{3}$  steigt, wodurch bei gleicher Leistung die Leiterquerschnitte kleiner sind. Darüber hinaus werden die Leiter zu einem Kabel verseilt, wobei die Ausnutzung der Querschnittsfläche eines Rundkabels steigt. Flachbandkabel erscheinen nur in sehr vereinzelt Anwendungen überhaupt einsetzbar, da ihre Biegesteifigkeit in verschiedenen Richtungen stark unterschiedlich ist und das Ankoppeln wie auch der Betrieb der Anbaugeräte Bewegungen zwischen Traktor und Gerät um alle drei Achsen des Koordinatensystems hervorrufen können. Dies alles gilt allerdings nur für den Fall, dass keine Einzelleiter verlegt werden, was für die Geräteanwendung ungünstig erscheint und daher nicht betrachtet werden soll.

Der Kommunikation zwischen den verwendeten Bauteilen kommt eine erhebliche Bedeutung zu. Kommunikation beschreibt in diesem Kontext zum einen die Mensch-Maschinen-Schnittstelle, auf die an späterer Stelle nochmals eingegangen wird. Zum anderen auch die Kommunikation zwischen Leistungsquelle Traktor und Leistungssenke Gerät, ebenso wie zwischen den Komponenten Umrichter und Motor. So müssen in der Konfiguration Umrichter auf dem Fahrzeug, Motor auf dem Gerät auch noch Informationen zur Umrichterparametrierung übertragen werden, zumindest wenn der Anwender diese nicht von Hand eingeben soll. Dazu kommen, wenn keine sensorlose Regelung realisiert wird, noch Drehzahl- oder Rotorlageinformationen, die zur Regelung im laufenden Betrieb ständig übertragen werden müssen, um eine korrekte Kommutierung zu ermöglichen.

Eine weitere, erhebliche Herausforderung stellt der Betrieb mehrerer, geregelter Antriebe an einem Zwischenkreis dar. Dieser Umstand liegt darin begründet, dass der den Zwischenkreis mit Energie versorgende Generator nebst zugehörigem Umrichter in aller Regel die Spannung des Zwischenkreises regelt. Bei Lastsprüngen auf der Verbraucherseite kann es nun zum Über- oder Unterschreiten der

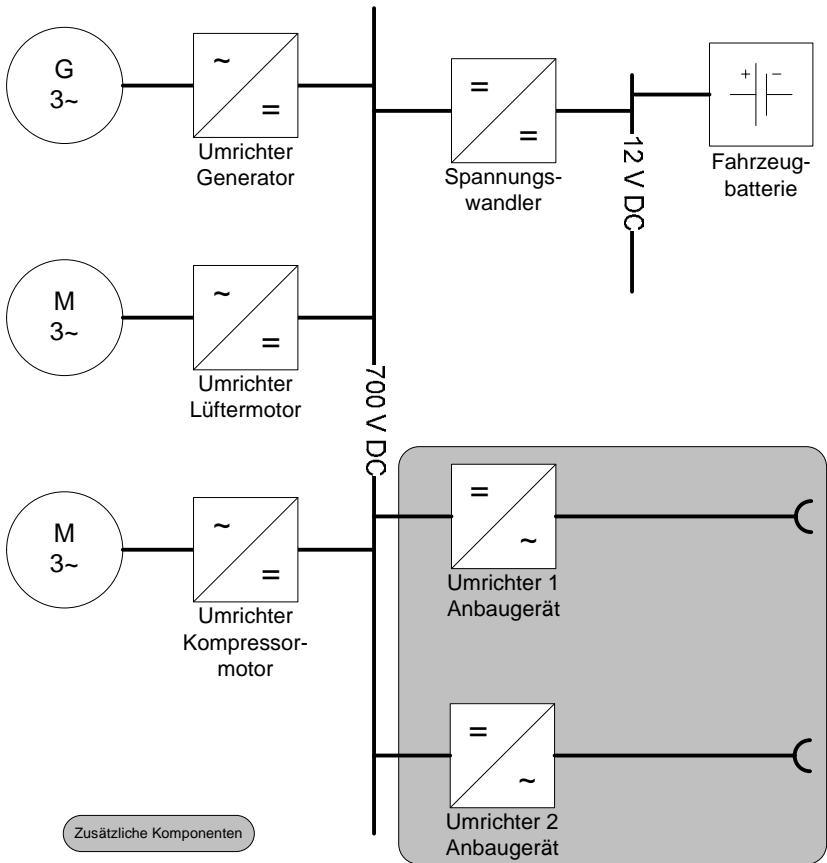
Grenzwerte für diese Spannung kommen, also z.B. eine Überspannung bei plötzlichem Ausschalten einer Last hoher Leistung oder einem Spannungseinbruch auf Grund einer plötzlichen Erhöhung der Leistungsanforderung. Dabei ist ein Ausregeln dieser Störgröße durch den Generatorumrichter auf Grund der hohen Dynamik praktisch kaum möglich, wodurch eine Abschaltung des Systems ausgelöst würde, die jedoch nicht zwangsläufig toleriert werden kann. Diesem Umstand kann mit einer Erhöhung der Zwischenkreiskapazität begegnet werden, die sich allerdings auf den benötigten Bauraum und die Kosten negativ auswirkt. Aus Gründen der Haltbarkeit der Komponenten können die Grenzwerte auch kaum verändert werden, so dass als beste Möglichkeit die Übermittlung einer entsprechenden Information über ein bevorstehendes Szenario bleibt. Insbesondere gilt dies, wenn zum Bereitstellen von zusätzlicher Energie der Verbrennungsmotor in seiner Drehzahl angehoben werden müsste. Damit zeigt sich, dass auch eine reine Power Beyond Konfiguration nicht ohne Kommunikation auskommt.

Durch alle diese Punkte entstehen höchste Anforderungen an den Determinismus der Übertragung sowie an die Übertragungs- und Verarbeitungsgeschwindigkeit. Als Zwischenfazit kann festgehalten werden, dass hierbei auch ein erheblicher Normungsbedarf besteht, da bisher lediglich proprietäre Systeme hierzu in der Lage wären, was aber auf Grund der auch in [25] erwähnten Rekonfigurierbarkeit landwirtschaftlicher Maschinen nicht als vorteilhaft für den Anwender gesehen werden kann.

**Tabelle 8:** Eigenschaften der Grundkonzepte (+ = gut; o = mittel; - = schlecht)

Kriterium	Umrichter auf Traktor	Umrichter auf Gerät
Mehrfachverwendung in verschiedenen Verfahren	+	-
Bedarfsangepasste Umrichterdimensionierung	-	+
Einbindung in das Fahrzeugkühlsystem	+	-
Aufwand für Sicherheitsschaltung	+	-
Anforderungen an Kommunikation	o	+
Leistungsdichte in der Übertragung	+	o

**Tabelle 8** fasst die Anforderungen an die Konzepte zusammen und bewertet, in wie weit diese erfüllt werden. Die Variante „Umrichter auf Traktor“ ist nach dieser Bewertung vorteilhafter. Auf eine umfassendere Bewertung wurde hier bewusst verzichtet, da sich der Großteil der dann benötigten Gewichtungsfaktoren erst nach Gewinnung von Versuchsergebnissen und Erfahrungswerten ergibt. Es wird vorgeschlagen, das bestehende System wie in **Bild 12** dargestellt zu erweitern. Dadurch entsteht ein serieller elektrischer Antrieb für das Anbaugerät. Auf die Möglichkeit der Leistungsverzweigung wurde hier bewusst verzichtet, wobei sie theoretisch unter Zuhilfenahme der Zapfwelle und eines Summierungsgetriebes auf dem Gerät immer noch möglich ist. Sie weist jedoch viele mit der Gelenkwelle verbundene Probleme auf.



**Bild 12:** Erweitertes Konzept für elektrischen Geräteantrieb

### 3.2 Bedienkonzept

Ausgehend von der gewählten Systemarchitektur ergeben sich Anforderungen an das Bedienkonzept der elektrischen Schnittstelle: es soll dem Anwender eine komfortable, sichere und effiziente Bedienung ermöglichen. Die Bedienung einfachster Geräte soll genauso möglich sein wie der Betrieb komplexer, hoch automatisierter Systeme, gegebenenfalls auch in Form eines offenen Gleichspannungsnetzes wie in [12].

### 3.2.1 Funktionale Ebenen

Zunächst werden funktionale Ebenen definiert, in denen die Vielzahl möglicher Betriebsweisen der Schnittstelle zu generischen Blöcken zusammengefasst sind. Auch hier bietet sich eine Anlehnung an bereits etablierte Schnittstellen und ihre Bedienstrategien – inklusive ISOBUS *class 3* Anwendungen – an. Hierfür kommen sowohl die mechanische Zapfwelle als auch die hydraulischen Schnittstellen Zusatzsteuergerät und Power Beyond in Betracht, **Tabelle 9**.

**Tabelle 9:** Funktionale Ebenen

<b>Ebene</b>	<b>Bezeichnung</b>	<b>Beispiel</b>
1	Steckdose	Normmotoren, Notstromerzeugung
2	Drehzahleinstellung	(Stufenlose) Zapfwelle, hydr. Steuergerät
3	Gekoppelte Drehzahl	Wegzapfwelle
4	Systemgesteuerte Drehzahl	Gerät steuert Traktor
5	Elektrisches Power Beyond	Leistungsversorgung komplexer Geräte

Ebene 1 beschreibt die einfachste aller vorstellbaren Varianten: eine Spannung und Frequenz ähnlich dem öffentlichen Netz, die zwar zwischen einzelnen Ländern unterschiedlich ist, jedoch nicht verstellt werden kann. Ein solcher Betriebsmodus kann ab Werk länderspezifisch im Umrichter hinterlegt werden.

Folgt man den bereits vorhandenen Traktorfunktionen, sollte aus Anwendungssicht ein Verstellen der am Antrieb des Gerätes anliegenden Drehzahl möglich sein. Diese Funktion beschreibt Ebene 2. Sie ist analog zu sowohl der Zapfwelle als auch den Zusatzsteuergeräten zu sehen. Ebene 3 stellt als zusätzliche Erweiterung das Koppeln der Drehzahl an eine externe Größe bereit. Koppelt man beispielsweise die Drehzahl am Geräteantrieb an die Fahrgeschwindigkeit, entsteht eine Funktion ähnlich einer Wegzapfwelle. In den seltensten Fällen soll jedoch die Drehzahl selbst eingestellt werden, tatsächlich ist sie in aller Regel nur eine Stellgröße für eine andere physikalische Größe am angetriebenen Bauteil. Beispielhaft hierfür sei der Druck des Gebläses einer pneumatischen Sämaschine genannt. Im Zuge einfacherer Bedienung wäre es demzufolge wünschenswert, der Anwender könnte die gewünschte physikalische Größe direkt einstellen, was jedoch Kennt-



nisse über das angeschlossene Gerät als auch seine Bauteile erfordert, in manchen Fällen könnte auch zusätzlich die Einbindung eines Sensors erforderlich sein. Dieses würde dann eine Regelung der gewünschten Größe ermöglichen, wobei in vielen Fällen eine Steuerung der Drehzahl ausreichen kann. Dadurch entsteht Ebene 4 analog einer ISOBUS *class 3* Regelstruktur. Betrachtet man das Beispiel des Gebläses, so fällt eine Drift des eingestellten Wertes auf Grund sich erwärmenden Hydrauliköles weg, wodurch eine konstante Nachführung anhand einer Regelabweichung unnötig wird. In allen Fällen ist jedoch zu beachten, dass weder hydraulische noch elektrische Schnittstelle eine für den Anwender erfassbare Stellgröße wie die Drehzahl selbst aufweisen. Eine Umrechnung der Stellgrößen Durchflussmenge bzw. Spannung und Frequenz in Drehzahl – oder besser noch eine prozessbezogene Größe wie Fahrgeschwindigkeit oder Ausbringungsmenge – scheint daher empfehlenswert.

Schließlich kommt mit Ebene 5 noch die Leistungsversorgung in Form des elektrischen Power Beyond dazu. Für dieses sind wiederum zwei Lösungen vorstellbar: Erstens ein offenes Gleichspannungsnetz wie in [12] und zweitens Wechselspannungsnetze verschiedener Ausprägung. Ein solches könnte grundsätzlich mit der bereits erwähnten netzartigen Spannung und Frequenz identisch sein und würde sich von dieser nur durch den Grad der Kommunikation zwischen den Netzteilnehmern unterscheiden. Nachteilig wäre aber eine eingeschränkte Leistungsdichte gegenüber Spannungen mit rechteckförmigem Verlauf und höheren Frequenzen. Dies kommt besonders zum Tragen, wenn diese Spannung mittels Transformatoren gewandelt werden soll. Als Beispiel hierfür sei die 400 Hz Technik erwähnt, die in Flugzeugen und für handgeführte Elektrowerkzeuge Verwendung findet.

Tabelle 9 und ihre Erläuterung zeigen auch, dass eine weitere Verallgemeinerung möglich ist. So können zumindest die Ebenen 2, 3 und 4 unter einem Oberbegriff wie „Ansteuerung eines Motors“ zusammengefasst werden. Für sie muss grundsätzlich die Funktion der drehzahlvariablen Ansteuerung in der Umrichtersoftware vorgesehen werden. Bei einer ersten Produkteinführung besteht somit kein Zwang, alle bekannten Möglichkeiten des Zugriffs – ob und wie der Anwender auf die Drehzahl einwirkt – bereitzustellen. Auch noch nicht bekannte Arten des Zu-

griffs sollten in dieser Betriebsart zu einem späteren Zeitpunkt hinzugefügt werden können. In Erweiterung von Tabelle 9 entsteht **Tabelle 10** mit drei Betriebsarten.

**Tabelle 10:** Betriebsarten und funktionale Ebenen

Betriebsart	Ebene	Bezeichnung
Steckdose	1	Steckdose
Motor	2	Drehzahleinstellung
	3	Gekoppelte Drehzahl
	4	Systemgesteuerte Drehzahl
Elektrisches Power Beyond	5	Elektrisches Power Beyond

Aus Überlegungen der Bediensicherheit ist es vorstellbar, eine automatische Identifikation zumindest für manche dieser Ebenen zwingend vorzuschreiben. Das folgende Kapitel definiert den Begriff der Identifikation näher.

### 3.2.2 Definition der Identifikation

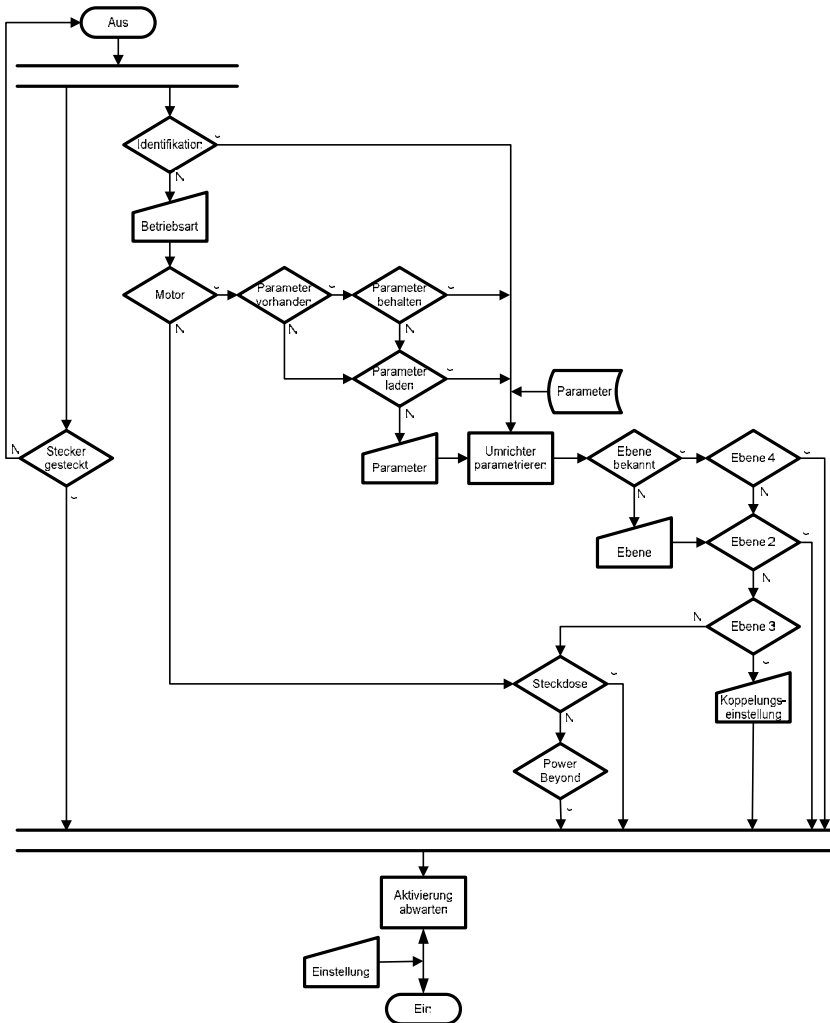
Im vorliegenden Kontext beinhaltet der Begriff Identifikation zwei Bestandteile. Erstens beschreibt er das Erkennen des Anbaugerätes nach seinem Hersteller und Typ sowie der von ihm bereitgestellten Funktionen. Zweitens ist auch eine Identifikation der elektrischen Last nach ihren zur Umrichterparametrierung relevanten Eigenschaften Bestandteil der Identifikation. Diese ist zum sicheren Betrieb wechselnder Lasten zwingend erforderlich, aber auch die Ableitung von Drehmomenten aus gemessenen Strömen erfordert eine Kenntnis der angeschlossenen Last. Damit wird zusätzlich auch ein erhebliches Problem der Traktor-Geräte-Automatisierung adressiert. Heutige Systeme können zwar mit Hilfe des ISOBUS eine Geräteerkennung durchführen, eine Vollautomatisierung scheitert aber an der Unkenntnis, ob und an welcher Stelle und in welcher Konfiguration (Flussrichtung) zum Beispiel Hydraulikschläuche eines einzelnen Antriebs mit dem Traktor verbunden sind. Eine nach dem Antrieb aufgelöste Identifikation bietet gegenüber einer festen Zuordnung eines Bedienelements zu einer Schnittstelle, losgelöst von seiner Funktion, zusätzlichen Anwenderkomfort. Sie ermöglicht die Zuordnung einer Funktion zu einem Bedienelement; z.B. Steuergerätehebel 1 bedient stets Gerätefunktion 1, unabhängig davon, an welches Steuergerät diese angeschlos-

sen ist. Dieser Ansatz deckt sich weitestgehend mit einer Studie von NURKKA, in der sich Anwender einer ISOBUS-Bedienoberfläche hauptsächlich über mangelndes Feedback über den Systemstatus, eine unzureichende Abbildung der Realität im System (System „spricht“ nicht die „Sprache“ des Anwenders) aber auch über das nicht vorhandene „Erkennen statt Erinnern“ beschwerten [71]. Zusammenfassend bietet die Identifikation somit sowohl ein erhebliches Einsparpotenzial bei den Nebenzeiten als auch einen Schritt in Richtung auf verbesserte Bedienbarkeit, wie sie von HAAPALA gefordert wird, der in der komplizierten Bedienung einen Hauptgrund für die langsame Verbreitung von *precision agriculture* Anwendungen sieht [72].

### 3.2.3 Bedienung durch den Anwender

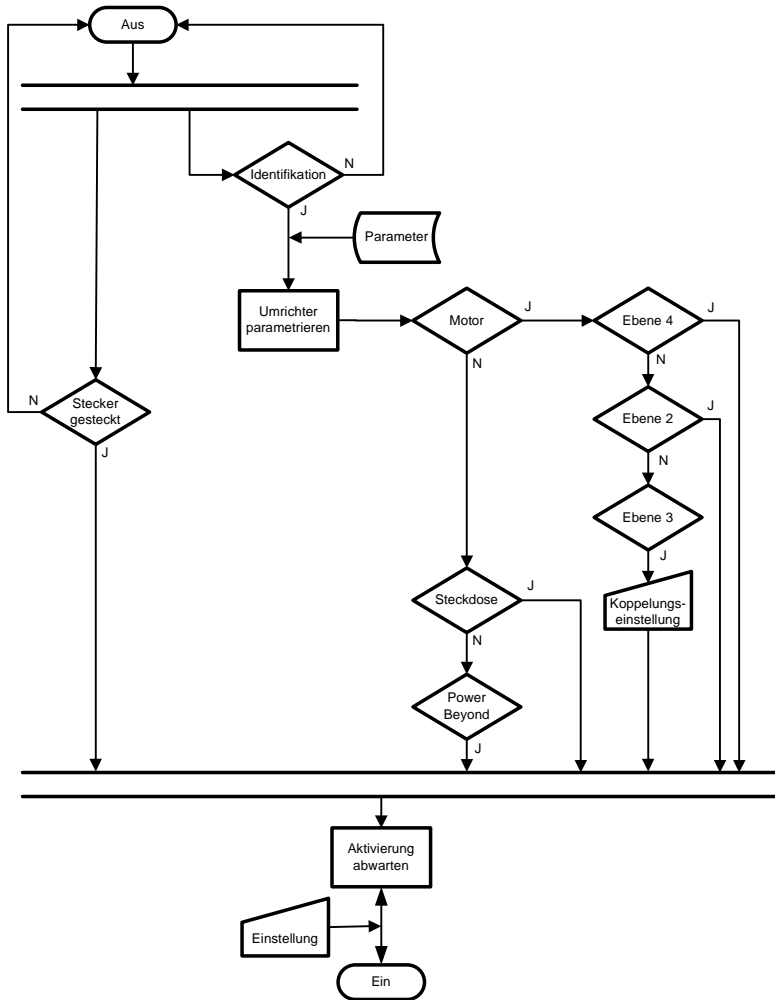
Zur Visualisierung des Bedienkonzeptes wird in **Bild 13** ein Flussdiagramm verwendet. Dieses kann später als Vorlage zur Erstellung eines Zustandsautomaten in der Software dienen. Es erfolgt eine ständige Überwachung des Steckerzustandes und die nachfolgenden Prozesse werden sofort verlassen, sobald kein Stecker mehr gesteckt ist. Dies geschieht unabhängig von ihrem momentanen Zustand. Die Systemreaktion wäre eine Rückkehr in den Zustand „Aus“. Darüber hinaus wird auch vorausgesetzt, dass ein wie auch immer geartetes Bedienelement von Benutzer bedient werden muss, bevor der Antrieb anläuft, wodurch der Prozessschritt „Aktivierung abwarten“ notwendig wird, bevor das System in den Zustand „Ein“ wechselt.

Dieses Flussdiagramm geht zunächst von der Annahme aus, dass es Anbaugeräte mit elektrischem Antrieb gibt, die nicht automatisch identifiziert werden können. Für diesen Fall ist die Parametrierung des Umrichters von Hand vorgesehen. Wird nicht die Betriebsart „Motor“ gewählt, oder schlägt die Einstellung einer Ebene im weiteren Durchlaufen des Zustandsautomaten fehl, springt das System in die Betriebsart „Steckdose“. Aus Gründen des Komforts und der Bediensicherheit wird die Abfrage der Betriebsart „Motor“ vorgeschaltet. Somit wird ein unbeabsichtigtes Betreiben des angeschlossenen Gerätes an einer standardisierten Frequenz und Spannung erschwert.



**Bild 13:** Flussdiagramm zur Schnittstellenbedienung

Wie in 3.2.2 beschrieben, wäre jedoch eine automatische Identifizierung von sowohl Gerät als auch Last durchaus wünschenswert. Unter dieser Voraussetzung kann Bild 13 zu **Bild 14** vereinfacht werden.



**Bild 14:** Durch Identifikation vereinfachtes Flussdiagramm zur Schnittstellenbe-  
 handlung

### 3.3 Entwurf für ein Leistungsübertragungssystem

Es wurde stets davon ausgegangen, dass die Leistungsübertragung zwischen Traktor und Gerät über eine Trennstelle verfügt. Dies ist, unter Berücksichtigung der Eingangs erwähnten Rekonfigurierbarkeit des Traktor-Geräte-Systems, auch

zwingend erforderlich. Es soll im Folgenden daher erörtert werden, welche Anforderungen an eine solche Schnittstelle zu stellen sind.

Als bestimmende Größe bei der Dimensionierung eines Steckverbinders wird zunächst die Stromtragfähigkeit herangezogen. Diese bestimmt maßgeblich die Größe der Kontaktelemente, wohingegen die gewählte Maximalspannung deren Abstand und somit Form und Dimensionen des Kontaktträgers definiert. Betrachtet man die in der Vergangenheit übliche Kategorisierung nach Leistung bei den Hubwerken, stellt man fest, dass diese in der Praxis zu einer Vielzahl von „Adapterlösungen“ geführt hat. Auch im Bereich der mechanischen Zapfwelle und der Hydraulikkupplungen sehen die Normen verschiedene Größen vor, jedoch zeigt sich hier in der Praxis das Streben nach einer einheitlichen Lösung. Bezüglich der Zapfwellenprofile kann auch von einer zumindest regionalen Vereinheitlichung gesprochen werden. So wird in Deutschland nach wie vor das Keilwellenprofil mit 6 Keilen bevorzugt, während sich in vielen anderen Ländern der Typ 2 mit 21 Zähnen etablieren konnte. Der in der Norm vorgesehene Typ 3 mit größerem Durchmesser und 20 Zähnen ist in Europa selten [3], wird in den USA aber häufig eingesetzt.

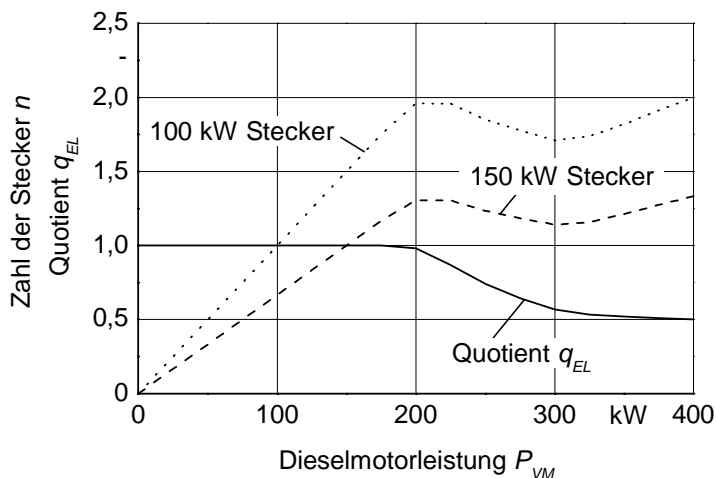
Aus diesen Erfahrungen lässt sich die Forderung ableiten, dass der Steckverbinder in nur einer Größe vorhanden sein sollte. Dabei ist zu beachten, dass eine ausreichende Leistungsfähigkeit definiert wird. Da elektrische Elemente, ganz im Gegensatz zu mechanischen, keinerlei größenabhängige Verluste aufweisen (zumindest solange sie nicht zu klein sind), ist es zulässig, eine relativ hohe Leistungsfähigkeit zu definieren – auch wenn diese weit über dem Leistungsbedarf der anfänglich zu erwartenden Geräte liegt. Dieser Ansatz ist auch vor der Forderung nach möglichst geringen Kosten zu vertreten. Die vergleichsweise geringen Stückzahlen, in denen ein solcher Steckverbinder benötigt wird, führen dazu, dass die Kosten für das Kontaktelement gegenüber den Werkzeugkosten für den Kontaktträger in den Hintergrund treten. Am höchsten ist jedoch der Vorteil für den Anwender zu bewerten, auf keine Kompatibilitätsprobleme zu stoßen.

Als Ansatz zur Festlegung einer angemessenen Leistungsfähigkeit des Steckverbinders wird ein Quotient der elektrischen Leistung  $q_{EL}$  definiert, der das Verhältnis

zwischen installierter elektrischer Leistung  $P_{el}$  und Verbrennungsmotorleistung  $P_{VM}$  beschreibt, **Gleichung (12)**.

$$q_{EL} = \frac{P_{el}}{P_{VM}} \quad (12)$$

Bei steigender Motorleistung des Traktors kann dieser Quotient sinken, da oberhalb einer bestimmten (unscharfen) Grenze die Motorleistung hauptsächlich in Zugleistung umgewandelt wird und nur ein geringerer Anteil an Geräte abgegeben wird. Es erscheint dabei sinnvoll, dass bis zu dieser Grenze die volle Motorleistung über einen Steckverbinder abgegeben werden kann. **Bild 15** zeigt einen exemplarischen Verlauf für den Quotienten  $q_{EL}$  über der Leistung des Traktor-Verbrennungsmotors sowie die auf dieser Basis benötigte Zahl der Steckverbinder zur Übertragung der vollen Motorleistung für zwei unterschiedlich leistungsfähige Steckverbinder.



**Bild 15:** Quotient der elektrischen Leistung und Zahl der benötigten Steckverbinder

Es wird vorgeschlagen, für den Steckverbinder eine Wirkleistung von 150 kW anzustreben. Dieses Leistungsniveau würde ausreichen, um die volle Motorleistung einer großen Zahl von Traktoren zu übertragen. Oberhalb dieser Grenze übersteigt die Zahl der benötigten Steckverbinder auf Grund des sinkenden Quotienten der elektrischen Leistung im betrachteten Bereich nie den Wert 1,33. Es kann also stets eine elektrische Leistung übertragen werden, die mindestens  $\frac{3}{4}$  der Motorleistung beträgt. Im Praxiseinsatz sollte dies ausreichend sein, da nur sehr wenige Anwendungen stationär erfolgen, also meist auch Zugleistung zu erbringen ist. Auch finden sich heute kaum Einzelverbraucher oberhalb dieser Grenze. Zwar ist es vorstellbar und sogar wahrscheinlich, dass die Leistungsanforderungen in Zukunft weiter steigen, jedoch besteht stets die Möglichkeit, mehr als einen Steckverbinder zu verwenden. Denn selbst für größte Anbaugeräte ist es eher unwahrscheinlich, dass diese dann über einen einzigen elektrischen Verbraucher größter Leistung verfügen. Beachtet werden muss bei der Dimensionierung des Steckverbinders auch, dass es die Stromstärke ist, die die Größe der Kontaktelemente bestimmt. Dies bedeutet, dass für all die Antriebe, die bei geringen Drehzahlen vergleichsweise hohe Momente durch elektrische Direktantriebe erzeugen sollen, hohe Stromtragfähigkeiten notwendig sind. Auch muss der Wirkfaktor  $\cos \varphi$  berücksichtigt werden, da der Steckverbinder die Scheinleistung  $P_S$  nach **Gleichung (13)** und nicht nur die Wirkleistung  $P_W$  übertragen muss. In einem dreiphasigen 480 V-System ergibt sich unter Berücksichtigung eines Wirkfaktors von 0,72 eine erforderliche Stromtragfähigkeit für die Kontaktelemente von 250 A, um eine Wirkleistung von 150 kW zu erreichen.

$$P_S = \frac{P_W}{\cos \varphi} \quad (13)$$

Abgesehen von den Kontaktelementen zur Leistungsübertragung sollte der Steckverbinder auch noch weitere Funktionen bereitstellen. Zur Vermeidung von Lichtbögen sollte ein Ziehen unter Last verhindert werden, auch wenn dies bei Wechselspannung als weniger kritisch als bei Gleichspannung angesehen werden kann. Dazu bedarf es einer Erkennung des Vorgangs des „Steckerziehens“. Wird dieser Vorgang erkannt, muss, bevor ein Lichtbogen entstehen kann, der Kontakt spannungsfrei geschaltet werden. Die entsprechenden Kontaktelemente müssen daher



den Leistungselementen beim Ziehen voreilend sein. So können sie auch dazu verwendet werden, ausschließlich korrekt und vollständig gesteckte Verbinder zu bestromen. Werden diese Kontakte in ein System zur Isolationsüberwachung eingebunden, entsteht ein sehr sicheres System, bei dem Schäden an der Kabelisolation erkannt werden können. Lichtbögen an Steckverbindern oder die Zugänglichkeit von Spannung an nicht gesteckten Verbindern sind somit ebenfalls ausgeschlossen [73]. Zum Zwecke der Isolationsüberwachung sollte auch ein Potenzialausgleichsleiter vorgesehen werden, da insbesondere bei den landwirtschaftlichen Anbaugeräten keine Kontinuität der elektrischen Masse vorausgesetzt werden kann. So kann ein Anbaugerät durchaus elektrisch über den Steckverbinder, aber nicht oder nur schlecht elektrisch leitfähig mechanisch mit dem Traktor verbunden sein.

Letztlich ist noch davon auszugehen, dass eine Niederspannungsversorgung (12 V) benötigt wird, um auf dem Gerät vorhandene Elektronik mit Energie zu versorgen. In wie weit diese Anforderungen zu einem einzigen System kombiniert werden können, ist offen. Dieses muss die Anforderungen an Bandbreite und elektromagnetische Verträglichkeit erfüllen und gleichzeitig mit vertretbarem Aufwand realisiert werden können.

Abgesehen von diesen Forderungen bezüglich der Leistungs- und Signalleitung wird an einen Steckverbinder im landwirtschaftlichen Umfeld natürlich noch eine Vielzahl weiterer Anforderungen gestellt. Hier seien zunächst Zahl der möglichen Steckzyklen und Steckkräfte erwähnt. Gute Anhaltswerte für letztere liefert die ISO 5675 [5], wobei im Unterschied zur Hydraulik ein Ziehen und Stecken unter Druck ausgeschlossen ist und auch kein nennenswerter Unterschied in der Kraft zwischen den beiden Vorgängen vorhanden sein sollte. Die Kraft sollte daher für beide Fälle um 200 N liegen. Betrachtet man die Leistungsfähigkeit des angestrebten Systems, ist bei vergleichbarem Kraftaufwand für den Bediener eine erhebliche Komfortsteigerung zu verzeichnen, insbesondere auch wegen der nicht auftretenden Leckage. Der Blick in die Praxis offenbart zusätzlich, dass an den hydraulischen Schnellkupplern durchaus Konstellationen entstehen, in denen ein Stecken erheblich erschwert oder sogar unmöglich ist. Es kommt daher auch immer wieder zu Schäden an hydraulischen Komponenten, da Schnellkuppler nur scheinbar

verbunden sind. Geschieht dies bei Rücklaufleitungen, kann eine Beaufschlagung mit Druck zu Schäden z.B. an Dichtungen von Hydraulikmotoren führen. Diese Situation kann beim elektrischen Steckverbinder ausgeschlossen werden. Selbst wenn Plus- und Minuspol getrennt angeschlossen werden sollen und einer der beiden nicht verbunden ist, kann kein Strom (äquivalent zum Druck im hydraulischen System) fließen. Auch das Anlegen von Spannung an nur einem Pol führt erst bei sehr hohen Spannungen zum Überschlag, da der Isolationswiderstand zur Masse aus Sicherheitsgründen ohnehin äußerst hoch gewählt wird.

Besondere Bedeutung muss den erheblichen Anforderungen bezüglich der Unempfindlichkeit gegenüber Verschmutzung und der Dichtigkeit gegenüber Feuchtigkeit beigemessen werden. Ebenso ist eine korrosionsunempfindliche Konstruktion dringend erforderlich. Bei all diesen Forderungen handelt es sich allerdings nicht um eine alleinige Anforderung an Dichtungen, sondern auch an das Kontaktelement selbst, da nicht völlig auszuschließen ist, dass auch dieses kontaminiert wird. Verschiedene Standards beschreiben Testverfahren für Steckverbinder: eine gute Basis für den angestrebten Steckverbinder stellt die SAE J 2030 [74] dar, auch wenn sie nicht direkt anwendbar ist, weil sie nur Steckverbinder in elektrischen Systemen bis 50 V einschließt. Des Weiteren sieht sie nur Tests im gesteckten Zustand vor und sollte daher für die Anwendung „Geräteanschluss“ erweitert werden, da davon ausgegangen werden muss, dass der Stecker auch im ungesteckten Zustand verschiedensten Umwelteinflüssen ausgesetzt sein wird und diese auch überstehen muss.

Eine weitere wichtige Rolle bei der Praxistauglichkeit kommt dem Kabel zu. Es muss allen Umwelteinflüssen (Öle, Kraftstoffe, UV-Strahlung, tierische Fäkalien, Pflanzenschutz- und Düngemittel) über Jahre hinweg widerstehen können und sollte auch eine gewisse mechanische Stabilität gegen Torsion, Dehnung, Abrieb und Knicken mitbringen. Eine Verlegung in entsprechenden Schutzrohren wäre an vielen Stellen, vor allem auf den Geräten, ratsam, wird jedoch nicht immer möglich sein. Dabei soll das Kabel nicht zu steif werden und gut verarbeitbar bleiben. Des Weiteren ist auch das Kabel Teil des Dichtungssystems eines Steckverbinders und muss dementsprechende Eigenschaften aufweisen. So sollte zum Beispiel das Mantelmaterial günstig für eine Dichtung am Stecker sein. Darüber hinaus

sollte diskutiert werden, welche Farbgebung aus Sicht von Produktsicherheit und Maschinendesign wünschenswert wäre. Abgesehen von diesen mechanischen und chemischen Eigenschaften müssen auch elektrische Eigenschaften erfüllt werden. In aller erster Linie handelt es sich dabei um die Stromtragfähigkeit und Spannungsfestigkeit, aber auch um die Abschirmwirkung bezüglich der EMV. Ein System, welches den Verzicht auf eine Abschirmung ermöglicht, ist auf jeden Fall zu bevorzugen. Dies liegt zum einen in der Tatsache begründet, dass die effektive Abschirmung eine komplexe Aufgabe darstellt. Zum anderen ist die Prüfung solcher Systeme, z.B. nach ISO 7637-3 [75] oder ISO 14982 [76] außerhalb der Verantwortung nur eines Herstellers, was die Frage der Zuständigkeit aufwirft. Letztlich ist es insbesondere im Ersatzteilmarkt äußerst schwer, eine entsprechende Qualität sicherzustellen. Hybridkabel, also Kabel, die abgesehen von den Leistungsleitern auch noch Leiter für Signale und auch Leiter für kleine Leistungen im Bereich der berührsicheren Spannungen beinhalten, stellen eine zur Lösung dieser Aufgaben vielversprechende Möglichkeit dar.

### **3.4 Simulationsmodell**

Das Simulationsmodell beinhaltet alle zum Bewegen des Fahrzeugs und Antrieben des Geräts benötigten Komponenten. Dies sind der Dieselmotor sowie die mechanischen, hydraulischen und elektrischen Antriebsstränge. Ziel der Simulation ist der Vergleich der unterschiedlichen Antriebsstränge für ein Anbaugerät, also konkret der Antrieb über Zapfwelle, über hydraulische Zusatzsteuergeräte oder Power Beyond Anschlüsse sowie über ein elektrisches Zusatzsteuergerät im Sinne von Kapitel 3.1.2. Grundlage des Vergleiches ist zunächst der Wirkungsgrad der Antriebsstränge, wobei dieser aus Sicht der ökonomischen Bewertung eine untergeordnete Rolle spielt. Hier ist letztlich der Kraftstoffverbrauch die maßgebliche Größe, die gleichzeitig auch eine ökologische Dimension aufweist, in erster Linie ist hier der Ausstoß klimarelevanter Gase zu nennen.

### 3.4.1 Einflussgrößen

Der Kraftstoffverbrauch wird von der Last bei gegebener oder gewählter Drehzahl des Verbrennungsmotors bestimmt. Diese Last setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Fahrwiderstände
  - Steigung
  - Rollwiderstand aller Achsen
  - Zugkraft (für in Bodeneingriff befindliche Geräte)
  - Verlustleistung im Fahrtrieb
- Nutz- und Verlustleistung an den Geräteantrieben
  - Mechanisch
  - Hydraulisch
  - Elektrisch

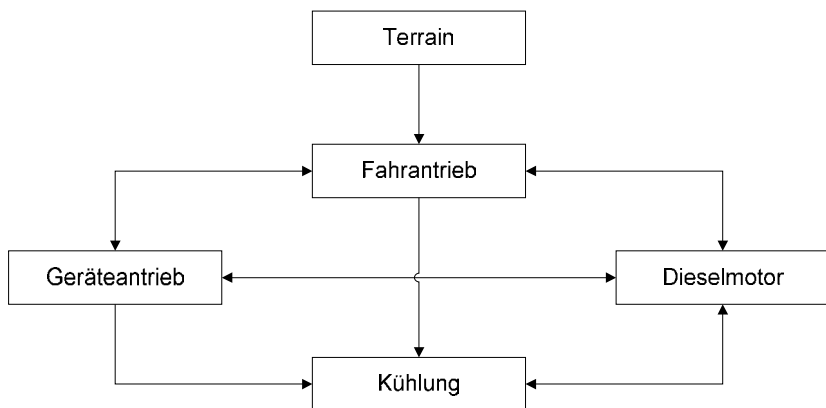
Die Verluste des Fahrtriebtriebes hängen von der Eingangsdrehzahl, der Fahrgeschwindigkeit und der Wahl der Übersetzung ab. Die zum Bewegen des Fahrzeugs notwendige Zugkraft verursacht bei kraftschlüssiger Leistungsübertragung Schlupf. Diese Zusammenhänge wurden bereits in Kapitel 2.3 ausführlich dargestellt. Um all diese Lasten auszugleichen, muss vom Verbrennungsmotor eine bestimmte Leistung erbracht werden, um das System in einem quasistatischen Zustand zu halten. Ein solcher Zustand kann beispielsweise eine unbeschleunigte Fahrt mit konstanter Ausbringungsmenge eines homogenen Gutes sein.

Zu diesen Einflüssen kommen weitere, je nach Umständen erhebliche Einflüsse hinzu. Zu nennen sind hier die Umgebungstemperatur, welche die aufzubringende Kühlleistung stark beeinflusst, der Füllstand des – falls nicht identisch – Schmier- und Hydrauliköles im Getriebe (falls dessen Gehäuse auch als Ölbehälter dient) und letztlich auch die Neigung des Getriebes, wodurch erhöhte Planschverluste an nun eintauchenden rotierenden Bauteilen hervorgerufen werden können. Hinzu kommen eventuell angeschlossene hydraulische Leistungsabnehmer. All diese werden in ihrem Leistungsbedarf wiederum von der Öltemperatur beeinflusst und beeinflussen diese und damit wiederum den Kühlbedarf am Hydraulikkühler, die-

ser die benötigte Lüfterleistung usw. Auf Grund der Vielzahl an Interdependenzen wird im nun Folgenden ein Modell verwendet, das davon ausgeht, dass manche dieser möglichen Einflüsse konstant bleiben (z.B. Umgebungstemperatur, Ölfüllstand) und für alle Antriebsarten gleichermaßen gelten. Andere (z.B. Neigung des Getriebes) werden auf Grund ihrer geringen Bedeutung im durchschnittlichen Anwendungsfall vernachlässigt.

### 3.4.2 Grundsätzlicher Aufbau des Modells

Der grundsätzliche Aufbau des Modells folgt dem in **Bild 16** dargestellten Schema. Dabei werden Komponenten zu Systemen zusammengefasst, unter denen sich Subsysteme befinden, welche die konkreten Eigenschaften der Komponente unter den gegebenen Bedingungen abbilden.



**Bild 16:** Schematische Darstellung der Abhängigkeiten im Modell

#### 3.4.2.1 Terrain

Unter diesem Oberbegriff werden alle durch das Terrain beeinflussten Größen zusammengefasst. Im Einzelnen sind dies die Inklination des Geländes und die in Kapitel 2.3 definierten Arten des Reifen-Boden-Kontakts, denen bezüglich der Fahrwiderstände erhebliche Bedeutung zukommt. In Kombination mit diesen Werten bestimmt die Gewichtskraft zum einen die übertragbaren Zugkräfte, den

Schlupf und den Rollwiderstand, zum andern den Steigungswiderstand, der identisch mit der Hangabtriebskraft ist. Die Summe aus Roll- und Steigungswiderständen ist der Fahrwiderstand.

### **3.4.2.2 Fahrtrieb**

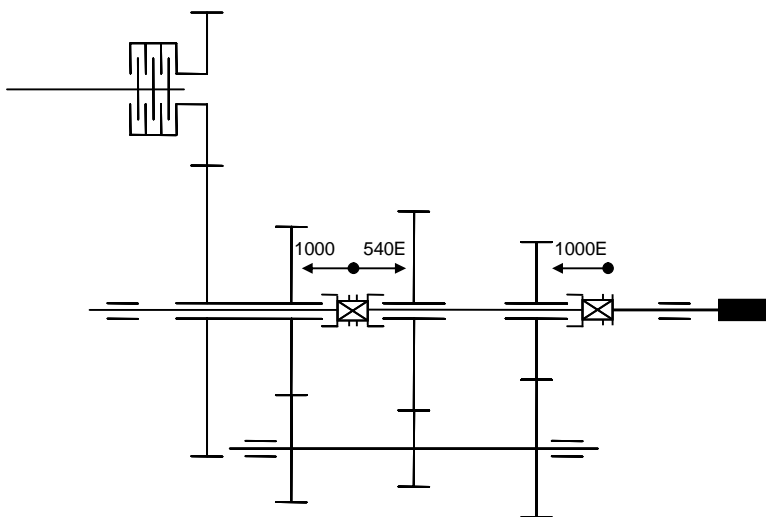
Das Modell des Fahrtriebs beinhaltet in erster Linie die Abbildung des Fahrgetriebes mit seinen charakteristischen Eigenschaften hinsichtlich der Verlustleistung. Diese hängt von einer Vielzahl von Einflussfaktoren ab, insbesondere sind dies verschiedene Drehzahlen und Drehmomente, die gewählten Übersetzungen und der gleichen mehr. Bestandteil des Fahrgetriebes ist auch der Allradantrieb, dessen Zu- und Abschaltung starken Einfluss auf den Reifenschlupf haben kann. Aus den im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Fahrwiderständen und der Fahrgeschwindigkeit ergibt sich eine für das Fahren notwendige Zugleistung. Die Summe aus dieser und der Verlustleistung im Getriebe muss vom Dieselmotor bereitgestellt werden.

### **3.4.2.3 Geräteantrieb**

Der Geräteantrieb ist der eigentliche Gegenstand der Untersuchungen, da die verschiedenen Antriebssysteme bezüglich ihres Einflusses auf den Kraftstoffverbrauch verglichen werden sollen. Das Geräteantriebssystem weist daher drei Subsysteme auf, deren Modelle in Zusammenarbeit mit BRITSCHE [77] entwickelt wurden: Zapfwellengetriebe, Hydrauliksystem und elektrisches System. Wichtigste Parameter sind auch hier Verlustleistung und Wirkungsgrad, allerdings übertragen sich aus Sicht des Arbeitsprozesses auch Anforderungen des Gerätes (z.B. Antriebsdrehzahl) mittels des Geräteantriebs auf den Dieselmotor. Insbesondere gilt dies für den Zapfwellenantrieb, an dem auf Grund der nicht vorhandenen Stufenlosigkeit eine bestimmte Drehzahl eingestellt werden muss, auch wenn bei dieser dann eine aus Sicht der Leistungsanforderung unnötig hohe Drehzahl des Dieselmotors anliegt.

### a) Zapfwellengetriebe

Am Zapfwellengetriebe kann beim Versuchsträger zwischen drei Übersetzungsstufen gewählt werden, die wie in **Bild 17** gezeigter Weise realisiert werden.



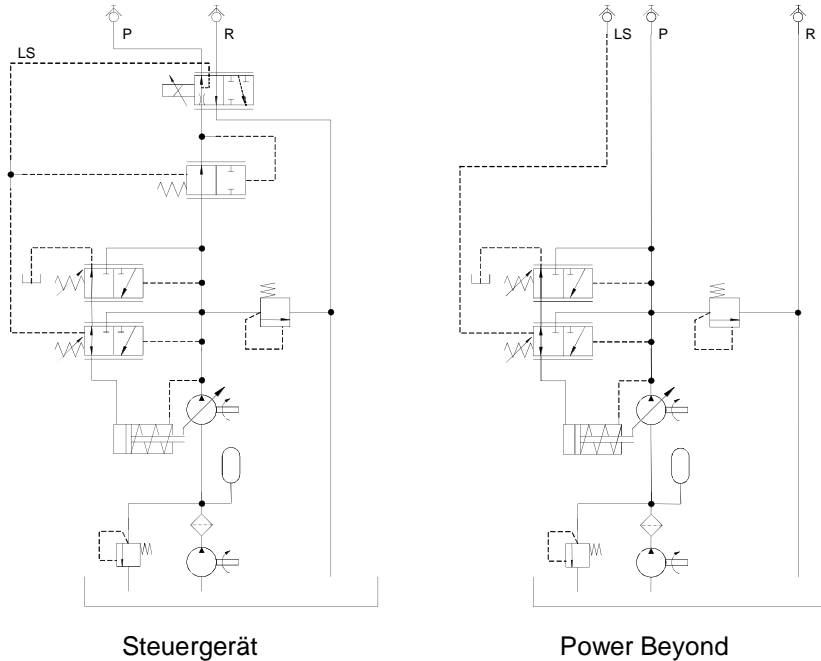
**Bild 17:** Getriebeschema des Zapfwellengetriebes

Die Vorgelegewelle überträgt nur in den Schaltstufen 540E und 1000E Leistung, so dass für diese beiden ein etwas schlechterer Wirkungsgrad auf Grund der größeren Anzahl von Zahneingriffen angenommen werden muss. Die Lastverluste der Schaltstufen können leicht berechnet werden und betragen pro Zahneingriff 0,6% [78]. Zu den Leerlaufverlusten lagen Messungen vor.

### b) Hydrauliksystem

Das Hydrauliksystem des Traktors hat zwei grundlegende Funktionen: Zum einen muss es immer einen Ölstrom zur Schmierung der Getriebe bereithalten, Öldruck für die Kupplungsaktorik bereitstellen und die Betriebsbereitschaft von Bremse und Lenkung garantieren, ggf. kommen hierzu noch Federungssysteme. Das Hydrauliksystem nimmt im Betrieb daher immer Leistung vom Dieselmotor ab. Zum anderen muss es, je nach Anwendung absätzig oder kontinuierlich, externe Verbraucher mit hydraulischer Leistung versorgen. Für den hydraulischen Antrieb

muss zwischen den verschiedenen Anschlussarten „am Steuergerät“ und „an Power Beyond“ unterschieden werden, wodurch sich unterschiedliche hydraulische Schaltpläne (**Bild 18**) ergeben, mit denen auch unterschiedliche Verlustleistungen einhergehen.



**Bild 18:** Schemata der Anschlussarten an die Traktorhydraulik – Steuergerät und Power Beyond (vereinfacht)

Ein- und Ausgänge in den das Hydrauliksystem repräsentierenden Block im Simulationsmodell sind die Drehzahl und das Drehmoment am Anbaugerät. Im hydraulischen System sind diese äquivalent mit Volumenstrom und Druck. Die Verstellpumpe wird mittels einer festen Übersetzung direkt vom Dieselmotor angetrieben.



### c) Elektrisches System

Ähnlich wie beim Hydrauliksystem wird auch vom elektrischen Bordnetz – unabhängig von eventuell angeschlossenen Geräten – stets Leistung abgenommen, da über dieses Lüfter und weitere Verbraucher (LTC-Wasserpumpe, Elektronik, Magnetventile, Fahrzeugbeleuchtung usw.) am 12 V-Netz betrieben werden. Das elektrische System wurde bereits in Bild 12 dargestellt. Es ermöglicht keine Auswahl von Übersetzungsstufen oder Anschlussarten und hat daher als Eingang Drehzahl und Drehmoment sowie die Leistung für Nebenantriebe.

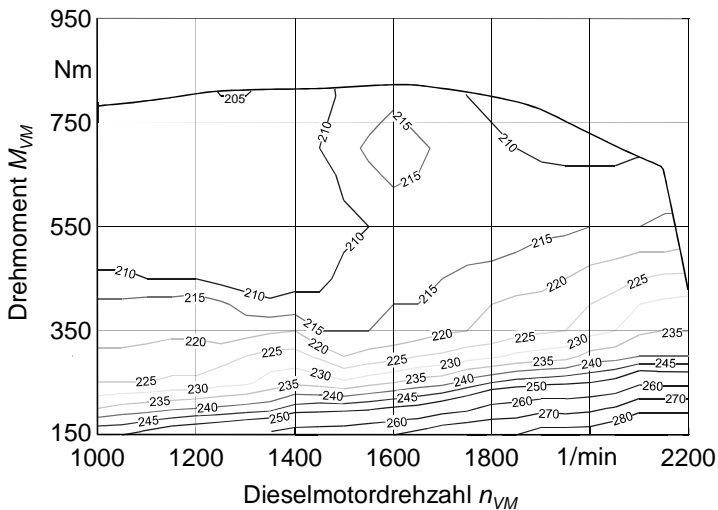
#### 3.4.2.4 Kühlung

Wie in Kapitel 3.1.1 dargestellt, verfügt das Basisfahrzeug bereits über einen elektrischen Lüfterantrieb, mittels dem die Kühlleistung dem tatsächlichen Bedarf stufenlos angepasst werden kann. Führungsgrößen sind dabei die Temperaturen von Ladeluft, Kühlflüssigkeit, Klimaanlageleistung und der Druck im Druckluftspeicher. Das Kühlsystem ist allerdings nicht Gegenstand dieser Untersuchungen, weshalb auf einen höheren Detaillierungsgrad verzichtet werden soll. Es wird für die Untersuchungen eine stets konstante Aufnahme an elektrischer Leistung für den Lüftermotor angenommen, die Klimaanlage bleibt ausgeschaltet, ebenso wird eine erhöhte Leistungsaufnahme am Luftkompressor ausgeschlossen. Die am elektrischen System abgenommene Leistung bleibt daher konstant, kann im Modell aber eingestellt werden.

#### 3.4.2.5 Dieselmotor

Der Dieselmotor schließlich stellt die von Fahrtrieb, Geräteantrieb und Kühlung benötigte Leistung nebst allen bei der Übertragung und Wandlung derselben auftretenden Verluste zur Verfügung. Die Summe aus Nutz- und Verlustleistung wird in Form einer Drehzahl und eines Drehmomentes vom Motor bereitgestellt. Über deren jeweiligen Achsen spannt sich im Koordinatensystem das Verbrauchskennfeld auf, in dem jedem Betriebspunkt ein Verbrauch an Kraftstoff zugeordnet werden kann. Der Betriebspunkt wird wie folgt ermittelt: Bei allen nicht stufenlosen Antrieben muss meist eine genaue Drehzahl am Dieselmotor eingestellt werden, um den Prozessanforderungen gerecht zu werden. Der Betriebspunkt liegt in diesem Fall

auf einer Vertikalen über dieser Drehzahl. Bei stufenlosen Antrieben ergibt sich der Betriebspunkt des Dieselmotors durch eine in Grenzen beliebige Kombination aus Drehzahl und Drehmoment. Diese Grenze ist einerseits erreicht, sobald ein Aggregat bei gegebener Drehzahl nicht mehr ausreichend Leistung zur Verfügung stellen kann. Beispielsweise ist dies der Fall, wenn eine Hydraulikpumpe bei gegebener Drehzahl keinen ausreichenden Volumenstrom zur Verfügung stellen kann. In diesem Fall tritt ein dem gestuften Antrieb ähnliches Verhalten auf. Gleiches gilt auch für den Dieselmotor im Betrieb auf der Vollastkennlinie unterhalb der Maximalleistung. Der Dieselmotor beschränkt sich in diesem Modell auf das Verbrauchskennfeld, dynamische Betrachtungen werden nicht angestellt, **Bild 19**.



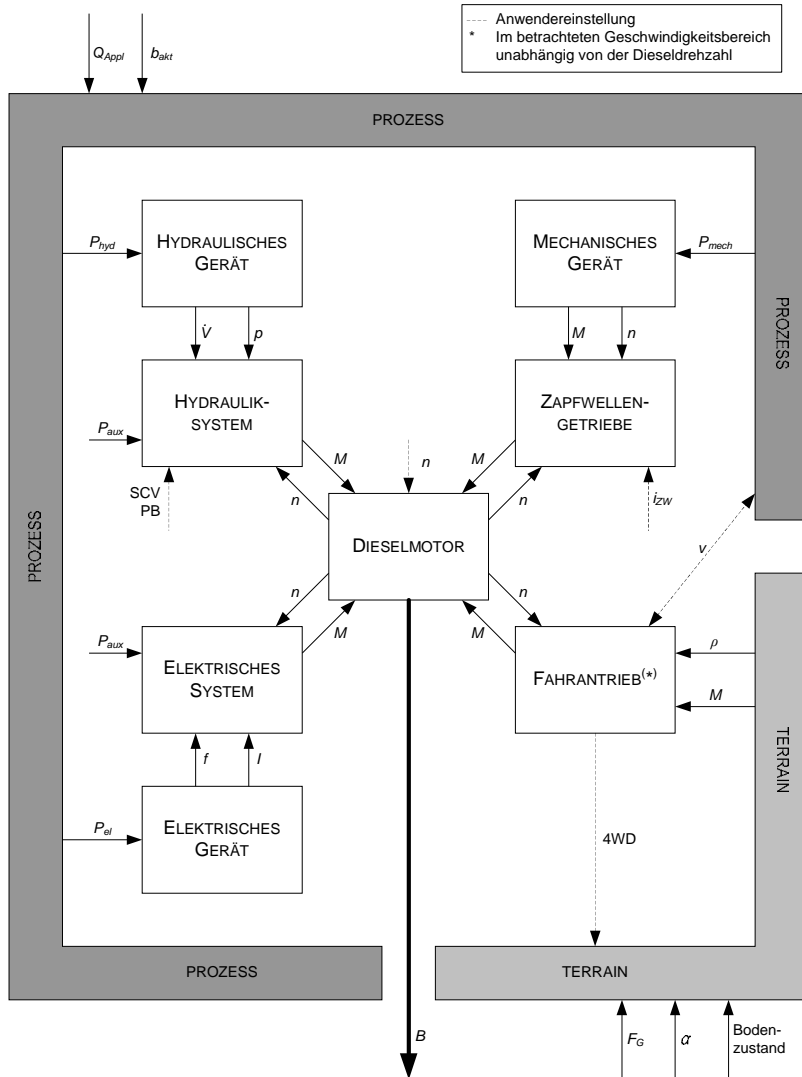
**Bild 19:** Kennfeld des spezifischen Verbrauchs (in g/kWh) des Dieselmotors

### 3.4.3 Ausführung des Modells

Entlang der im vorangegangenen Kapitel dargestellten Zusammenhänge wird ein Modell aufgebaut, welches als Eingangsgrößen Drehzahlen und Drehmomente an den einzelnen Antrieben aufweist und – wo sinnvoll – eine Auswahlmöglichkeit von unterschiedlichen Getriebebeschaltstufen oder Anschlussarten zulässt. Die An-

triebe werden dabei als Blöcke modelliert, durch die von der Anforderung im jeweiligen Betriebspunkt ausgehend die Drehzahlen und Drehmomente bis zum Dieselmotor durchgereicht werden, **Bild 20** veranschaulicht diesen Aufbau grafisch.

Der Leistungsbedarf wird hierbei von außen kommend durch das Terrain, den Prozess und Anwendereinstellungen bestimmt und pflanzt sich in Richtung auf den Dieselmotor fort. Jeder der Blöcke multipliziert die Eingangswerte gemäß dem Wirkungsgrad mit einem Faktor und addiert die zum Fahrzeugbetrieb notwendige Leistung für Nebenverbraucher wie beispielsweise Lenkung und Lüfterantrieb. Der Betriebspunkt ergibt sich aus der Momentenanforderung und der Drehzahl. Diese wird entweder passend zur an der Zapfwelle benötigten Drehzahl oder, da die Motor-Getriebe-Steuerung nicht mitmodelliert wurde, auf die unter Berücksichtigung aller stufenloser Antriebe niedrigst mögliche Drehzahl eingestellt. Der Dieselmotorblock gibt als Resultat den Kraftstoffverbrauch aus.



**Bild 20:** Schematische Darstellung des Simulationsmodells

### 3.5 Versuchsfahrzeug

#### 3.5.1 Basisfahrzeug

Basis für das aufzubauende elektrische Geräteantriebssystem stellt ein (Vor-) Serien tractor dar, dessen wichtigste technische Daten in **Tabelle 11** zusammengefasst sind.

**Tabelle 11:** Technische Daten Versuchsfahrzeug Traktor

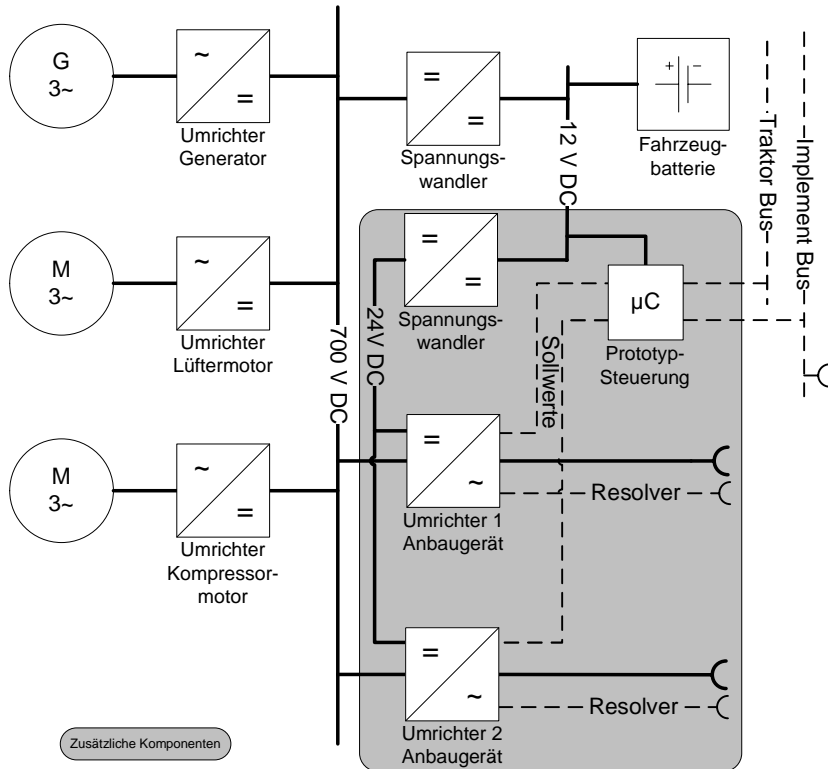
<b>Traktor</b>	<b>John Deere 7430 E Premium</b>
Baujahr	2006
Motor	John Deere PowerTech-Plus, Diesel, 6 Zylinder, Reihe, 6,8 l Hubraum, 4 Ventile/Zylinder, Common Rail Einspritzsystem, erfüllt Stufe IIIa / Tier3
Motorleistung (Nenn / Maximal, nach 97/68 EC)	121 / 129 kW Standard 147 / 151 kW mit Intelligent Power Management
Getriebe Fahrtrieb Zapfwelle	Stufenloses Getriebe, ZF Ecom 540E, 1000, 1000E
Hydraulik	Verstellbare Axialkolbenpumpe, max. 110 l/min Volumenstrom, 3 ESCVs, Power Beyond
Elektrik	Kurbelwellengenerator 20 kW, 3AC Lüfterantrieb, 3AC Antrieb für A/C-Kompressor, Zwischenkreisspannung 700 V DC, 12 V/300 A Bordnetz
Gewicht (versuchsbereit)	8370 kg (incl. 900 kg Frontballast, vollem Tank und hydraulischem Oberlenker)
Bereifung Vorne Hinten	Continental Contract AC85 420/85 R30 Continental Contract AC85 520/85 R42

Der Traktor verfügt darüber hinaus über eine vollständige ISOBUS-Ausrüstung.

#### 3.5.2 Hinzugefügte Komponenten

Dem elektrischen Bordnetz des in Kapitel 3.1.1 beschriebenen Traktors werden gemäß dem in Kapitel 3.1.2 erarbeiteten Konzept zwei Umrichter sowie alle darüber hinaus notwendigen Steuerungskomponenten hinzugefügt. Alle Komponenten sind untereinander verbunden, Kern der Ansteuerung stellt eine Prototyp-Steereinheit (Mikrocontroller) dar, der beiden Umrichtern mittels analoger Sollwertvorgabe Drehzahlen kommandiert. Die Steuerung ist über CAN sowohl mit

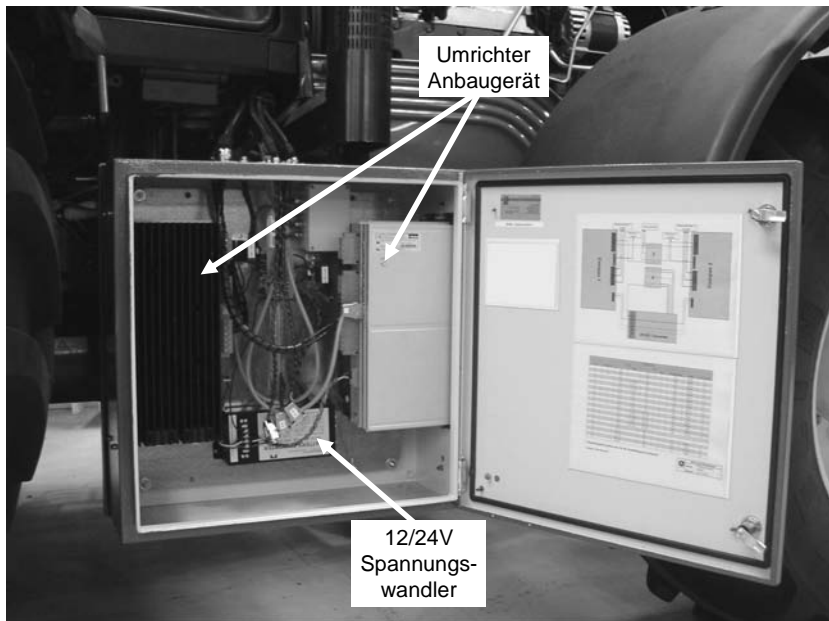
dem Traktor-Bus als auch dem Implement-Bus – welcher gleichbedeutend mit dem ISOBUS ist – des Versuchsfahrzeugs verbunden. **Bild 21** stellt die dem System hinzugefügten Komponenten schematisch dar.



**Bild 21:** Schematischer Aufbau des elektrischen Geräteantriebs

Durch diesen Aufbau kann der Prototypcontroller sich am ISOBUS anmeldende Geräte erkennen und automatisch in den zugehörigen Betriebsmodus wechseln. Wenn Geräte nicht erkannt werden können, kann der Bediener mittels eines Menüs die in der Datenbank vorhandenen Geräte auswählen, wodurch die passenden Untermenüs zur Geräteeinstellung aktiviert und damit verknüpfte Grenzwerte (wie etwa die maximal einstellbare Drehzahl) geladen werden.

**Bild 22** zeigt den nachträglich am Traktor angebrachten Schaltschrank, mit allen zusätzlichen Komponenten.

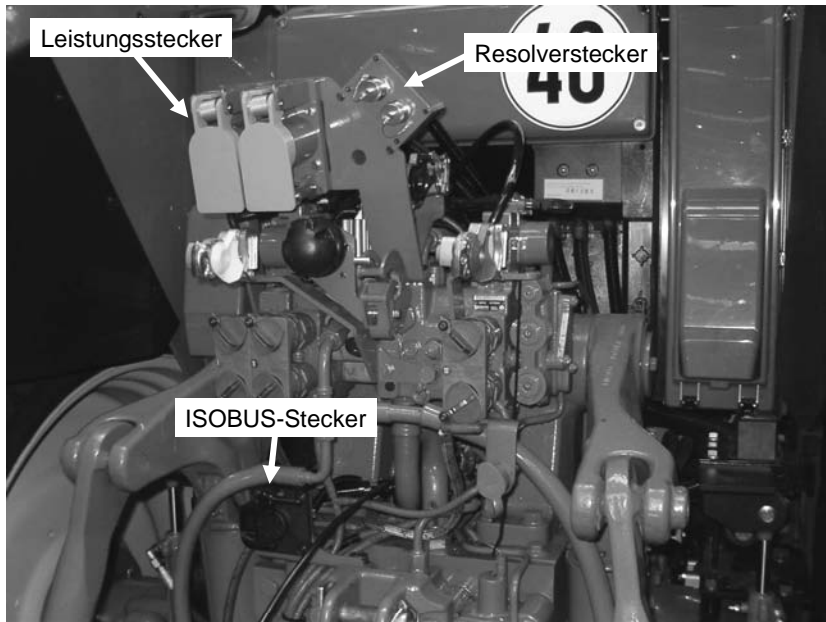


**Bild 22:** Schaltschrank mit zusätzlichen Komponenten

Im Versuchsfahrzeug kommen Industriekomponenten, so genannte Servoumrichter zum Einsatz. Es handelt sich dabei um luftgekühlte Umrichter des Typs Compax C3 S300 V4 der Firma Parker mit jeweils 30 A Nennstrom und einem Spitzenstrom von 60 A für bis zu 5 s. Bei einer maximalen Spannung von 480 V 3AC ergibt sich eine Umrichternennleistung von 25 kVA [79]. Diese Umrichter werden leistungsseitig am Gleichspannungszwischenkreis und für Steuerung und Kühlung mittels eines 12 auf 24 V Spannungswandlers an das Niedervolt-bordnetz angeschlossen.

Jedem Umrichter ist eine dreiphasige Leistungssteckdose am Traktorheck zugeordnet. Dort befinden sich auch zwei Signalsteckdosen zur Übertragung der Signale von Resolvern, welche wiederum einem Umrichter zugeordnet sind. Darüber

hinaus erfüllt der Traktor die ISOBUS-Norm und weist eine entsprechende Steckdose auf, **Bild 23**.



**Bild 23:** Traktorheck mit verwendeten Steckverbindern

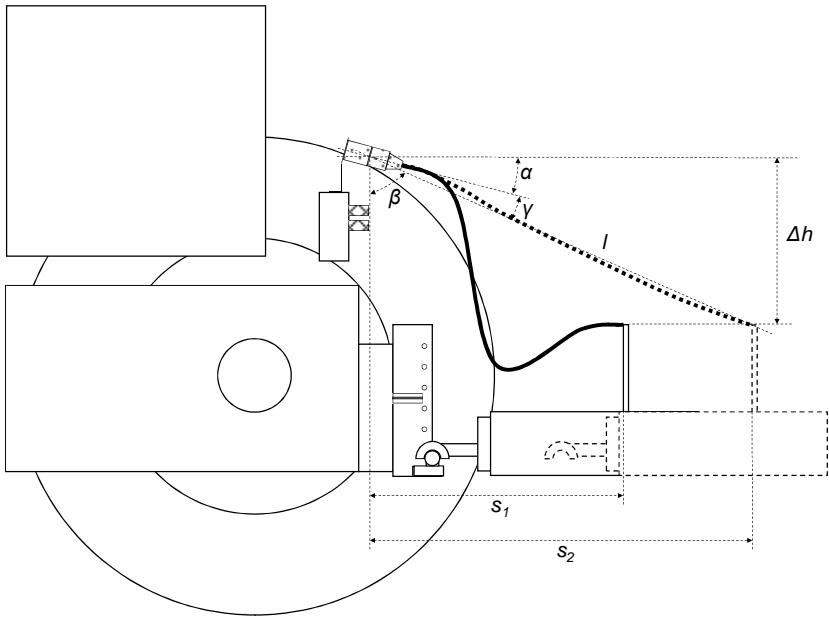
Insbesondere die Leistungsstecker sind in einem Winkel von  $15^\circ$  zur Horizontalen nach unten geneigt. Die wichtigsten Gründe hierfür sind:

- Entlastung des abgehenden Kabels bezüglich der Biegung
- Bessere Ergonomie, vor allem für Anwender mit weniger als 1,8 m Körpergröße
- Flüssigkeit kann abfließen, sollte sie in den Innenraum eingedrungen sein

Diese Anordnung bietet des Weiteren den Vorteil, dass im Falle eines Abreißvorgangs (wie dargestellt in **Bild 24**) die Querkräfte auf den Steckverbinder verringert werden, was das Trennen von Stecker und Buchse erleichtert. Dies gilt unter der



Prämisse, dass das Kabel am durch Unfall oder Unachtsamkeit nicht mehr verbundenen Gerät unterhalb der Steckerhöhe angeschlagen ist.



**Bild 24:** Geometrische Verhältnisse beim Abreißvorgang

Die minimale Kabellänge  $l_{min}$  ergibt sich nach **Gleichung (14)** aus dem Höhenunterschied zwischen Steckverbinder und Anschlagpunkt  $\Delta h$  und deren horizontalem Abstand  $s$  (hier  $s_1$ ).

$$l_{min} = \sqrt{s_1^2 + \Delta h^2} \quad (14)$$

Diese minimale Länge kann bei angehängten Geräten unter Vernachlässigung andere Anforderungen eingehalten werden, allerdings nur so lange der Steckverbinder gleich weit oder weiter vom geräteseitigen Anschlagpunkt entfernt ist als der Anhängepunkt, da andernfalls bei Kurvenfahrt das Kabel zu kurz ist. Bei angebauten Geräten ist diese Vorgehensweise wenig vorteilhaft, da diese unter Umständen angeschlossen werden sollen, bevor sie mechanisch gekuppelt werden.

Die minimale Kabellänge lässt sich auch für diesen Fall mittels Gleichung (14) ermitteln, wobei nun statt  $s_1$  der Abstand  $s_2$  eingesetzt wird, der den zum Anbauen benötigten Abstand zwischen Traktor und Gerät beinhaltet. Aus der somit vorgegebenen Kabellänge  $l$  ergibt sich nach **Gleichung (15)** dann der Abreißwinkel  $\beta$ .

$$\cos \beta = \frac{\Delta h}{l} \quad (15)$$

Aus konstruktiven Gründen kann  $\Delta h$  vorgegeben sein, wodurch sich bei gegebener Kabellänge  $l$  ein Abreißwinkel  $\beta$  einstellt, der nicht komplementär zum Anbringenswinkel  $\alpha$  ist. Soll dies erreicht werden, muss die optimale Kabellänge  $l_{opt}$  durch Umstellung von Gleichung (15) zu **Gleichung (16)** ermittelt werden.

$$\text{für } \beta = 90^\circ - \alpha \text{ gilt: } l_{opt} = \frac{\Delta h}{\cos \beta} \quad (16)$$

Kann das Kabel aus Gründen der Praktikabilität z.B. nicht lang genug ausgelegt werden, sind die Bedingungen aus Gleichung (16) nicht erfüllt. Dadurch treten am Steckverbinder während des Abreißvorgangs Querkräfte auf und die resultierende Kraft wird größer als die von der Rückhaltevorrichtung und Ziehkräften vorgegebene Kraft. Somit ist der Steckverbinder auch für diese Querkraft und die Zugentlastung am Kabel auf die Resultierende auszulegen, wobei der Fehlerwinkel  $\gamma$  stets so klein wie möglich gehalten werden sollte.

## 4 DÜNGERSTREUER<sup>3</sup>

### 4.1 Einführung

Im Ackerbau werden Düngerstreuer zum Ausbringen von Wirkstoffen zur Bodenstrukturverbesserung und von Pflanzennährstoffen, darunter in erster Linie Stickstoff, Phosphor und Kalium, verwendet. Die Ausbringung von Pflanzenschutzmitteln spielt eine untergeordnete Rolle. Es ist zu unterscheiden zwischen mineralischen und organischen Düngern, wobei nur erstere mit Düngerstreuern ausgebracht werden, welche Gegenstand der folgenden Betrachtungen sind. **Bild 25** zeigt einen in Europa typischen Zweischeiben-Düngerstreuer.



**Bild 25:** Angebauter Düngerstreuer (Werkbild Rauch)

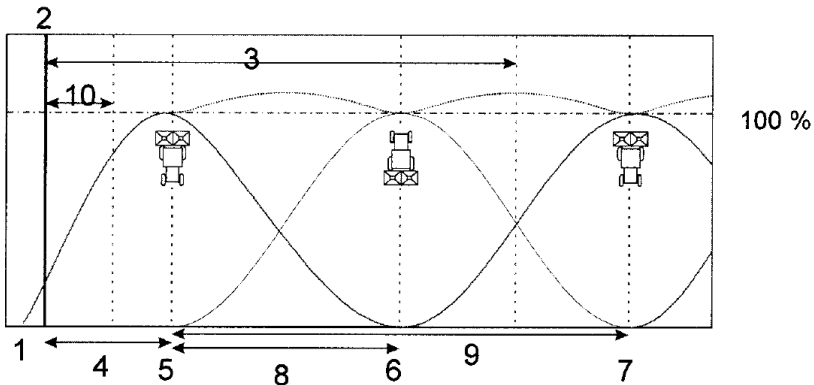
Düngerstreuer werden heute praktisch ausschließlich als Scheibenstreuer ausgeführt, daneben existieren auch noch Pneumatikstreuer, die jedoch lediglich für Spezialanwendungen eingesetzt werden und daher nur einen Marktanteil von knapp 3% erreichen [80]. Bei Scheibenstreuern wird der Dünger auf eine rotieren-

---

<sup>3</sup> Der Firma Rauch, Sinzheim, wird für die Bereitstellung des Prototyps und für die Überlassung von Unterlagen gedankt.

de Scheibe aufdosiert und von dort mittels Zentrifugalkraft und Leitschaufeln auf die angestrebte Wurfweite verteilt, weshalb Scheibenstreuer auch Zentrifugaldüngerstreuer genannt werden.

**Bild 26** zeigt schematisierte Streubilder für verschiedene Situationen. Die Querverteilung über die Streubreite ist dabei nicht homogen, sondern die Menge aus-gebrachten Düngers nimmt zum Rand der Wurfweite (9) hin ab. Im Bild ist dies dargestellt durch drei Glockenkurven, die nicht die Ausbreitung in der Horizontalen, sondern die Querverteilung in der Vertikalen beschreiben. Um die gesamte Fläche gleichmäßig mit Dünger zu versorgen, müssen sich die gestreuten Bänder überlappen, um eine gleichmäßige spezifische Ausbringmenge von mindestens 100% zu erreichen. Daher entspricht die Wurfweite nicht der Arbeitsbreite (8), welche wiederum den Abstand zwischen den Fahrgassen (5), (6) und (7) definiert.



**Bild 26:** Schematisierte Streubilder [81]

Die europäische Norm EN 13739 definiert Umweltschutzanforderungen an einen Düngerstreuer [82]. Diese beinhaltet, abgesehen von der Verteilgenauigkeit im Feld, auch Anforderungen an das Rand- und Grenzstreuen. Das Grenz- und Randstreuen stellt einen wichtigen Anwendungsfall dar, bei dem in der Grenz- fahrgasse (5) mit im Vergleich zur Arbeitsbreite verringerten Grenzlinienabstand (4) entlang einer Begrenzungslinie (2) (Grundstücksgrenze, Weg) gestreut werden muss, wobei keine Überlappungsfahrt möglich ist. Im Gegensatz zum Randstreuen

en darf beim Grenzstreuen jedoch praktisch kein Dünger jenseits dieser Begrenzungslinie ausgebracht werden. So fordert die Norm für das Grenzstreuen einen maximalen Verlust von 0,3% zwischen der Begrenzungslinie und der Düngegrenze (1). Eine typische Anwendung hierfür ist das Streuen entlang von Oberflächengewässern. Die EN 13739 liefert auch Bewertungsverfahren für das Grenzstreuen, welches in seiner Komplexität das Streuen im Feld bei Weitem übersteigt und daher nicht allein mit z.B. dem Variationskoeffizienten beschrieben werden kann. Dazu werden weitere Kriterien für die Übergangsbreite (3) und die Randbreite (10) aufgestellt [81, 83].

MARQUERING UND SCHEUFLER beschreiben, auch in Hinblick auf die EN 13739, verschiedenen Möglichkeiten zum Streuen entlang von Feldgrenzen und bewerten diese wie in **Tabelle 12** dargestellt [83].

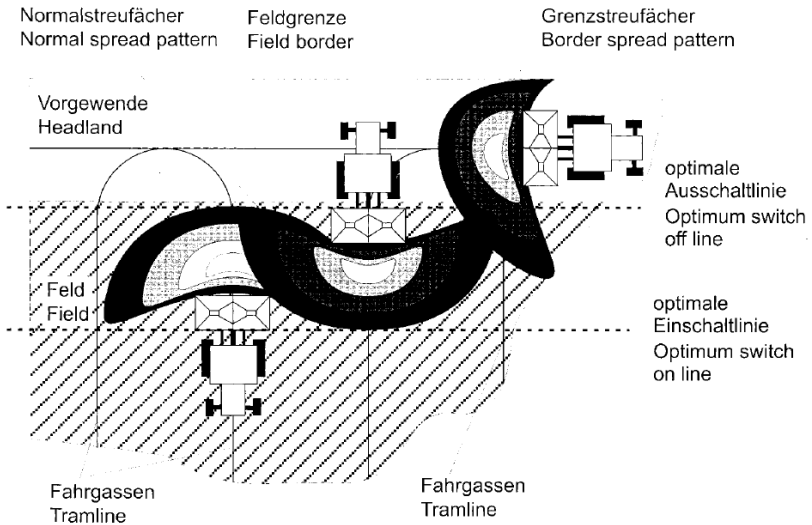
**Tabelle 12:** Einrichtungen zum Grenz- und Randstreuen; 1. Fahrgasse:  $\frac{1}{2}$  Fahrgassenabstand zur Grenze [83] (++ = sehr gut; + = gut; o = mittel; - = schlecht)

Grenz- und Randstreu- vorrichtung	Bedienung vom Traktorsitz	Zuschaltbar während der Ausbringung	Arbeits- qualität	Kosten
Streuscheibe	Nein	Nein	++	+
Verstellbare Wurf- schaufeln	Nein	Nein	++	++
Streuschirm	Ja	Ja	+	o
Schrägstellen des Düngersteuers	Ja	Ja	o	o
Aufgabepunkt- veränderung	Ja	Ja	o	o
Einseitige Reduzierung der Scheibendrehzahl (hydraulisch)	Ja	Ja	++	-
Einseitige Dreh- richtungsumkehr der Scheiben (mechanisch)	Ja	Nein	+	o

Bei getrennter Verstellbarkeit der Drehzahl der zwei Wurfscheiben kann durch eine Reduzierung der Drehzahl der der Grenze zugewandten Scheibe die Wurfweite einseitig verringert und damit die spezifische Ausbringmenge konstant gehalten werden – wobei beim Grenzstreuen allerdings eine verringerte spezifische Aus-

bringmenge technisch unabdingbar ist (und, betrachtet man Aspekte wie Abschwemmung, unter Umweltschutzgesichtspunkten auch sinnvoll sein kann). Der Einzelantrieb der Scheiben ermöglicht dabei auch ein Randstreuen zu beiden Seiten der Maschine, während die meisten mechanischen Streuer über nur eine Randstreueinrichtung verfügen und somit eine bestimmte Fahrtrichtung entlang der Begrenzung erfordern. Im Fall einfachster, rechteckiger Feldgeometrien stellt dies kein unüberwindliches Problem dar. Für den häufigen Fall des Keilstreuens entlang nicht parallel zur Fahrzeuglängsachse laufenden Feldgrenzen ist ein stufenloser Einzelantrieb dagegen unumgänglich. Hier kann sogar eine gleichzeitige, aber nicht notwendigerweise gleiche, Verstellung beider Scheibendrehzahlen erforderlich sein. Dieser Aspekt wird durch einen welligen Verlauf der Grenze noch zusätzlich verstärkt.

In [83] wird auch ein Verfahren zur Optimierung des Streuergebnisses am Vorgewende beschrieben. Es ist notwendig, um Fehldosierungen zu vermeiden. Dabei wird besonders auf den optimalen Ab- und Anschaltpunkt des Streuers sowie die Ausprägung des Streufächers am Vorgewende eingegangen. Eine dynamische und präzise Drehzahlverstellung der Scheiben in Kombination mit der Verstellung der Ausbringmenge könnte die komplex geformten feldseitigen Grenzen der schon gestreuten Fläche optimal ausstreuen, **Bild 27**. Dazu bedarf es der genauen Kenntnis der dreidimensionalen Ausprägung der Streufächer in Abhängigkeit der Drehzahlen und Dosieröffnungsweiten und es müssen düngerspezifische Streufächer in der Prozesssteuerung hinterlegt sein. Schließlich ist eine genaue Kenntnis des Standortes unabdingbar.



**Bild 27:** Überlagerung von Streufächern im Vorgewende [83]

In allen Fällen ist jedoch für eine exakte Ausbringung die Soll-Drehzahl der Scheiben so präzise wie irgend möglich einzuhalten, insbesondere auch dann, wenn sich die Zapfwelldrehzahl auf Grund anderer Einflüsse verändert. Aus den vorstehenden Gründen konnten sich hydraulisch angetriebene Düngerstreuer neben der mechanischen Variante im Markt etablieren. Elektrische Antriebe mit ihrer stufenlosen Verstellbarkeit und guten Regelbarkeit bieten beste Voraussetzungen, um mit den hydraulischen Antrieben in Konkurrenz zu treten, zumal ein besserer Wirkungsgrad des Antriebs vermutet werden kann. Da der ausgebrachte Dünger ein Vielfaches des Wertes des Ausbringergerätes darstellt, ist eine einfache Bedienbarkeit beim Düngerstreuer zwingend erforderlich, um eine ökonomisch wie ökologisch optimale Düngerausbringung zu ermöglichen [80]. Im gleichen Kontext müssen hohe Anforderungen an die Regelgüte gestellt werden.

Ein weiterer Vorteil des elektrischen Antriebs ergibt sich durch die einfache Implementierung einer Drehmomentmessung. So verwendet die Firma Rauch schon seit einiger Zeit ein Verfahren, welches einen Verzicht auf eine Abdrehtprobe ermöglicht. Dieses Verfahren fußt auf der Erkenntnis, dass die Durchflussmenge

des Düngers proportional zum Drehmoment an der Scheibe ist [84]. Zwar kann der Massenstrom auch auf Basis einer kontinuierlichen Behälterwiegung ermittelt werden, doch bietet diese Methode kaum Möglichkeiten der Erkennung von Fehlfunktionen, wie zum Beispiel einer einseitigen, teilweisen oder vollständigen Verstopfung einer Schieberöffnung. Die inhärente Drehmomentmessung der elektrischen Antriebe liefert hier also auch einen wichtigen Beitrag zur Prozesssicherheit, indem sie Fehlfunktionen zu erkennen hilft und Überlasten ohne weitere Bauelemente (wie Rutschkupplungen) verhindern kann.

Um große Schlagkraft zu erreichen, werden Düngerstreuer mit großen Behältern ausgestattet, die die Zuladung einer großen Nutzlast an Dünger ermöglichen. Dies führt zu vergleichsweise hohen Massen für ein angebautes Gerät. Aus diesem Grund sind alle Hersteller bestrebt, den Schwerpunkt möglichst nahe an die Kopfebene zum Traktorheckkraftheber zu bringen, um den Hebelarm der Gerätegewichtskraft so kurz wie möglich zu halten und so ein sicheres Anheben des Geräts ebenso wie eine sichere und vorschriftsmäßige Straßenfahrt zu gewährleisten. Dies führt zu äußerst knapp bemessenen Anbauflächen, da zwischen Gerät und Traktorheck – und dort insbesondere den Hinterrädern – nur sehr wenig Abstand bleibt. Daraus resultierende Probleme beim Anbauen des Gerätes werden idealerweise durch den Einsatz spezieller, weit teleskopierbarer Gelenkwellen gelöst, die es erlauben, die Gelenkwelle anzubauen, bevor Traktor und Düngerstreuer zum Anbau an das Hubwerk (näher) zusammengebracht werden. In weniger vorteilhaften Fällen kriecht der Anwender zum Verbinden der Gelenkwelle mit der Zapfwelle zwischen oder unter das Gerät, wenn diese bereits am Kraftheber angebaut ist. Diese Problematik ist beim hydraulisch oder elektrisch angetriebenen Düngerstreuer nicht gegeben, da auf Grund der Überlänge der Leitungen schon vor dem mechanischen Verbinden des Gerätes mit dem Kraftheber alle notwendigen Anschlussarbeiten erfolgen können, vgl. Kapitel 3.5.2.

## 4.2 Simulationsmodell Kraftstoffverbrauch

Im Simulationsmodell sollen die verschiedenen Antriebsarten für einen Düngerstreuer hinsichtlich des aus ihrer Anwendung resultierenden Kraftstoffverbrauchs untersucht werden. Aus diesem Grund werden bestehende Serienma-

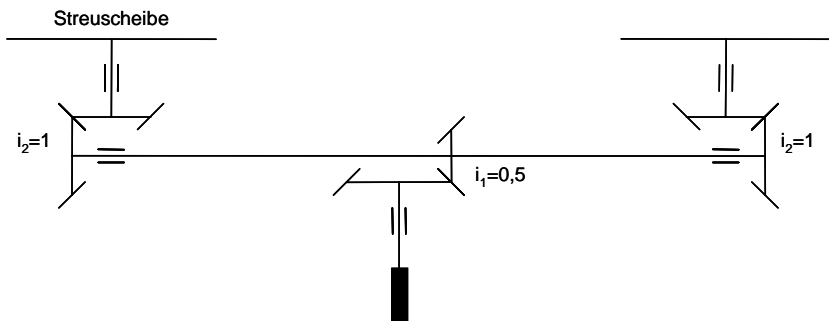


schinen und ein Prototyp modelliert, die ihrerseits an das in Kapitel 3.4 beschriebene Traktormodell „angeschlossen“ werden können. Dazu wurden die notwendigen Schnittstellen bereits definiert.

Alle Varianten verfügen über zwei austauschbare Wurfscheiben, deren Soll-Drehzahl 900 1/min beträgt. Auf diese wird der Dünger über eine Dosieröffnung aufgegeben. Deren über einen Schieber verstellbare Öffnungsweite bestimmt die Durchflussmenge des Düngers und wird elektrisch, in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und gewünschter Ausbringungsmenge, geregelt.

#### 4.2.1 Mechanisch angetriebener Düngerstreuer

Als mechanisch angetriebene Variante wird ein Düngerstreuer vom Typ Axis der Firma Rauch betrachtet. Bei diesem wird die Leistung von der Zapfwelle des Traktors mittels einer Gelenkwelle an ein Verteilergetriebe abgegeben. Dort zweigt sich die Leistung zur linken und rechten Scheibe auf, wo sie nochmals mittels je eines Kegelradgetriebes um 90° umgelenkt wird. **Bild 28** zeigt ein Schema des mechanischen Antriebsstrangs und gibt die Übersetzungsverhältnisse an.



**Bild 28:** Schema des mechanischen Antriebsstrangs eines Düngerstreuers Rauch Axis

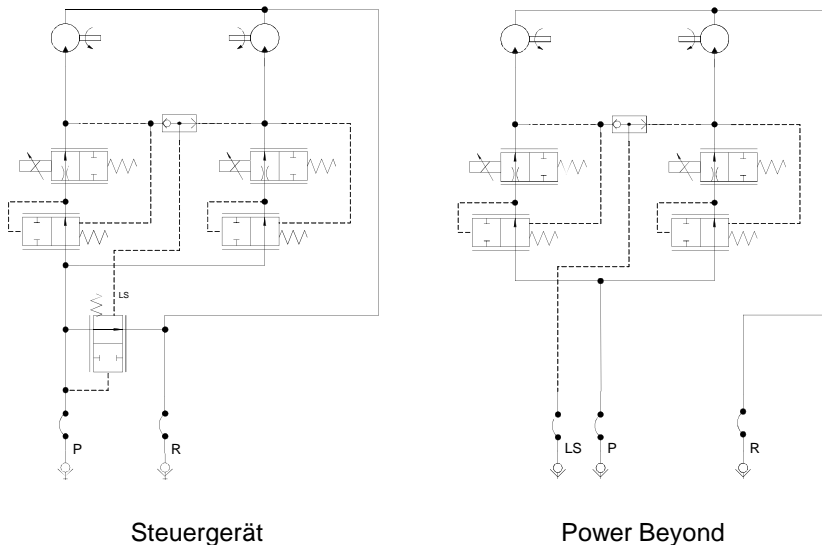
Der Hauptteil der Verluste entsteht am Zahneingriff, die in Form des Wirkungsgrades  $\eta_z$  berücksichtigt werden. Auf Grund der konkreten Ausführung sind auch La-

gerungs- und Dichtungsverluste relevant, weshalb sich aus deren Wirkungsgraden  $\eta_L$  und  $\eta_D$  zusammen mit dem Wirkungsgrad des Zahneingriffs der Getriebewirkungsgrad jedes Kegelradgetriebes  $\eta_{Getr}$  nach **Gleichung (17)** ergibt und nach [85] mit 92% angesetzt wird.

$$\eta_{Getr} = \eta_Z \cdot \eta_L \cdot \eta_D \quad (17)$$

#### 4.2.2 Hydraulisch angetriebener Düngerstreuer

Zur Modellierung des hydraulischen Streuers wird ein Düngerstreuer vom Typ Axera der Firma Rauch herangezogen. Dieser verfügt über einen hydraulischen Antrieb, bei dem die Scheiben jeweils direkt von einem Hydromotor angetrieben werden. Korrespondierend mit den Anschlussarten am Traktor (vgl. Bild 18) stellt **Bild 29** die verschiedenen Schemata für den Hydraulikantrieb eines Düngerstreuers dar.



**Bild 29:** Schemata des hydraulischen Antriebs Düngerstreuer Rauch Axera

Der Scheibenantrieb erfolgt durch Zahnradmotoren mit je  $15 \text{ cm}^3$  Schluckvolumen  $V_S$ . Der Gesamtwirkungsgrad der Hydraulikmotoren setzt sich dabei zusammen aus dem volumetrischen Wirkungsgrad  $\eta_{vol}$  und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{hm}$ , die sich gemäß den **Gleichungen (18)** und **(19)** berechnen lassen.

$$\eta_{vol} = \frac{n \cdot V_S}{Q \cdot 1000} \quad (18)$$

$$\eta_{hm} = \frac{M \cdot 20\pi}{\Delta p \cdot V_S} \quad (19)$$

Die Wirkungsgrade lassen sich somit auf Basis von Herstellerangaben [86] ermitteln und betragen für den volumetrischen Wirkungsgrad 94% und 92% für den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad. Nach **Gleichung (20)** ergibt sich damit ein Gesamtwirkungsgrad des Hydromotors  $\eta_{HM}$  von 86%.

$$\eta_{HM} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} \quad (20)$$

Wie schon in Kapitel 3.4.2.3 erwähnt, beeinflusst die Anschlussvariante auch die Verlustleistung. Dies ist auf die unterschiedlich hohen Regeldruckdifferenzen und Druckabfälle zurückzuführen, die in Leitungen und an Steuerkanten auftreten. Diese müssen von der Pumpe zusätzlich zum Lastdruck aufgebracht werden. Die im Modell verwendeten Druckabfälle sind in **Tabelle 13** zusammengestellt. In der Anschlussart Power Beyond fällt die Regeldruckdifferenz des Gerätes weg, der Druckabfall in Leitungen und Kupplern wird von der Pumpenregeldruckdifferenz mitgetragen und schließlich wird der Druckabfall im Rücklauf verringert, da dieser direkt (statt über ein Ventil) in den Tank zurückläuft.

**Tabelle 13:** Regeldruckdifferenzen und Druckabfälle für die Anschlussarten

	Steuergerät	Power Beyond
Regeldruckdifferenz Pumpenregler	25 bar	25 bar
Regeldruckdifferenz Gerät	20 bar	-
Druckabfall in Leitungen und Kupplern	3 bar	-
Druckabfall im Rücklauf	10 bar	5 bar

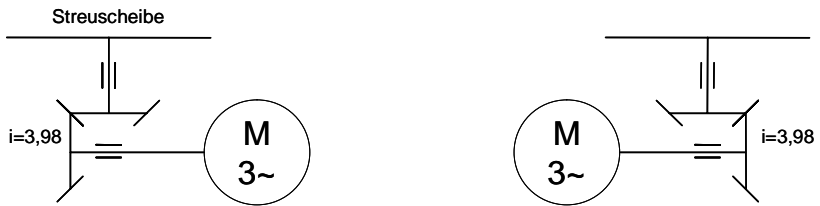
#### 4.2.3 Elektrisch angetriebener Düngerstreuer

Als Vorlage für das Modell des elektrisch angetriebenen Düngerstreuers dient ein Prototyp eines Axis EDR 30.1, der gemeinsam mit der Firma Rauch entwickelt wurde. Dieser basiert auf einem mechanischen Düngerstreuer des Typs Axis, wobei der mechanische Antriebsstrang durch zwei elektrische Antriebe ersetzt wurde. Hierbei handelt es sich um industrielle Getriebemotoren, deren technische Daten aus **Tabelle 14** entnommen werden können.

**Tabelle 14:** Technische Daten elektrischer Scheibenantrieb [87]

SEW KF37 CM90S	Alle Werte für S1-Betrieb
Nennspannung	400 V
Dauerstillstandsstrom	11,1 A
Nenn Drehzahl	4500 1/min
Nennmoment	11 Nm
Getriebebauform	Kegelradgetriebe, Flanschausführung
Getriebeuntersetzung	3,98
Masse	31,3 kg

In **Bild 30** wird das Antriebsschema des Prototyps dargestellt, der Wirkungsgrad der elektrischen Maschinen beträgt im Mittel über den betrachteten Bereich 95%  $\pm 1\%$ , das Kegelradgetriebe weist einen Wirkungsgrad von 92% auf, wodurch der Gesamtwirkungsgrad des Scheibenantriebs 87,4% entspricht.



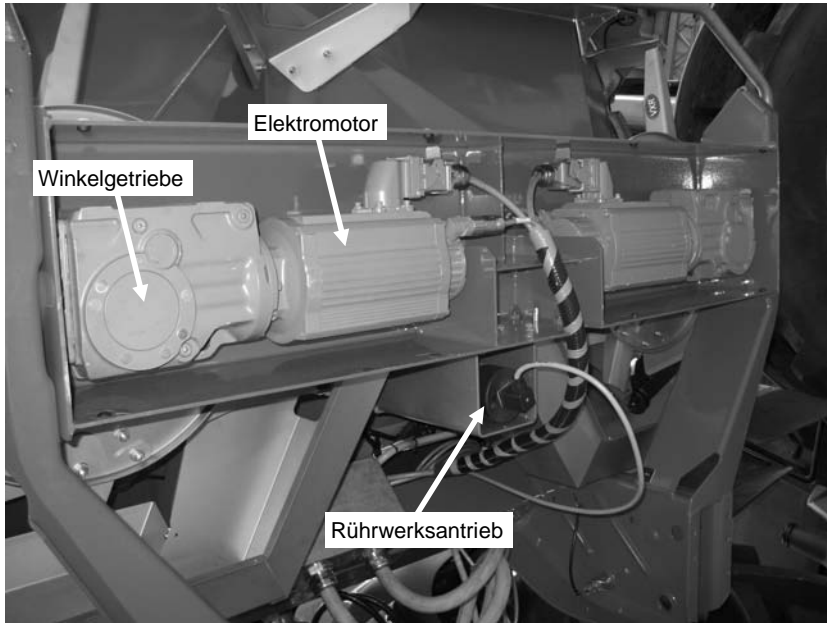
**Bild 30:** Schema elektrischer Antriebsstrang Düngerstreuer Rauch Axis EDR

### 4.3 Versuchsmaschine

Bei mechanisch und hydraulisch angetriebenen Düngerstreuern handelt es sich um bekannte Technik. Diese wurden daher aus Zeit- und Kostengründen keiner Validierung durch Versuche unterzogen, sondern ausschließlich simuliert.

Der elektrisch angetriebene Düngerstreuer ist zum Anbau an den Dreipunktkraftheber konzipiert und weist bei einem Leergewicht von 410 kg eine maximale Zuladung von 3000 kg auf. Die Versuchsmaschine ist ein Prototyp, der durch Umbau eines mechanisch angetriebenen Seriendüngerstreuers hergestellt wurde. Im Wesentlichen wurde dazu der ansonsten die Kegelradgetriebe und Scheibenträger beinhaltende Querbalken ersetzt. An diesen angeflanscht befindet sich in der mechanischen Ausführung auch der Abtrieb zum Rührwerk. **Bild 31** zeigt, dass in der elektrischen Variante der geänderte Querbalken nun die beiden elektrischen Maschinen nebst den zugehörigen Winkelgetrieben beinhaltet.

Da der Querbalken geändert wurde und auch kein mechanischer Abtrieb mehr zur Verfügung steht, wurde das Rührwerk ebenfalls auf elektrischen Antrieb umgerüstet. Dies wurde mittels eines 12 V DC Motors erreicht, der über die ISOBUS-Steckdose mit Leistung versorgt wird und es ferner ermöglicht, das Rührwerk bei geschlossenen Schiebern automatisch abzuschalten.



**Bild 31:** Einbauraum Scheibenantrieb am Rauch Axis EDR, Blick von unten

## **5 PFLANZENSCHUTZSPRITZE**

### **5.1 Einführung**

Pflanzenschutzspritzen kommen, wie viele andere Geräte auch, in verschiedenen Bauformen zum Einsatz. Dabei dominieren derzeit die angehängten Geräte vor den angebauten Spritzen und den Selbstfahrern. Während die Anbauspritzen ähnliche Problemstellungen wie die angebauten Düngerstreuer aufweisen, in erster Linie ist hier erneut das Ankoppeln zu nennen, haben die Anhänger-spritzen noch weitere wichtige Vorzüge. Hervorzuheben sind hierbei die größeren Tankvolumina, größeren Gestängebreiten auf Grund besserer Klappbarkeit und auch bessere Verteilgenauigkeit, da die Gestänge durch das ruhigere Fahrverhalten weniger Schwingungen ausgesetzt werden [88]. So erreichen Gestänge von Anhängerspritzen bei gleicher Fahrgeschwindigkeit von 6 km/h in 12 m Abstand von der Gestängemitte in der Längsverteilung ähnliche Variationskoeffizienten wie Anbau-feldspritzengestänge in nur etwa 2 m Abstand von der Gestängemitte [89]. Als Summe all dieser Punkte kann festgehalten werden, dass Anhängerspritzen eine deutlich erhöhte Schlagkraft aufweisen und in Zukunft weiter an Marktanteil gewinnen dürften. Allen Bauarten gemein ist, dass die Fahrgeschwindigkeit in der Anwendung  $\pm 20\%$  um den Mittelwert schwankt [4], weshalb zum Erreichen einer hohen Verteilgenauigkeit eine Ausbringmengenregelung eigentlich unumgänglich, aber noch nicht flächendeckend eingeführt ist.

### **5.2 Entwicklungsziele für einen elektrischen Pumpenantrieb**

Die hier zu erarbeitenden Vorteile, die eine Feldspritze mit elektrischem Pumpenantrieb aufweist, gelten prinzipiell auch für einen hydraulischen Pumpenantrieb. Wie jedoch schon der Vergleich der Düngerstreuer-Antriebe gezeigt hat, sind hydraulische Antriebe im Wirkungsgrad den elektrischen (v.a. beim in diesen Anwendungen vorkommenden breiten Lastspektrum) unterlegen. Da keine qualitativ unterschiedlichen Ergebnisse bezüglich des Kraftstoffverbrauchs zu erwarten sind, wird daher auf dessen Betrachtung verzichtet. Zusätzlich ist in der Anwendung für den Pumpenantrieb der Feldspritze ein Antrieb mit hoher Regelgüte der Drehzahl wünschenswert. Auf Grund dessen werden im Folgenden die hydraulischen Antriebe nicht weiter verfolgt.

Es ergeben sich somit folgende Entwicklungsziele:

- Erschließen von Vorteilen in der Maschinenkonstruktion
- Erschließen von Vorteilen in der Anwendung
  - Kostensenkung durch Betriebsmitteleinsparung
  - Reduzierung von Nebenzeiten
  - Sichere, einfache und komfortable Bedienung

### 5.2.1 Vorteile in der Maschinenkonstruktion

Für den Hersteller von Anhängfeldspritzen ergeben sich aus dem Antrieb über die Gelenkwelle verschiedene konstruktive Zwänge. So muss die Pumpe nahe am Traktorheck platziert werden, um ohne weiteren Antriebsstrang von der Zapfwelle angetrieben werden zu können. Dies führt automatisch zu einer Pumpenposition an der Maschinenvorderseite. Daraus ergeben sich verschiedene Konsequenzen.

Zunächst muss die Pumpe so platziert werden, dass sie auch bei Kurvenfahrt oder Fahrt durch hügeliges Gelände angetrieben werden kann. Dies erfordert eine im Wesentlichen mittige und im Verhältnis zum Zapfwellenstummel ähnliche hohe Anbringung an der Spritze. Häufig werden die Pumpen daher auf der Deichsel selbst montiert. In jedem Fall aber dürfen Deichsel und Gelenkwelle nicht kollidieren, obwohl sie sich im gleichen Bauraum befinden. Zusätzlich erschwerend kommen die verschiedenen Anhängungsarten (Oben- und Untenanhängung, verschiedene Abstände in x- und z-Richtung zwischen Zapfwelle und Anhängepunkt) hinzu. Es finden sich daher entweder eine Vielzahl von Deichselbauformen oder aber Universaldeichseln zur Adaptierung an verschiedenste Gegebenheiten. **Bild 32** und **Bild 33** zeigen eine solche Universaldeichsel einer John Deere Feldspritze der Serie 700 für Oben- respektive Untenanhängung.





**Bild 32:** Obenanhängung einer Feldspritze (Werkbild John Deere)



**Bild 33:** Untenanhängung einer Feldspritze (Werkbild John Deere)

Aus diesem durch den mechanischen Antrieb über die Gelenkwelle vorgegebenen Anbauort ergibt sich für die die Spritzbrühe führende Verschlauchung die Notwendigkeit, vom Tank zur Pumpe und von dort – wieder vorbei am Tank – zum Gestänge geführt zu werden. Dies führt, abgesehen vom Mehraufwand für die Verschlauchung an sich, zu einer technischen Restmenge an Spritzbrühe. Diese kann nicht produktiv genutzt werden und verursacht einen höheren Druckabfall auf Grund der größeren Leitungslänge. Fallen diese konstruktiven Zwänge durch die Verwendung eines elektrischen Antriebs weg, kann die Pumpe in einer günstigeren Position (i.e. zwischen Tank und Gestänge) platziert werden, wodurch sich technische Restmenge und Druckabfall verringern. Zusätzlich entfallen alle weiteren konstruktiven Lasten für die Deichsel, die nun auf die Funktion Übertragung von Kräften und ggf. Lenkung reduziert werden kann.

Die Verringerung der technischen Restmenge bewirkt neben der Kostenersparnis durch weniger Wirkmittel auch eine Verringerung des mitzuführenden Klarwasservolumens zu Spülzwecken, da die Restmenge in vorgeschriebenem Maß verdünnt werden muss, bevor sie auf der Fläche zurückgelassen werden darf.

## **5.2.2 Vorteile in der Anwendung**

Um potenzielle Vorteile in der Anwendung zu ermitteln, wird der Prozess der Pflanzenschutzmittelausbringung zunächst in einzelne Teilprozesse unterteilt, die dann systematisch auf Verbesserungsmöglichkeiten untersucht werden.

### **5.2.2.1 Befüllen**

Ziel des Befüllvorgangs ist es, die Spritzflüssigkeit, also eine Mischung aus Wasser und Wirkmittel herzustellen. Dazu wird zunächst der Haupttank der Spritze mit Wasser befüllt. Je nach Gegebenheiten wird dieses aus stationären oder mobilen Tanks entnommen, sehr häufig werden dazu zusätzliche Pumpen eingesetzt. Eine Befüllung durch Schwerkraft ist meist nicht möglich und wäre in der Regel zu zeitaufwendig. In manchen Fällen kommt auch eine Befüllung aus der regulären Brauchwasserversorgung in Frage. In diesem Fall müssen aber Vorkehrungen getroffen werden, damit das Wirkmittel nicht in Trinkwasserleitungen gelangen

kann. Auch diese Methode ist in der Regel eher zeitaufwendig. Letztlich kann auch Wasser aus Oberflächengewässern oder Brunnen mittels der Spritzenpumpe angesaugt werden. Auch hierbei muss ein Zurücklaufen des Wirkmittels technisch ausgeschlossen werden. Diese Praxis ist allerdings nach einer Richtlinie des BMVEL zu unterlassen [90]. Es kann somit festgehalten werden, dass zur Reduzierung der Nebenzeit durch das Befüllen höchste Volumenströme gewünscht sind. Wird dazu die Pumpe auf der Feldspritze selbst verwendet, können weitere Pumpen und alle zu ihrem Betrieb notwendigen Installationen, die ausschließlich dem Befüllen dienen, eingespart werden. Allerdings muss bei Zapfwellenantrieb auf Grund der starren Kopplung an die Drehzahl des Verbrennungsmotors an diesem eine hohe Drehzahl eingestellt werden, was zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch und Lärmbelastung führt. Betrachtet man vor diesem Hintergrund mögliche Pumpenklassen, so ist die Kreiselpumpe den Kolbenpumpen bezüglich der erreichbaren Volumenströme klar überlegen [91].

Nach dem Befüllen wird das konzentrierte Spritzmittel in einer Einspülschleuse durch Wasser in den Haupttank eingespült und dort weiter verdünnt. Viele dieser Schleusen verfügen über Vorrichtungen zum Ausspülen des Spritzmittelbehälters. Das nun anschließende Homogenisieren der Spritzflüssigkeit durch Mischen findet größtenteils während des Transports zum Einsatzort statt.

### **5.2.2.2 Transport**

Während des Transports zum Feld und zwischen Feldern wird die Spritzflüssigkeit ständig durchmischt. Je nach Wirkmittleigenschaften würden andernfalls inhomogene Mischungen entstehen können; so zum Beispiel kann sich Wirkmittel am Tankboden absetzen. Hierdurch käme es zu einer Schichtung der Wirkmittelkonzentration im Tank, die die mit der Aufwandmenge ausgebrachte Wirkmitteldosis an der Pflanze dann stark unterschiedlich ausfallen ließe.

Abgesehen von der energetisch unsinnigen übermäßigen Durchmischung weist der Mischvorgang noch eine weitere Dimension auf. So kann es durch ein zu starkes Mischen zur Schaumbildung kommen, die aus anwendungstechnischer Sicht genauso zu vermeiden ist, wie eine zu geringe Durchmischung. Die Neigung zur

Schaumbildung ist zwar auch wirkstoffabhängig, wird aber hauptsächlich vom Füllstand im Tank bzw. in Bezug auf die Mischorgane beeinflusst [92].

Es ist also zwingend erforderlich, dass die Pumpe auch während des Transports zumindest einen gewissen Volumenstrom zur Verfügung stellt. Im Falle des Zapfwellenantriebs der Pumpe muss dieser also bei Transportfahrten eingeschaltet bleiben. Die in Europa weit verbreiteten Kolbenmembranpumpen werden dabei mit der Normdrehzahl von 540 1/min betrieben. Diese Drehzahl wird auf Grund der starren Kopplung an den Dieselmotor in der Realität aber häufig überschritten, zum Beispiel beim Herunterschalten bei Bergabfahrt, wobei dieser Effekt durch eine ungünstige Wahl des Zapfwellengangs (540E statt 540) noch weiter verstärkt wird. Die dadurch entstehende Überdrehzahl verringert die Lebensdauer der Kolbenmembranpumpen oder zerstört diese sogar sofort. Auch das schnelle Hochlaufen nach einer längeren Standzeit kann die Membranen beschädigen, da das zwischen Kolben und Membran eingeschlossene Öl nicht schnell genug entweichen kann [92]. Eine geregelte, von der Dieselmotordrehzahl unabhängige Pumpendrehzahl verspricht also einen bedarfsangepassten Volumenstrom und verhindert durch Begrenzung der Drehzahl Pumpenschäden durch Überdrehzahl. Des Weiteren ist die Durchmischung dann konstant, wodurch das Absenken der Motordrehzahl (z.B. bei Transportfahrten in der Ebene) ebenso wie eine hohe Drehzahl bei schneller Fahrt ohne Auswirkung bleibt.

Ein zusätzlicher Faktor beim Transport wie beim Spritzen selbst ist die Wendigkeit, die durch den Wegfall der Gelenkwelle steigt, da diese nur bis zu einem bestimmten Beugungswinkel eine Leistungsübertragung zulässt. Gelenkwellen, die einen großen Beugungswinkel zulassen, sind komplexer, schwerer, wartungsaufwendiger und nicht zu letzt auch teurer als einfachere Ausführungen.

### **5.2.2.3 Spritzen**

Da der Spritzvorgang auch im stehenden Bestand ausgeführt wird, ist ein wichtiger Faktor bei den angehängten Spritzen die Gespannkkinematik, die ein spurtreues Nachlaufen in den Fahrgassen ermöglichen muss. Dies wird durch Knickdeichseln oder Achsschenkel lenkung der Anhängerachse erreicht, die mittels verschie-

denster Methoden aktiv verstellt werden. Trotz großer Deichselwinkel am Vorgehende muss die Pumpe ständig weiterlaufen, um die Durchmischung und ein schnelles Aufbauen des erforderlichen Drucks beim Wiederaufnehmen des Spritzvorgangs zu gewährleisten. Daher werden häufig die im vorangegangenen Kapitel erwähnten Weitwinkelgelenkwellen verwendet.

Ebenfalls ähnlich zum Transport verhält sich die Pumpendrehzahl und die damit verbundene Leistungsaufnahme. Da diese nicht direkt an den Bedarf angepasst werden kann, wird der überschüssige Volumenstrom mittels eines Bypass-Ventils zurück in den Tank geleitet. Erfahrene Anwender reduzieren zwar die Pumpendrehzahl über eine Absenkung der Zapfwellendrehzahl, von einer Regelung kann aber nicht gesprochen werden. Der zum Spritzen erforderliche Volumenstrom  $Q_{\text{soll, spritzen}}$  ist dabei eine Funktion der Applikationsrate  $Q_{\text{Appl}}$ , der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der aktiven Gestängebreite  $b_{\text{aktiv}}$ , **Gleichung (21)**. Die aktive Gestängebreite berücksichtigt dabei im Gegensatz zur Gestängebreite an sich eine Möglichkeit zur Teilbreitenabschaltung. Diese beeinflusst den benötigten Volumenstrom vergleichsweise dynamisch, da die Teilbreiten beim Ausspritzen von Keilen oder Auslassen nicht zu behandelnder Stellen kurzfristig ab- und angeschaltet werden können. Die Dynamik hängt dabei maßgeblich von der Breite der Teilbreiten ab.

$$Q_{\text{soll, spritzen}} = f(Q_{\text{Appl}}, v, b_{\text{aktiv}}) \quad (21)$$

In einigen Sonderanwendungen wird ein konstantes Tropfenspektrum gefordert, so z.B. für Ätzmittel [4], wodurch eine Druckregelung erforderlich wird. Diese ist dann unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit, ansonsten gilt Gleichung (21) unverändert. Beim Spritzen muss zu diesem Volumenstrom noch der für das Durchmischen erforderliche Volumenstrom  $Q_{\text{soll, mischen}}$  addiert werden, so dass sich der von der Pumpe bereitzustellende Volumenstrom  $Q_{\text{soll, ges}}$  nach **Gleichung (22)** ergibt.

$$Q_{\text{soll, ges}} = Q_{\text{soll, spritzen}} + Q_{\text{soll, mischen}} \quad (22)$$

Sobald der erforderliche Volumenstrom den maximal von der Pumpe förderbaren Volumenstrom übersteigt und keine Drehzahlerhöhung mehr möglich ist, muss eine Pumpe mit größerem Volumenstrom oder aber mehr als eine Pumpe eingesetzt werden. Häufig werden bei Großgeräten daher eine Pumpe zur Versorgung der Düsen und eine weitere Pumpe für das Rührwerk eingesetzt [93]. Gleichzeitig muss die Pumpe entlang der Anlagenkennlinie ausreichend Druck bei gegebenem Volumenstrom bereitstellen. Die Anlagenkennlinie basiert auf der Bernoulli-Gleichung und berechnet sich nach **Gleichung (23)**. Sie beschreibt die von der Pumpe zu erbringende Förderhöhe der Anlage  $H_A$ , die die Summe der statischen und dynamischen Förderhöhen  $H_{stat}$  und  $H_{dyn}$  ist.

$$H_{Ant} = H_{stat} + H_{dyn} = \frac{p_A - p_E}{\rho \cdot g} + H_{geo} + \frac{c_A^2 + c_E^2}{2g} + H_{V,S} + H_{V,D} \quad (23)$$

Die statische Förderhöhe ist volumenstromunabhängig und wird beschrieben durch die ersten beiden Summanden, wobei  $p_A$  und  $p_E$  die Drücke an Aus- und Eingang der Anlage,  $\rho$  die Dichte,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $H_{geo}$  die geodätische Höhendifferenz darstellt. Die dynamische Förderhöhe wird beeinflusst von den Strömungsgeschwindigkeiten  $c_A$  und  $c_E$  sowie den saug- und druckseitigen Förderhöhenverlusten  $H_{V,S}$  und  $H_{V,D}$ .

#### 5.2.2.4 Reinigen

Der Reinigung von Feldspritzen kommt unter dem Aspekt der Verhinderung des Eintrags von Spritzmitteln in Oberflächengewässer oder auch die Kanalisation eine erhebliche Bedeutung zu. Aus diesem Grund werden die Anwender durch [90] dazu angehalten, stark verdünnte Restmengen sachgerecht auf dem Feld auszubringen. Dadurch bestimmt die technische Restmenge den erforderlichen Klarwasservorrat auf der Maschine maßgeblich (vgl. Kapitel 5.2.1). Das Klarwasser wird dabei zum Reinigen der Spritze von Innen wie von Außen verwendet, wobei ersteres mit einer Verdünnung der Restmenge einhergeht. Da diese auf der Anwendungsfläche ausgebracht werden soll, gibt es nur zwei Möglichkeiten:

- Ausbringung auf bereits behandelter Fläche → Überdosierung
- Ausbringung auf noch unbehandelter Fläche → Unterdosierung

Hieraus lässt sich leicht erkennen, dass beide Lösungen unbefriedigend sind. Es kann keine pauschale Aussage getroffen werden, welche der beiden Methoden die vorteilhaftere ist, aus ökologischer Sicht ist aber auf jeden Fall die Ausbringung auf noch unbehandelter Fläche besser. Einer der wichtigsten Gründe hierbei ist, dass die Reinigung der Spritze in der Praxis wohl am Feldrand stattfinden dürfte, wodurch sich die Gefahr des Eintrags in Gewässer zusätzlich erhöht. Für beide Fälle aber gilt: je geringer die Restmenge, desto geringer die Fläche mit Über- oder Unterdosierung. Zusätzlich verringert sich die für das Reinigen aufzuwendende Zeit. Der Reinigungsvorgang hat also direkten Einfluss auf Kosten und Ertrag.

Zur technischen Restmenge in Schläuchen, Armaturen und Tank kommt unter Umständen noch eine Restmenge durch Schaumbildung bei übermäßiger Durchmischung. Diese kann durch eine wirkmittelspezifische und füllstandsangepasste Mischrate verhindert werden, wodurch sich der Aufwand für die Reinigung weiter verringern lässt.

In [90] wird dargestellt, dass eine Reinigung zwischen Armatur und Düse nicht zu erreichen ist. Aus technischer Sicht muss dem widersprochen werden, da verschiedene Systeme im Markt diese Aufgabe erfüllen. Zum einen sind Feldspritzen mit Einzeldüsenabschaltung erhältlich [94], zum anderen gibt es ein System, das auf einer Unterdruckspülung des Gestänges basiert [92]. In beiden Varianten ist die Spritzleitung als Ringleitung ausgeführt, was ferner den Vorteil bietet, dass schon vor Beginn des eigentlichen Spritzens Spritzbrühe ins Gestänge gespült werden kann. Dabei wird dem Umstand Rechnung getragen, dass die Düsenkörper zur Verhinderung des Nachtropfens mit einer Membran versehen sind, die ab einem definierten Überdruck öffnen. Dieser Druck darf beim Spülen nicht überschritten werden, was durch ein Spülen mit Unterdruck ermöglicht wird. Eine aktive Abschaltung der Düsen erlaubt allerdings eine Überdruckspülung, erfordert aber entsprechende Aktorik.

### 5.3 Versuchsfahrzeug

#### 5.3.1 Anforderungen an das Versuchsfahrzeug

Zur Evaluierung möglicher Vorteile durch einen elektrischen Pumpenantrieb sollen folgende Forderungen erfüllt werden:

- Reduzierung des Verschlauchungsaufwands
- Bedarfsangepasste Regelung des Volumenstroms mittels der Pumpendrehzahl
- Hohe Regelgüte des Volumenstroms
- Überdrehzahlschutz für die Pumpe
- Einstellbare Durchmischung
- Kurze Befüllzeit
- Beibehaltung aller am Basisfahrzeug verfügbaren Funktionen

#### 5.3.2 Aufbau

Versuchsträger für die aufzubauende Feldspritze mit elektrischem Pumpenantrieb ist eine Anhäng-Pflanzenschutzspritze John Deere 840i, dargestellt in **Bild 34**, **Tabelle 15** beschreibt die wichtigsten technischen Daten.

**Tabelle 15:** Technische Daten Versuchsfahrzeug Pflanzenschutzspritze

<b>Feldspritze</b>	<b>John Deere 840i</b>
Baujahr	2007
Tankvolumen Haupttank Klarwassertank	4000 l 400 l
Fahrzeugleergewicht	4240 kg
Anhängung	Untenanhängung, Kugelkopf 80 mm, Knickdeichsel
Gestänge	27 m, doppelte Faltung, 9 Teilbreiten, 6 Düsen/Teilbreite
Bereifung	Kléber Traker 520/85 R38



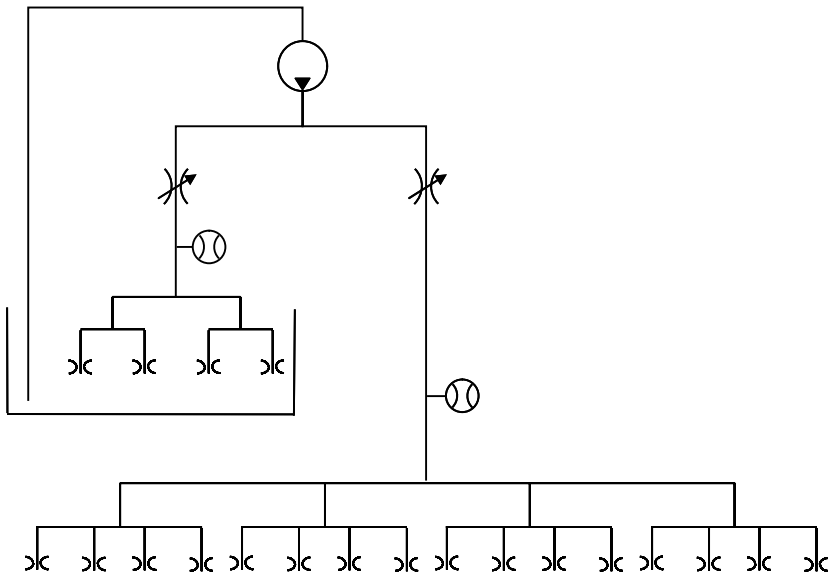


**Bild 34:** Feldspritze John Deere 840 (Werkbild John Deere)

Die Feldspritze ist ein ISOBUS kompatibles Gerät und verfügt über eine automatische Gestängeführung sowie ein Vakuum-Rezirkulations-System zur Gestängereinigung.

Aus den in Kapitel 5.3.1 aufgestellten Forderungen ergeben sich Anforderungen an den Aufbau des Versuchsfahrzeugs. Der elektrische Antrieb der Pumpe an sich führt unmittelbar zu einer Drehzahlregelung des Pumpenantriebs mit hoher Regeltüte. Ein Überdrehzahlschutz kann einfach durch eine zulässige Maximaldrehzahl im Umrichterparametersatz dargestellt werden. Die Forderung nach einer separaten Regelung der Durchmischungsmenge bedingt den Einsatz von je einem Proportionalventil und einem Durchflusssensor in den für Spritzen und Mischen vorgesehenen Zweigen des Systems. Ein bedarfsangepasster Volumenstrom wird mittels einer in die Gesamtregelung eingebundenen Drehzahlregelung der Pumpe erreicht. Dank der hohen Dynamik der Regelung besteht die Möglichkeit, dass auf ein Überdruckventil verzichtet werden kann, dies ist aber auch vom gewählten

Pumpentyp abhängig. Das nachstehende **Bild 35** zeigt den schematischen Aufbau von Misch- und Spritzzweig.



**Bild 35:** Schematische Darstellung des prototypischen Aufbaus der Pflanzenschutzspritze (vereinfacht)

### 5.3.3 Auswahl von Pumpe und Antrieb

Um den Verschlauchungsaufwand zu verringern, soll die Pumpe möglichst zwischen Tank und Gestänge platziert werden. Entscheidend für die konstruktive Lösung dieser Anforderung ist der benötigte Bauraum für Pumpe und antreibenden Elektromotor. Zur Auswahl einer geeigneten Pumpe sind der benötigte Druck und Volumenstrom zu berücksichtigen. Diese ergeben sich aus den Anlagenkennlinien, wobei auf die Eckleistung, also größtmöglichen Volumenstrom (bedingt durch hohe Fahrgeschwindigkeiten bei großer Gestängebreite) bei gleichzeitig ungünstigster Düsenwahl (also Düsen mit hohem Widerstandsbeiwert) hin auszuwählen ist. Der maximale Druck, der an vom Hersteller der Spritze freigegebenen Düsen herrschen darf, beträgt 8 bar [92]. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von

12 km/h wäre für das Spritzen – ohne Mischen – mit der hier verwendeten Spritze ein Volumenstrom von ca. 280 l/min erforderlich. Die „Gute Fachliche Praxis“ [90] empfiehlt den Anwendern allerdings, eine Fahrgeschwindigkeit von 8 km/h nicht zu überschreiten. Dadurch wird eine hohe Verteilgenauigkeit und Abdriftminimierung gewährleistet. Dies gilt, solange keine technischen Voraussetzungen den negativen Einfluss höherer Fahrgeschwindigkeiten ausgleichen. Hier wird vor allem auf den negativen Einfluss kleiner Tröpfchengröße auf die Abdrift verwiesen. Diese wird von hohen Drücken, welche ihrerseits durch hohe Durchflussmengen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und ungünstiger Düsenwahl hervorgerufen werden, negativ beeinflusst [4].

Das Basisfahrzeug wird mit zwei unterschiedlichen Ausstattungen an Pumpen angeboten. In der ersten handelt es sich um eine einzelne Kolbenmembranpumpe, in der zweiten werden zwei parallel geschaltete Kolbenmembranpumpen eingesetzt, um den verfügbaren Volumenstrom zu erhöhen. Bei Kolbenmembranpumpen handelt es sich um Verdrängermaschinen. Als Alternative zu diesen beiden Serien-Varianten soll noch eine Kreiselpumpe (Strömungsmaschine) betrachtet werden, **Tabelle 16**.

**Tabelle 16:** Technische Daten der Pumpenalternativen [95-97]

	<b>Kolbenmembranpumpe AR280</b>	<b>Kolbenmembranpumpen 2 x AR280</b>	<b>Kreiselpumpe PM9203C</b>
Hersteller	Annovi Reverberi	Annovi Reverberi	Hypro
Bauraum (LxBxH) [mm]	346x409x498	700x409x498	229x198x210
Max. Förderdruck [bar]	20	20	11,7
Max. Fördervolumen [l/min]	282	564	530
Max. Drehzahl [1/min]	550	550	6000
Masse [kg]	36	75	8,6

Betrachtet man Volumen und Gewicht der zur Wahl stehenden Maschinen, wird ersichtlich, dass die Kreiselpumpe hier klare Vorteile bietet und allen Anforderungen an Druck und Volumenstrom gerecht wird, da sie bei 6000 1/min und 8 bar Förderdruck etwa 460 l/min Volumenstrom bereitstellen kann [97]. Auf Grund ihres hohen Drehzahlniveaus eignet sie sich darüber hinaus auch besser zum Antrieb

durch einen Elektromotor, ein Getriebe wird nicht benötigt, wodurch sich auch der benötigte Gesamtbauraum von Pumpe und Antrieb verringert, was in Hinblick auf eine für die Verschlauchung günstige Positionierung auf der Maschine hilfreich ist. Auf Grund der hohen Volumenströme erfüllt sie auch die Forderung nach kurzer Befüllzeit, hier liefert nur eine Zwillings-Kolbenmembranpumpe vergleichbare Ergebnisse [98]. Geringere Anzahl und Komplexität der Teile sprechen außerdem für geringere Kosten. Kreiselpumpen sich zusätzlich äußerst wartungsarm, betriebs-sicher und weisen einen gleichmäßigen Förderstrom auf [3, 89], dessen Vorteil in Kapitel 5.2.2.4 erläutert wurde. Auf Grund dieser Überlegungen wurde der Versuchsträger mit einer Kreiselpumpe ausgerüstet. Sie wird über eine Ausgleichs-kupplung von einem Industrieelektromotor direkt angetrieben. **Tabelle 17** beinhaltet dessen wesentlichen technischen Daten.

**Tabelle 17:** Technische Daten elektrischer Pumpenantrieb [99]

<b>Parker MH145 56 15</b>	<b>Alle Werte für S1-Betrieb</b>
Nennspannung	400 V
Nennstrom	11,94 A
Nenn Drehzahl	5600 1/min
Nennmoment	10,82 Nm
Masse	17,5 kg

#### 5.3.4 Steuerstrategie

Auch die Steuerstrategie lässt sich in die in Kapitel 5.2.2 dargestellten Unterfunktionen gliedern, wobei Befüllen und Reinigen zusammengefasst werden können.

Das hydraulische System des Basisfahrzeugs verwendet den Mischkreis, um alle Funktionen des Befüllens und Reinigens darzustellen. Die Eingangs aufgestellte Forderung nach einer separaten Regelung des Mischkreises steht dem zwar nicht im Wege, wirft aber Fragen bzgl. der Bedienung auf: im Fall des Befüllens würde dies eine manuelle Erhöhung des Mischstroms erfordern, der dann, statt zu den Mischdüsen, direkt zum Tank geleitet werden müsste. Dieses Konzept ist für den Bediener jedoch wenig anschaulich und würde darüber hinaus eine Möglichkeit zur Fehlbedienung eröffnen. Diese träte dann ein, wenn z.B. nach dem Befüllen

der Mischstrom nicht zurückgestellt würde. Auch die Reglerstruktur verbietet dieses Prinzip. Dies lässt sich aus der physischen Anordnung der Komponenten wie folgt begründen: im Mischzweig befinden sich manuell bediente Wegeventile zur Auswahl von Mischen sowie Befüllen, Reinigen und Einspülen. Der für die Regelung des Mischvolumenstroms benötigte Durchflusssensor soll aber unmittelbar vor den Mischdüsen angebracht werden, da nur auf diese Weise ein geregelter Mischstrom sichergestellt werden kann, z.B. auch dann, wenn ein Wegeventil falsch eingestellt wurde. Es besteht so auch die Möglichkeit, mittels einer Plausibilitätsprüfung fehlerhafte Einstellungen zu erkennen. Wird in dieser Konfiguration ein Wegeventil nun aber bewusst auf Befüllen gestellt, misst der Durchflusssensor keinen Volumenstrom mehr, wodurch die Regelschleife unterbrochen ist. Es ist folglich aus ergonomischen wie regelungstechnischen Gründen sinnvoll, eine Fallunterscheidung nach Befüllen und Reinigen sowie allen anderen Betriebszuständen vorzunehmen. In der ersten Implementierungsphase wird dies durch eine Eingabe des Anwenders realisiert.

#### **5.3.4.1 Befüllen und Reinigen**

Der Befüllvorgang soll in minimaler Zeit ermöglicht werden, was eine Maximierung der Förderleistung erfordert. Dies gilt sinngemäß auch für den mit der Befüllung einhergehenden Vorgang des Einspülens des Wirkmittels, wobei hier ein gesondertes Augenmerk auf die Vermeidung von Schaumbildung gelegt werden muss. Die Maximierung der Fördermenge ist das Resultat aus einer möglichst hohen Pumpendrehzahl, wobei Geräuschentwicklungsaspekte zu beachten sind. Gleiches gilt für das Reinigen der Feldspritze. Hier spielt die Förderleistung an sich eine untergeordnete Rolle, es muss jedoch ausreichend Volumenstrom und Druck zur Verfügung stehen, damit beispielsweise die Reinigungsdüsen wunschgemäß arbeiten.

Wird durch den Anwender die Betriebsart „Befüllen und Reinigen“ gewählt, werden der Misch- und der Spritzkreis mittels der Regelventile geschlossen (zwingend nur für Spritzzweig erforderlich und dort auch nur als redundante Absicherung, so dass keine Flüssigkeit an den Düsen austreten kann) und die Volumenstromrege-

lung wird in einen Steuerungsmodus überführt, in dem eine vorher festgelegte Pumpendrehzahl eingeregelt wird.

#### 5.3.4.2 Transport

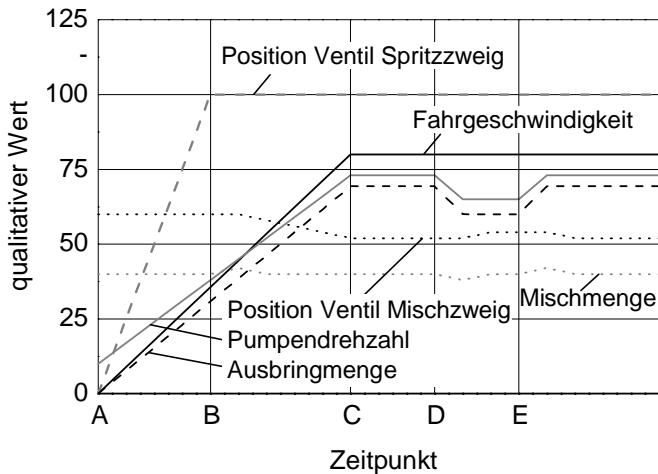
Der Transport stellt im Prinzip nur eine Teilmenge des Spritzbetriebes dar, da hierbei das Fahrzeug bewegt wird und das Rührwerk läuft. Durch die stufenlose Pumpendrehzahlregelung mit Drehzahlbegrenzung sind Überdrehzahlen an der Pumpe ausgeschlossen. Während das Regelventil für den Spritzkreis geschlossen bleibt, wird die Pumpendrehzahl so eingeregelt, dass sich der gewünschte Volumenstrom ergibt. Die Durchmischung ist folglich unabhängig von der Drehzahl des Dieselmotors ebenso wie von der Fahrgeschwindigkeit.

#### 5.3.4.3 Spritzen

Typische Ausbringmengenregelungen nach Stand der Technik regeln nur den Volumenstrom im Spritzweig der Anlage. Diese Regelung basiert auf einer Verstellung des Widerstandsbeiwertes im Spritzkreis, wobei bei positiver Reglerabweichung des Volumenstroms dieser erhöht wird, wodurch bei gegebenem Gesamtvolumenstrom der Mischvolumenstrom ansteigt. Die Pumpendrehzahl und damit auch der Volumenstrom könnten zu diesem Zeitpunkt reduziert werden, was jedoch nur erfahrene Anwender tun. Bei wechselnder Fahrgeschwindigkeit oder Teilbreitenabschaltung stellt dies jedoch einen nicht mehr zu beherrschenden Prozess dar. Insbesondere weniger qualifizierte Anwender neigen aus diesem Grund dazu, die Pumpendrehzahl auf hohem Niveau einzustellen, um sicherzugehen, dass stets ein ausreichender Volumenstrom zur Verfügung steht, auf Grund dessen es aber auch zur übermäßigen Durchmischung und Schaumbildung kommen kann.

Die Steuerung der verschiedenen Funktionen der Feldspritze soll weitestgehend automatisiert ablaufen, einzige Benutzereingaben sind die gewünschte spezifische Ausbringmenge und der Volumenstrom zur Durchmischung. Indirekt ist natürlich auch die Fahrgeschwindigkeit und die Düsenauswahl eine durch den Bediener bestimmte Größe. Anhand von **Bild 36** wird die angestrebte Regelung der einzel-

nen Stellglieder erläutert. Die Darstellung ist rein qualitativ und aus Visualisierungsgründen wurde bewusst eine niedrige Auflösung der x-Achse gewählt. In Realität sind die Flanken des Kurvenverlaufs deutlich steiler, was jedoch eine übersichtliche Darstellung des Gesamtzusammenhangs erschweren würde.



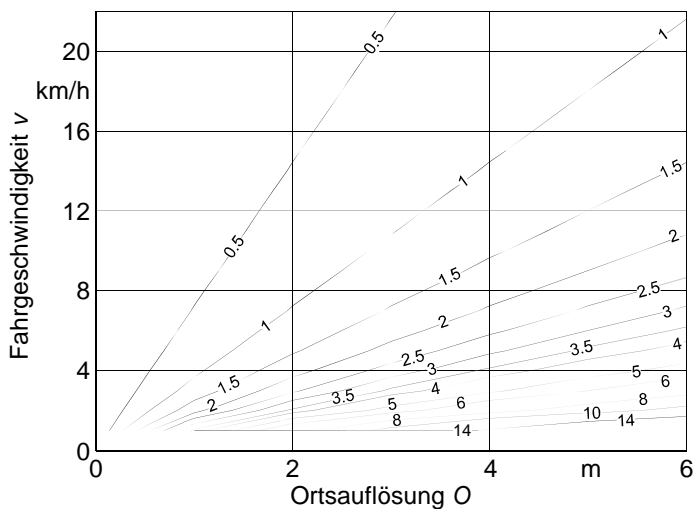
**Bild 36:** Qualitative Darstellung der Regelung für die Versuchsmaschine

Zum Zeitpunkt A steht das Gespann, die Regelung ist aktiv, die Tankrührung ist eingeschaltet. Nach Anfahren des Gespanns steigt der benötigte Volumenstrom zum Spritzen an. Daher wird die Pumpendrehzahl erhöht und das den Spritzzweig regelnde Ventil öffnet sich, bis es zum Zeitpunkt B seine maximale Öffnung erreicht. Da die Fahrgeschwindigkeit weiter steigt, erhöht sich auch der benötigte Volumenstrom im Spritzzweig weiter und die Regelung der Pumpe erhöht weiter deren Drehzahl. Der dadurch steigende Gesamtvolumenstrom erhöht auch den Volumenstrom im Mischzweig, worauf das diesen regelnde Ventil mit einer Querschnittsverringering reagiert. Dies geschieht erst nach einer kurzen Verzögerung, da die Durchmischungsregelung mit einem Totband versehen werden soll, um die Gesamtdynamik des Systems zu beschränken und die Regelung des Spritzzweiges zu erleichtern. Der dadurch entstehende Überschwinger im Volu-

menstrom im Mischzweig ist für die Funktion jedoch unerheblich. Zum Zeitpunkt C erreicht das Gespann nun die gewünschte Fahrgeschwindigkeit, alle Ventile und die Pumpendrehzahl verharren am eingeregelteten Wert. Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit wird zum Zeitpunkt D eine Teilbreite abgeschaltet, der benötigte Volumenstrom im Spritzzweig sinkt, worauf die Regelung mit einer Drehzahlverringern an der Pumpe reagiert. Bei klassischen Systemen würde an dieser Stelle das Ventil des Mischzweiges geöffnet, um den überschüssigen Volumenstrom abzuführen, da die Regelung keinen Einfluss auf die Pumpendrehzahl hat. Auch hier wirkt sich das Totband um den Durchmischungssollwert verzögernd auf den Volumenstrom aus, hilft dadurch aber auch – zusammen mit der Kreiselpumpe (siehe hierzu Kapitel 5.3.3) – durch das Teilbreitenabschalten auftretende Druckstöße zu bedämpfen. Die abgeschaltete Teilbreite wird zum Zeitpunkt E schließlich wieder zugeschaltet, der benötigte Volumenstrom steigt, worauf die Regelung analog zu der Fahrgeschwindigkeitserhöhung zwischen Zeitpunkt B und C reagiert.

Unter Berücksichtigung von *precision farming* Aspekten steigen die Anforderungen an die Regeldynamik, da hier während der Überfahrt zum Beispiel der schwankenden Unkrautbesatzdichte Rechnung getragen werden muss. Für praxisübliche Spritzen konnte WARTENBERG nachweisen, dass die Nachführung des Istwertes der Ausbringmenge nur im niederfrequenten Bereich befriedigende Resultate liefert [100]. Er leitet daraus die Forderung nach einer hohen Dynamik und Qualität der Spritzenregelung ab. Wird das System um ein Düsengetriebe, also die Möglichkeit zur Umstellung des Düsentyps während der Anwendung, wie in [101] erweitert, steigen die Anforderungen an die Regelung weiter, da dabei auch noch die Anlagenkennlinie zur Laufzeit verändert wird. Letzteres wird am Prototyp jedoch nicht implementiert. Dennoch ergeben sich die in **Bild 37** gezeigten Anforderungen an die Einregelzeit im Zusammenhang von (gewünschter) Ortsauflösung und Fahrgeschwindigkeit, welche analog zu den Untersuchungen von LANGNER ET AL. [102] im Bereich bis 6 m und bis zu 22 km/h betrachtet werden.





**Bild 37:** Erforderliche Regelzeit in Sekunden über Ortsauflösung und Fahrgeschwindigkeit

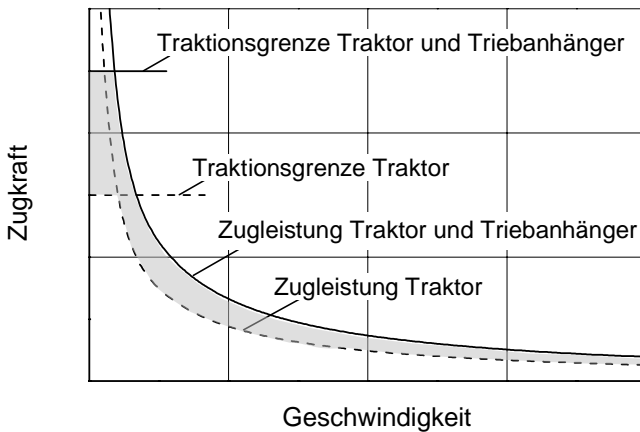
Naturgemäß spielt die Ortsauflösung bei der *offline* Regelung, also dem Erfassen der Applikationskarten in einem getrennten Vorgang, eine weniger große Rolle, da hier im Prinzip beliebig viel Vorhalt gegeben werden kann. Bei der *online* Regelung hingegen ergibt sich bei gegebener Regelzeit und Fahrgeschwindigkeit der Mindestabstand von Sensor und Düsen.

## 6 TRIEBACHSANHÄNGER

### 6.1 Einführung

Triebachsanhänger sind aus der Vergangenheit bekannt. Der Antrieb dieser Triebachsanhänger erfolgte mittels einer Gelenkwelle über die Zapfwelle des Traktors, ebenso der Antrieb eventueller Arbeitsorgane, z.B. der Streuorgane. Dabei wurden Zwischen- bzw. Anpassungsgetriebe eingesetzt, um Traktor und Triebachsanhänger trotz unterschiedlicher Bereifung aufeinander abstimmen zu können. Es wurde stets eine leichte Nacheilung der Anhängerachse angestrebt, um so eine Triebkraftentwicklung am Anhänger erst ab einem bestimmten Schlupf am Traktor zu gewährleisten und ein Schieben durch den Anhänger zu verhindern. Ähnlich wie bei der bekannten Problematik der invariablen Voreilung beim Allradantrieb von Traktoren (siehe hierzu [103, 104]) ergaben sich hieraus Nachteile wie Blindleistungsflüsse, kinematisch falsche Umfangsgeschwindigkeiten bei Kurvenfahrt etc. Insbesondere die Kraftwirkung zwischen Traktor und Anhänger wurde in [105] untersucht, dort findet sich auch ein Lösungsvorschlag für die Reduzierung der Blindleistungsflüsse mittels eines Freilaufs. Erhalten blieb hierbei jedoch das gestufte Anpassungsgetriebe. Die äußerst geringe Stufung bzw. die fehlende Stufenlosigkeit erforderten das Fahren innerhalb des durch die Drehzahl des Dieselmotors einstellbaren Geschwindigkeitsbereichs, das Durchfahren eines größeren Geschwindigkeitsbereichs war unmöglich. Mit Einführung des Allradantriebs und steigenden Motorleistungen und Massen bei Traktoren verschwanden die Triebachsanhänger in Standardanwendungen jedoch fast völlig. Ungebrochener Popularität erfreuen sie sich jedoch in Sonderbereichen der Landwirtschaft, beispielsweise in Forstanwendungen, im Weinbau und in der alpinen Grünlandwirtschaft. Der grundsätzliche Aufbau blieb bis heute weitestgehend unverändert, wobei der Antrieb über eine Wegzapfwelle am verbreitetsten ist. In jüngerer Zeit werden auch vermehrt hydrostatische Antriebsstränge eingesetzt, die allerdings über eine zapfwellengetriebene Hydraulikpumpe versorgt werden, da die Hydraulikleistung des Traktors für einen Hilfsantrieb zwar in der Regel ausreichen würde, aber häufig auch noch andere Antriebe mitversorgt werden müssen [106]. Besonders gilt dies bei Erntemaschinen für Kartoffeln und Weintrauben [107, 108]. Auch für Anhänger zur Ausbringung von Stallung oder Gülle werden wieder vermehrt Trieb-

achsensysteme angeboten, da gerade in diesem Bereich die Anhängermassen im Zuge der Erhöhung der Schlagkraft stark angestiegen sind und häufig schlechte Bodenbedingungen vorherrschen, so dass selbst größere Traktoren an die Grenze der übertragbaren Leistung stoßen. Dieser Umstand lässt sich grafisch wie in **Bild 38** darstellen. In diesem verschieben sich sowohl die Traktionsgrenze, die durch Normalkraft und Triebkraftbeiwert an allen angetriebenen Achsen begrenzt wird, als auch die Zugleistungshyperbel, die von Motorleistung und Schlupf begrenzt wird (Getriebewirkungsgrad wird vernachlässigt), hin zu höheren Werten; der Zugewinn ist grau unterlegt.



**Bild 38:** Zugewinn an Zugkraft und Zugleistung durch Triebachsanhänger

Der Triebachsanhänger stellt ein nach wie vor sinnvolles Konzept dar, um den Reifenschlupf zu verringern, da damit höher belastete Achsen Triebkraft – statt ausschließlich Rollwiderstand – erzeugen. Ein wesentliches Kriterium wäre jedoch die stufenlose Verstellbarkeit der Radrehzahlen. Dies kann entweder über einen Achs- oder einen Radantrieb erfolgen, wobei der Radantrieb klare Vorteile im Bereich der Fahrdynamikregelung längs und quer zur Fahrtrichtung aufweist und mehr Freiheiten bei der Maschinenkonstruktion (Freiräume zwischen den Rädern) liefert. Unter dieser Voraussetzung hat ein einzelradgetriebener Triebachsanhä-

nger die in **Tabelle 18** zusammengefassten Vorteile. Auch hier gelten die in Kapitel 2.2 beschriebenen Vorteile der elektrischen Antriebe, die sie für diese Anwendung wiederum besonders interessant machen.

**Tabelle 18:** Vorteile eines einzelradgetriebenen Triebachsanhängers

Überbegriff	Einzelne Vorteile
Traktion	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bodenschonung</li> <li>• Geringerer Kraftstoffverbrauch</li> <li>• Höhere Fahrgeschwindigkeit</li> <li>• Querung schwierigen Geländes</li> <li>• Nutzung des Multi-Pass-Effekts</li> <li>• Volle Zugkraft auch bei Kurvenfahrt</li> </ul>
Fahrdynamik	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kein Aufbäumen beim Anfahren</li> <li>• Aktive Unterstützung der Kurvenfahrt</li> <li>• Verbessertes Fahrverhalten am Seitenhang</li> <li>• Verbesserter Fahrkomfort (weniger Stöße)</li> <li>• Anti-Jack-Knifing („Zusammenklappen“ des Zuges beim Bremsen)</li> </ul>
Kleinerer Traktor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bodenschonung</li> <li>• Mehr Nutzlast (bezogen auf Zuggesamtgewicht)</li> <li>• Breiteres Einsatzspektrum des Traktors</li> <li>• Bessere Wendigkeit</li> <li>• Geringerer Kraftstoffverbrauch</li> </ul>

## 6.2 Einordnung in das vorgeschlagene Konzept

Die Einordnung in eine der funktionalen Ebenen aus Kapitel 3.2.1 ist stark abhängig von der konkreten Ausführung des Triebachsanhängers. Grundsätzlich belegt ein Achsantrieb nur eine elektrische Schnittstelle, so dass alle weiteren vorhandenen Schnittstellen für Arbeitsantriebe zur Verfügung stehen. Der Einzelradantrieb, benötigt eine Schnittstelle mehr, womit bei einer angenommenen Grundausrüstung des Traktors mit zwei Schnittstellen keine Schnittstelle für den Arbeitsantrieb mehr zur Verfügung steht. Insofern bietet sich bei entsprechenden Anforderungen eine Einstufung in die Ebene 5 (elektrisches Power Beyond) an. Inwiefern mehr als eine Achse angetrieben werden sollte, muss mittels einer Simulation geklärt werden. Ob der Achsantrieb ein reiner Hilfsantrieb für schwierige Verhältnisse bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten ist, oder ob er auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten noch Leistung übertragen soll, bestimmt maßgeblich die Dimensionierung der Antriebsmotoren. Hilfsantriebe für Anhänger, die hohe Transportge-

schwindigkeiten zulassen, erfordern aber eine Möglichkeit zur Entkoppelung von Rad und Antrieb. Diese Hilfsantriebe mit vergleichsweise leistungsschwachen Motoren erfordern hohe Getriebeuntersetzungen. Diese führen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zu nicht tolerierbaren Umfangsgeschwindigkeiten in Getriebe und elektrischer Maschine. Dieses Problem tritt bei Motor-Getriebe-Kombinationen mit größerer Spreizung nicht auf.

### 6.3 Simulationsmodell

Das Modell des Traktor-Anhänger-Gespans wurde in MatLab / Simulink erstellt, ein Bild der obersten Ebene findet sich im Anhang. In ihm werden sowohl die geometrischen Daten der Fahrzeuge, unter anderem die Achsabstände und die Deichsellänge, als auch Fahrbahnparameter, wie Steigung und Beschaffenheit, vorgegeben. Diese wurden gesondert in Kapitel 2.3 behandelt. Die Simulation erfüllt hier im Wesentlichen zwei Aufgaben. Zum einen dient sie der grundsätzlichen Bewertung des Gesamtkonzepts hinsichtlich seines Effektes auf das Gespann, insbesondere sollen dadurch Verbesserungspotenziale im Bereich des Fahrwerkes aufgezeigt werden. Diese liegen hauptsächlich im Bereich der Triebkraftentwicklung, weitere Möglichkeiten können sich jedoch auch in Querrichtung erschließen, da durch das Konzept des Einzelradantriebs Momente um die z-Achse des Anhängers und daraus resultierend Kräfte in y-Richtung am Anhängerpunkt erzeugt werden können. Zunächst sollen jedoch nur x- und z-Kräfte betrachtet werden. All diese Ergebnisse sollen später Eingang in eine Betriebsstrategie für die Anhängerachse finden. Zum anderen dient das Simulationsmodell auch zur Auslegung der Antriebskomponenten eines zu entwerfenden Anhängerantriebs.

Das Modell stellt einen Gespann aus einem Traktor John Deere 6920 und einem Tandemanhänger HAWE WPS22t in Untenanhängung dar. Es handelt sich hierbei um die Fahrzeuge, die auch für vorbereitende Fahrversuche verwendet wurden [109]. Das Modell bietet die Möglichkeit, zwei der vier Anhängerräder jeweils einzeln anzutreiben. Dazu kann das abgegebene Moment der Elektromotoren mittels eines Schiebers mit einem Faktor zwischen -2,5 und 2,5 multipliziert werden, wobei bei Faktor 1 das Nennmoment anliegt. Somit können die Drehmomente in beide Richtungen von 0 über Teillast bis hin zu Überlast frei variiert werden. Das Mo-

dell bietet jedoch zusätzlich einen Schalter, mit dem der komplette Anhängerantrieb ausgeschaltet werden kann. Da der Traktor mit allen ihn bestimmenden Parametern als gegeben vorausgesetzt wird, ist für diesen nur das Zu- und Abschalten des Allradantriebs vorgesehen. Für den Antrieb des Anhängers ist das aus Elektromotor-Ausgangsdrehmoment und Untersetzung des Getriebes resultierende Nabenmoment entscheidend für die Zugkraftentwicklung.

Die aus unterschiedlichen Antriebsmomenten entstehenden Veränderungen der Achslasten werden im Modell errechnet und stellen einen wesentlichen Eingangsparameter des Reifen-Boden-Kontakts dar. Da für die Anhängerbereifung jedoch keine Messwerte zu Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert vorliegen, wird hier ein dem Traktorreifen ähnliches Verhalten unterstellt. Für einen vorgegebenen Reifen-Boden-Kontakt kann nun mittels des Modells ermittelt werden, wie sich der Schlupf am Traktor durch Einschalten von Allrad- und Anhängerantrieb sowie der Variation der Antriebsmomente am Anhänger bei unterschiedlichen Steigungen verhält. Zur Vereinfachung der Darstellung wird für Vorder- und Hinterachse des Traktors dabei ein mittlerer Schlupf berechnet, in der Realität liegt der Schlupf an der Vorderachse höher und der an der Hinterachse niedriger als dieser Wert.

## 7 ERGEBNISSE

### 7.1 Ergonomie

Der Komfort beim Anbauen ist naturgemäß schlecht quantifizierbar. Betrachtet man jedoch die Höhe der Zapfwelle über dem Boden von 0,8 m, wird ersichtlich, dass das Koppeln der Gelenkwelle immer in einer ergonomisch ungünstigen Haltung stattfindet. Beengte oder unzugängliche Bauräume verstärken diesen Effekt zusätzlich. **Bild 39** vermittelt einen Eindruck der Verhältnisse am Düngerstreuer. Auf Grund der vergleichsweise geringen Leistungen der untersuchten Geräte beträgt das Mehrgewicht der Gelenkwelle lediglich 10 kg, wobei sich dieses allerdings in der Regel im traktorseitigen Teil der Welle konzentriert, da sich dort das Weitwinkel-Kreuzgelenk befindet – sofern vorhanden.



**Bild 39:** Koppellebene Traktor – Düngerstreuer

Im Gegensatz zu den Schnellkupplern der Hydraulik müssen sowohl Gelenkwelle als auch Steckverbinder nicht nur koaxial, sondern auch in der richtigen Orientierung aufgesteckt werden. Eine höhere Anzahl von Keilen bzw. Zähnen auf der Zapfwelle erleichtert diesen Vorgang grundsätzlich. Jedoch ist beim Steckverbinder auf Grund der Beweglichkeit in allen sechs Freiheitsgraden eine optische Überprüfung der korrekten Lage einfach und das richtige Ansetzen kann darüber hinaus durch Führungen und Markierungen unterstützt werden. Eine Einhandbedienung ist dabei vorstellbar.

Versuche mit der Feldspritze haben darüber hinaus gezeigt, dass auch das Kuppeln der Hydraulik Schnellkuppler für Power Beyond mit erheblichem Kraftaufwand (und häufig auch mit Leckage) einhergeht. Je nach Situation können diese Kräfte so hoch werden, dass ein Kuppeln vom Boden aus sehr schwierig wird, so dass der Bediener auf die Deichsel des Geräts steigen muss, um besser eine koaxiale Kraft ausüben zu können.

Im Gegensatz dazu waren die elektrischen Leistungsstecker stets gleichbleibend einfach zu stecken und zu ziehen, wobei zum Ziehen ein leichtes Rütteln am Steckverbinder den Vorgang erleichtert. Dies ist in die Konstruktion des Steckverbinders hinsichtlich seiner Festigkeit auf jeden Fall einzubeziehen.

## **7.2 Düngerstreuer**

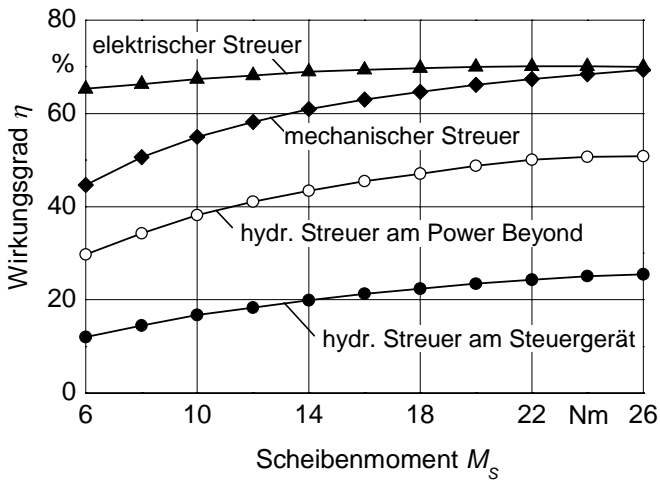
Der Düngerstreuer-Prototyp mit elektrischem Antrieb wiegt annähernd 30 kg mehr als die mechanische Variante. Dies bezieht das Gewicht der Zapfwelle und der Kabel nicht mit ein. Wird dieses berücksichtigt, verringert sich diese Differenz auf etwa 20 kg. Dieser Gewichtsunterschied ist, insbesondere gemessen an den erwarteten Vorteilen, als marginal zu bezeichnen.

### **7.2.1 Ergebnisse der Simulation**

Um eine Aussage über den Kraftstoffverbrauch und die ihn bestimmenden Wirkungsgrade treffen zu können, werden die in 3.4 und 4.2 beschriebenen Modelle in einem Gesamtmodell gekoppelt.



Für einen qualitativen Vergleich der Antriebsstränge, werden die Wirkungsgrade der vier Antriebstechniken in **Bild 40** verglichen. Diese schließen den Dieselmotor nicht mit ein und werden über dem Streuscheibendrehmoment, welches die Last am Düngerstreuer darstellt, aufgetragen. Für alle nun folgenden Darstellungen gilt stets eine Scheibendrehzahl von 900 1/min. Der mechanisch angetriebene Düngerstreuer wird dabei mittels der Zapfwellenstufe 540E angetrieben.



**Bild 40:** Wirkungsgrade der Antriebssysteme in Abhängigkeit von der Belastung des Streuers

Hier zeigt sich bereits der überlegene Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs gerade im Teillastbereich. Bei hoher Auslastung nähern sich die Wirkungsgrade der mechanischen und elektrischen Variante immer mehr an, beide liegen deutlich über dem hydraulischen Antrieb über Power Beyond und sogar noch deutlicher über den Wirkungsgraden für den Antrieb über ein Zusatzsteuergerät.

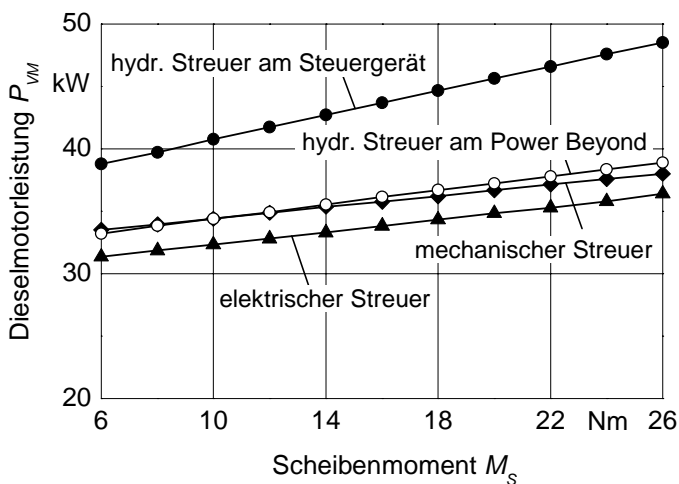
Mit diesen Wirkungsgraden ergeben sich aus der Scheibendrehzahl vom Dieselmotor bereitzustellende Leistungen. Zu diesen ist die für Nebenverbraucher und das Bewegen des Fahrzeuges benötigte konstante Leistung zu addieren. Diese

werden von den in **Tabelle 19** definierten Randbedingungen bestimmt. Der Reifen-Boden-Kontakt wurde als „gut“ angenommen, da dies den üblichen Einsatzbedingungen beim Düngerstreuen am Nächsten kommen dürfte.

**Tabelle 19:** Randbedingungen für die Simulation

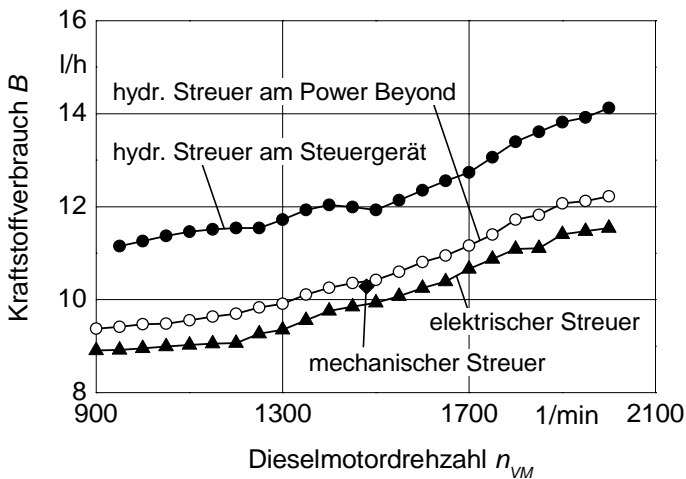
Einflußgröße	Wert
Scheibenmoment	16 Nm
Scheibendrehzahl	900 1/min
Traktormasse	7000 kg
Zusätzliche Masse	1000 kg
Reifen-Boden-Kontakt	gut
Steigung	0%
Fahrgeschwindigkeit	12 km/h
Lüfterdrehzahl	600 1/min

Damit ergeben sich die Leistungen für die unterschiedlichen Antriebsarten wie in **Bild 41** dargestellt.



**Bild 41:** Vom Dieselmotor je nach Antriebsart zu erbringende Leistung

Diese Leistungen können an das Modell des Dieselmotors übergeben werden, womit dann der Kraftstoffverbrauch errechnet werden kann. Dieser hängt allerdings auch von der eingestellten Drehzahl am Dieselmotor ab. Außer der mechanischen Variante lassen alle anderen Varianten das Absenken der Dieselmotordrehzahl zu, weshalb sich in **Bild 42** für den mechanisch angetriebenen Düngestreuer lediglich ein Punkt bei 1480 1/min Dieselmotordrehzahl und kein Verlauf ergibt.



**Bild 42:** Kraftstoffverbrauch für den Betrieb mit Düngerstreuervarianten in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl

Für die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs wurde eine mittlere Streuscheibenbelastung von 16 Nm angenommen, die bei 900 1/min Scheibendrehzahl zu einer Gesamtstreuleistung von ca. 3 kW führt. Der Antrieb über die Zusatzsteuergeräte ist nachteilig. Die Hauptursache liegt im höheren erforderlichen Druck gegenüber der Anschlussart Power Beyond. Dieser ist von der Hydraulikpumpe aufzubringen, um die zusätzlich im Steuerblock des Anbaugerätes zu überwindende Regeldruckdifferenz sowie die erhöhten Strömungsverluste im Zusatzsteuergerät auszugleichen. Zusätzlich werden die Strömungsverluste durch den größeren Volumenstrom negativ beeinflusst.

## 7.2.2 Ergebnisse des Feldversuchs

### 7.2.2.1 Versuchsplanung zum Feldversuch

Um den Aufwand bei den durchzuführenden Feldversuchen zu minimieren, wurde die Methode der statistischen Versuchsplanung angewendet. Diese ist für Feldversuche besonders vorteilhaft. Auf Grund der Vielzahl vorhandener Einflussfaktoren, die zum Teil aus der Umwelt herrühren, ist eine Abarbeitung eines Versuchsplans, der alle Faktoren fein gestuft berücksichtigt und jeweils nur einzeln variiert, annähernd unmöglich. Ziel der statistischen Versuchsplanung ist eine Verringerung der Zahl an benötigten Versuchen und der benötigten Zeit. Dies ist insofern von Bedeutung, als dass die Schwankung klimatischer Bedingungen über einen kurzen Zeitraum eher gering ist. Relevant ist hier vor allem die Umgebungstemperatur, die als Einflussfaktor für die Kühlleistung den Kraftstoffverbrauch mit beeinflusst. Hinzu kommt der Flächenbedarf für die Versuche, da nicht beliebig viel Dünger auf eine kleine Fläche ausgebracht werden kann. Große Flächen sind zu vermeiden, da Inhomogenitäten des Terrains nur schwer als Störgrößen erfassbar sind und auf große Flächen mit erhöhter Wahrscheinlichkeit auftreten.

Zielgröße des Versuchs ist der Kraftstoffverbrauch pro Zeiteinheit, der von den Steuer- und Störgrößen, wie in **Tabelle 20** zusammengefasst, bestimmt wird.

**Tabelle 20:** Einflussgrößen bei der Düngerausbringung im Feldversuch

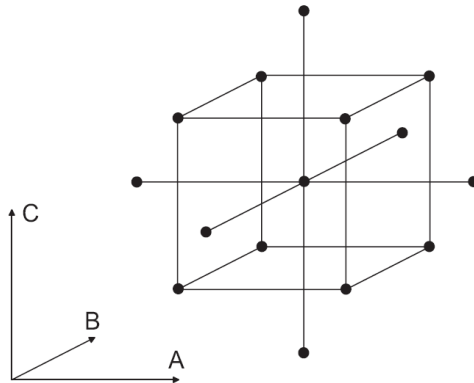
Steuergrößen	Störgrößen
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Drehzahl des Verbrennungsmotors</li> <li>• Fahrgeschwindigkeit</li> <li>• Arbeitsbreite (Scheibendrehzahl)</li> <li>• Schieberposition (Scheibendrehmoment)</li> <li>• Düngersorte</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Umgebungstemperatur</li> <li>• Temperatur der Kühlkreisläufe</li> <li>• Lüfterdrehzahl</li> <li>• Steigung</li> <li>• Bodenbeschaffenheit</li> <li>• Fahrzeugmasse (incl. Düngerstreuer)</li> </ul>

Die Steuergrößen Arbeitsbreite und Düngersorte werden konstant gehalten. Somit bleiben zur Bestimmung der Zielgröße Kraftstoffverbrauch  $B$  als Faktoren die Drehzahl des Verbrennungsmotors  $n_D$ , die Fahrgeschwindigkeit  $v$  und die Schieberposition  $p_S$  übrig. Diese ist eine Funktion der eingestellten Ausbringmenge. Ab-

hängig von Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit regelt das Steuergerät des Düngerstreuers die Schieberöffnung, wodurch sich in Abhängigkeit von Dichte und Fließverhalten des Düngers letztlich das Drehmoment an der Scheibe einstellt. Von all diesen Größen ist jedoch nur die Schieberöffnung einstellbar und wird daher als Steuergröße verwendet. Somit sind drei nicht linear gekoppelte Faktoren im Versuchsplan zu variieren, um ein mögliches Minimum des Kraftstoffverbrauchs identifizieren zu können. Zur empirischen Beschreibung dieser Zusammenhänge wird das quadratische Modell aus **Gleichung (24)** angewandt, dessen Koeffizienten  $\beta_i$  später mittels Regressionsanalyse bestimmt werden und in dem  $\varepsilon$  die Abweichung vom idealen Modell beschreibt.

$$B = \beta_0 + \beta_1 n_D + \beta_2 v + \beta_3 p_S + \beta_{12} n_D v + \beta_{13} n_D p_S + \beta_{23} v p_S + \beta_{11} n_D^2 + \beta_{22} v^2 + \beta_{33} p_S^2 + \varepsilon \quad (24)$$

Dies hat zur Folge, dass für jeden Faktor mehr als zwei Faktorstufen zu messen sind. Hierfür bietet sich ein zentral zusammengesetzter Versuchsplan an, der aus einem vollständig faktoriellen Versuchsplan (Würfel) besteht, dem ein Zentrum und ein Stern hinzugefügt werden, **Bild 43** [110].



**Bild 43:** Zentral zusammengesetzter Versuchsplan für drei Faktoren [110]

Um von einem Versuchsplan mit normierten Stufenwerten wie in **Tabelle 21** zu einem konkreten Versuchsplan zu gelangen, müssen den normierten Werten natürliche Stufenwerte zugeordnet werden. Dazu wird der Messbereich für die Faktoren bestimmt, wonach sich  $0$  und  $\alpha$  errechnen lassen. Um einen schmalen Vertrauensbereich für die Koeffizienten zu erhalten und diese von einander unabhängig zu halten, wird ein orthogonaler Versuchsplan angestrebt. Dadurch ergibt sich  $\alpha$  aus der Zahl der Einzelversuche im Würfel  $N_w$  (**Gleichung (25)**) und der Anzahl aller Einzelversuche  $N$  (**Gleichung (26)**) mit  $k$  als Zahl der Faktoren und  $n_0$  als Zahl der Versuche im Zentrum nach **Gleichung (27)**.

$$N_w = 2^k \tag{25}$$

$$N = 2^k + 2k + n_0 \tag{26}$$

$$\alpha^2 = \frac{1}{2}(\sqrt{N \cdot N_w} - N_w) \tag{27}$$

**Tabelle 21:** Zentral zusammengesetzter Versuchsplan

syst. Nr.	$n_D$	$p_s$	$v$	Erklärung
1	-1	-1	-1	Würfel (vollständig faktoriell)
2	1	-1	-1	
3	-1	1	-1	
4	1	1	-1	
5	-1	-1	1	
6	1	-1	1	
7	-1	1	1	
8	1	1	1	
9	$-\alpha$	0	0	Stern (jeder Faktor getrennt)
10	$\alpha$	0	0	
11	0	$-\alpha$	0	
12	0	$\alpha$	0	
13	0	0	$-\alpha$	
14	0	0	$\alpha$	
15	0	0	0	Zentrum
16	0	0	0	
17	0	0	0	
18	0	0	0	

Da hier drei Faktoren vorliegen und für das Zentrum eine Zahl von vier Versuchen gewählt wird, ergibt sich für  $\alpha$  ein Wert von  $\sqrt{2}$ . **Tabelle 22** enthält nun für alle drei Faktoren die natürlichen Stufenwerte, sowie die daraus errechneten Werte.

**Tabelle 22:** Normierte Stufenwerte und natürliche Werte der Faktoren

<b>Normierter Wert</b>	$-\sqrt{2}$	<b>-1</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	$\sqrt{2}$
$n_D$ [1/min]	1017,2	1100	1300	1500	1582,8
$p_S$ [-]	45,5	120	300	480	554,5
$v$ [km/h]	6,3	8	12	16	17,7

Diese Werte werden in Tabelle 21 eingesetzt. Dazu werden die beiden Blöcke *Würfel* und *Stern* beibehalten und diesen jeweils zwei Zentrumsunkte hinzugefügt. Innerhalb dieser Blöcke wird die Reihenfolge randomisiert, um den Einfluss eines Trends zu verringern. Die neu entstehende **Tabelle 23** gibt den Versuchsaufbau wieder; die natürlichen Werte werden auf einstellbare Werte gerundet.

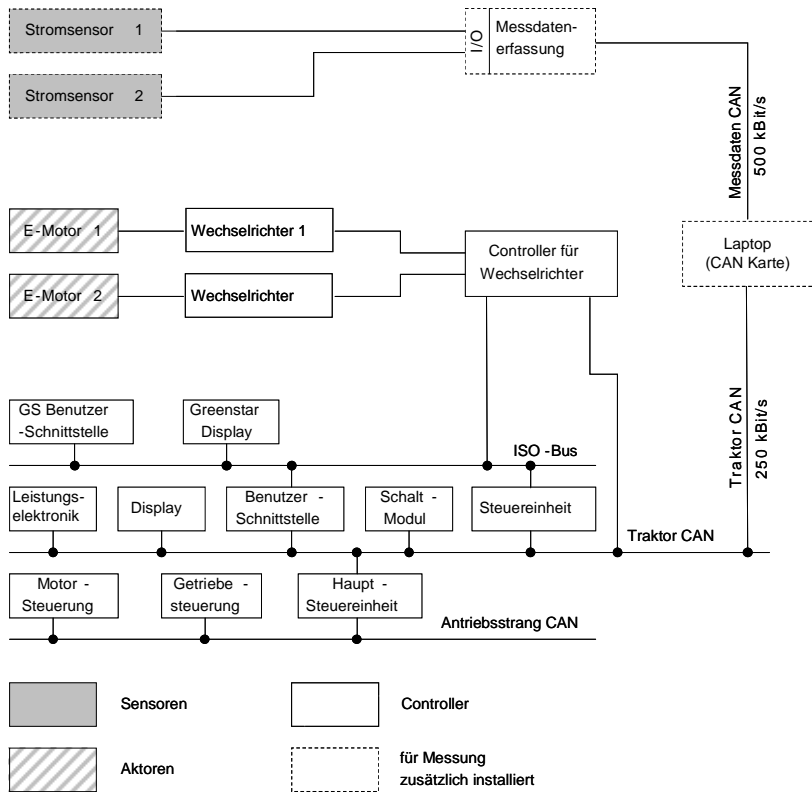
**Tabelle 23:** Versuchsplan

Block	Versuch	syst. Nr.	$n_D$ [1/min]	$p_s$ [-]	$v$ [km/h]
1	1	8	1500	480	16
	2	15	1300	300	12
	3	3	1100	480	8
	4	4	1500	480	8
	5	1	1100	120	8
	6	5	1100	120	16
	7	2	1500	120	8
	8	16	1300	300	12
	9	6	1500	120	16
	10	7	1100	480	16
2	11	18	1300	300	12
	12	14	1300	300	17,7
	13	13	1300	300	6,3
	14	17	1300	300	12
	15	9	1020	300	12
	16	11	1300	45	12
	17	12	1300	555	12
	18	10	1580	300	12

### 7.2.2.2 Messaufbau

Die in den Kapiteln 3.5 und 4.3 vorgestellten elektrischen Antriebe der Versuchsmaschinen bilden den zu untersuchenden Aufbau. Das Hauptaugenmerk liegt auf der Untersuchung des Kraftstoffverbrauchs bei verschiedenen Betriebspunkten. Es werden aber auch noch andere Messwerte erfasst, so zum Beispiel die Leistungsaufnahme der Umrichter. Dazu wird der Strom an den Umrichtereingängen gemessen, die Zwischenkreisspannung liegt als Signal auf dem Traktor CAN vor. Sie wird, wie auch unter anderem die Drehzahl des Verbrennungsmotors, der Kraftstoffverbrauch und die Fahrgeschwindigkeit mit einem Laptop aufgezeichnet. **Bild 44** zeigt den gesamten Aufbau schematisch.





**Bild 44:** Schema des Messaufbaus (verändert nach [77])

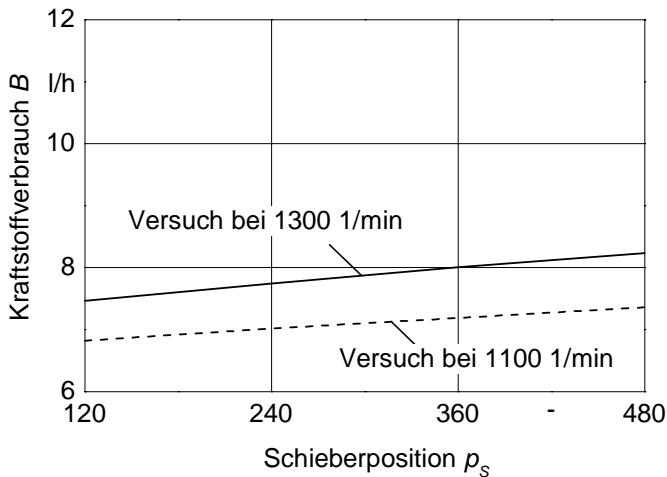
Untersuchungen von SCHUTTE ET AL. zeigen, dass der Kraftstoffverbrauchswert, der vom Motorsteuergerät zur Verfügung gestellt wird, nur wenig vom gravimetrisch bestimmten Wert abweicht [111]. Deshalb wird auf eine gesonderte Messung des Verbrauchs mittels zusätzlicher Sensorik verzichtet. Um die Umweltauswirkungen der Versuche zu minimieren, wurde während den Versuchen Kornkali als Düngemittel ausgebracht. Dieses stammte sämtlich von einem Hersteller und wurde beim Einfüllen auf Homogenität überprüft, vorhandene Klumpen wurden zerstört. Der Füllstand des Düngerstreuers wurde über die Versuche so konstant wie möglich gehalten, um den Einfluss der sich ändernden Gesamtmasse auf den Rollwiderstand zu minimieren. Alle Versuche fanden auf einem ebenen,

gemulchten Wiesenstück statt. Vor allen Messfahrten wurden Leerfahrten durchgeführt, um Störgrößen wie Lüfterdrehzahl und Kühlsystemtemperaturen zu vereinheitlichen und alle für die folgende Messfahrt notwendigen Einstellungen zu tätigen.

### 7.2.2.3 Ergebnisse

Nach Durchführung der Messungen und der Regressionsanalyse steht das Modell zur mathematischen Beschreibung der Abhängigkeit des Kraftstoffverbrauchs von Dieselmotordrehzahl, Schieberposition und Fahrgeschwindigkeit zur Verfügung. BRITSCH konnte zeigen, dass das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  für das Gesamtmodell 0,96 beträgt, dieses also sehr gut mit den Messwerten in Übereinstimmung ist [77].

Bei einer frei vorgewählten Dieselmotordrehzahl muss die Getriebeübersetzung, verändert werden, um die Zielfahrgeschwindigkeit zu erreichen. Diese Übersetzungsänderung führt auch zu einer Veränderung des Getriebewirkungsgrades, dessen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hier nicht Gegenstand der Untersuchungen war, aber zur korrekten Modellbildung dennoch berücksichtigt werden musste. Daher wird auf den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit nicht näher eingegangen. Um die Eigenschaften des Geräteantriebs besser beurteilen zu können, wird der Einfluss der Motordrehzahl näher betrachtet. Dazu wird ein Vergleich des Kraftstoffverbrauchs bei zwei unterschiedlichen Dieselmotordrehzahlen und einer Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h angestellt, **Bild 45**.



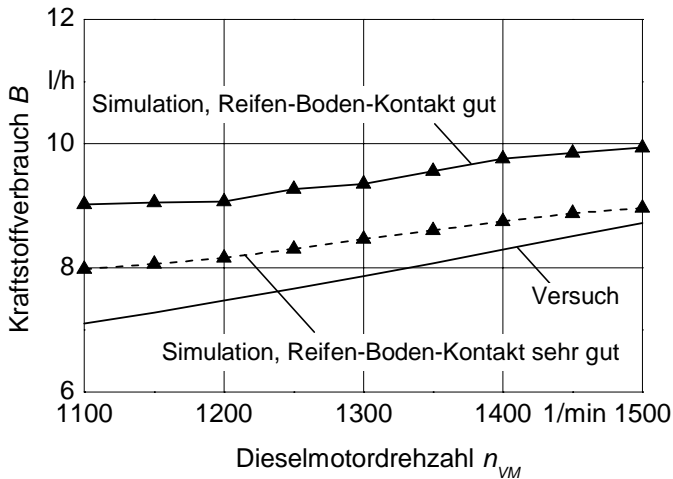
**Bild 45:** Kraftstoffverbrauch über Schieberposition bei unterschiedlichen Motor-drehzahlen

Die unterschiedlichen Steigungen der beiden Kurven erklären sich durch das Kennfeld des Verbrennungsmotors. Bei niedrigeren Drehzahlen und steigenden Lasten wird der Motor in Bereichen höherer Last betrieben, wodurch der spezifische Verbrauch insgesamt sinkt. Gleichzeitig nimmt die Elastizität, also die Auswirkungen einer inkrementellen Änderung – hier der Last, des Kraftstoffverbrauchs ab, da der Motor bereits in einem flacheren Gebiet des Kennfeldes (siehe hierzu **Bild 19**) betrieben wird.

Zum Vergleich von Simulation und Versuch wird die Schieberstellung im Folgenden in ein Drehmoment umgerechnet. Unveröffentlichte Versuche der Herstellerfirma des Düngerstreuers bestätigen die Annahme, dass zwischen Drehmoment und Schieberöffnung ein fast vollständig linearer Zusammenhang besteht.

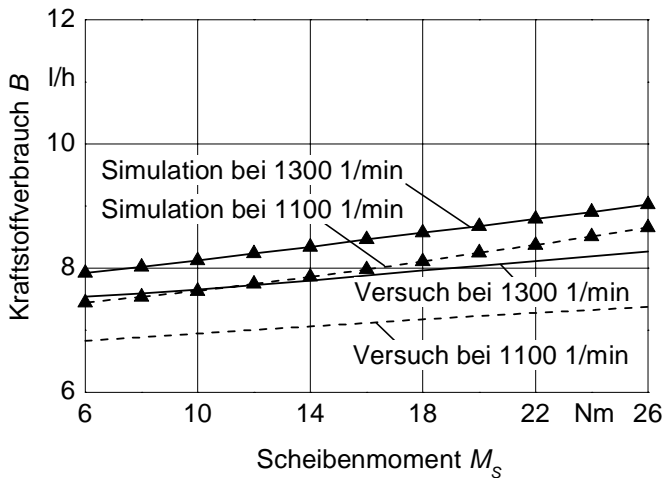
Die Simulation des Kraftstoffverbrauchs über der Drehzahl des Dieselmotors bei mittlerem Scheibenmoment von 16 Nm und einer mittleren Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h (**Bild 46**) liegt für sehr guten Reifen-Boden-Kontakt zwischen 0,25

und 0,9 l/h über den Messungen, für guten Reifen-Boden-Kontakt ist der Fehler größer. Die vorgefundenen Bodenverhältnisse (fester, trockener Boden) entsprechen den Annahmen zum sehr guten Reifen-Boden-Kontakt eher. Daher werden im Weiteren nur noch die Simulationsergebnisse bei sehr gutem Reifen-Boden-Kontakt mit denen der Messung verglichen.



**Bild 46:** Vergleich Simulation und Messung des Kraftstoffverbrauchs über der Dieselmotordrehzahl bei mittlerem Scheibendrehmoment und Fahrgeschwindigkeit

**Bild 47** ermöglicht auf Basis der Ergebnisse aus Bild 45 eine erste Validierung der Simulation. Ein Vergleich mit Bild 42 ist auf Grund des unterschiedlichen Reifen-Boden-Kontaktes aber nicht möglich. Die simulierten Werte liegen über den gemessenen und der Einfluss der Dieselmotordrehzahl ist in Realität etwas größer als in der Simulation. Der Fehler beträgt im Mittel 0,3 l/h und ist für die beiden untersuchten Drehzahlen des Verbrennungsmotors unterschiedlich groß, **Tabelle 24**.



**Bild 47:** Vergleich Simulation und Messung des Kraftstoffverbrauchs über dem Scheibendrehmoment bei unterschiedlichen Motordrehzahlen

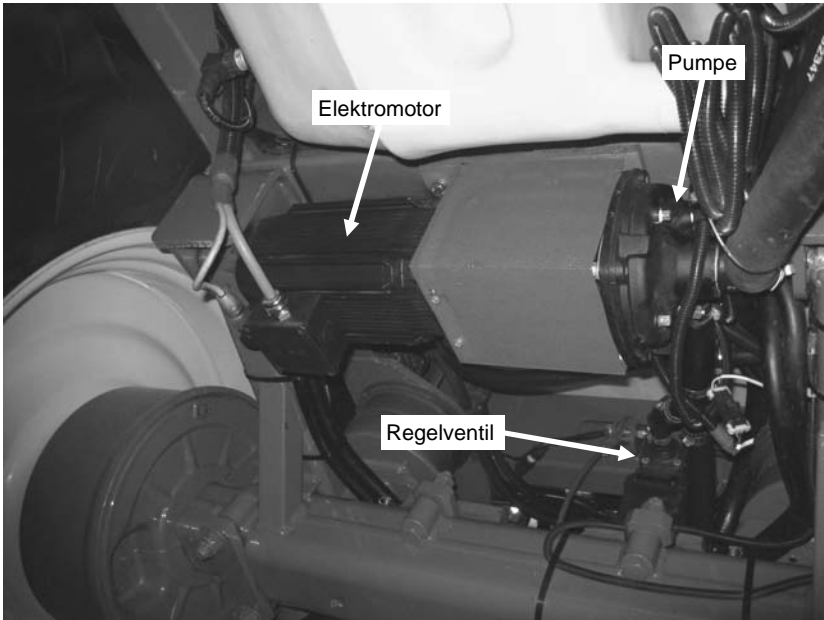
**Tabelle 24:** Abweichung zwischen Simulation und Versuch

Drehzahl [1/min]	absoluter Fehler [l/h]	mittlerer Fehler [l/h]
1100	0,6 – 1,3	0,87
1300	0,4 – 0,8	0,58

## 7.3 Pflanzenschutzspritze

### 7.3.1 Maschinenkonstruktion und Reinigen des Geräts

Für die in Kapitel 5.3.3 beschriebene Kreiselpumpe mit zugehörigem Elektromotor wurde ein Bauraum gefunden, der der Forderung eines möglichst tiefen und hecknahen Anbauorts gerecht wird. Dieser befindet sich unterhalb des Tanks am Fahrzeugrahmen und dort zwischen den Aufhängungspunkten der Längslenker der gefederten Achse, **Bild 48**.

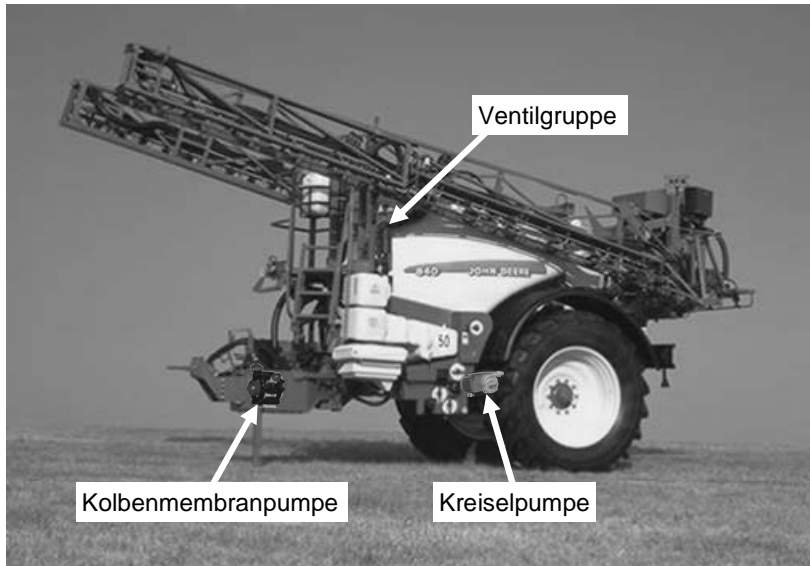


**Bild 48:** Einbauraum elektrischer Pumpenantrieb

Der elektrische Antrieb ist um ca. 7 kg leichter als der konventionelle mechanische Antrieb. Unter Berücksichtigung der Gelenkwelle und der Kabel erhöht sich der Unterschied auf 17 kg.

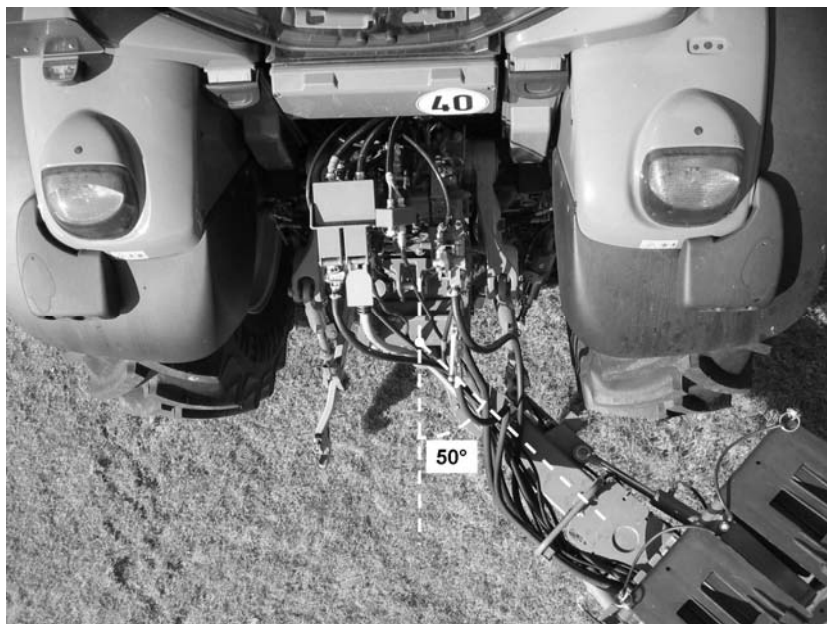
Durch das Anlagenkonzept entfällt die Ventilgruppe an der linken Tankvorderseite, da deren Funktionen entweder nicht mehr benötigt (Überdruckventil) oder von den Kugelventilen übernommen werden. In Kombination mit dem neuen Einbauort der Pumpe reduziert sich die Länge der Verschlauchung um 6 m. Der Anteil der saugseitigen Leitungen daran beträgt etwa 37%. Diese Leitungen haben einen Innendurchmesser von 60 mm, die restlichen, druckseitigen Leitungen einen Innendurchmesser von 35 mm. Dadurch reduziert sich das Volumen der Verschlauchung um 9,88 l, was einer Reduzierung der technischen Restmenge des Basisgeräts (ohne Gestänge) von annähernd 23% entspricht. Inklusive des hier verwendeten Gestänges von 27 m beträgt dieser Wert immerhin noch 13,5%.

Das folgende **Bild 49** zeigt die teilweise virtuelle Anordnung der genannten Bauteile und verdeutlicht deren Lage zu einander.



**Bild 49:** Platzierung wichtiger Baugruppen an einer Spritze John Deere 840.

Auf Grund der veränderten Pumpenposition kann beim Prototyp auch eine einfachere Deichsel eingesetzt werden. Diese ist konstruktiv deutlich weniger aufwendig und schmaler, wodurch engere Wendekreise möglich sind. **Bild 50** zeigt, dass unter Praxisbedingungen Einschlagwinkel bis  $50^\circ$  möglich sind. Solche großen Einschlagwinkel können mit Weitwinkelgelenkwellen abgedeckt werden, je nach Abstand zwischen Anhängepunkt und Drehpunkt der Gelenkwelle kann aber auch die Gelenkwelle vor der Deichsel mit dem Hinterreifen kollidieren. Darüber hinaus führt eine starke Abwinkelung bei drehender Gelenkwelle zu Drehungleichförmigkeiten, da eine W- oder Z-Beuge der Gelenkwelle im Fall der Spritze annähernd ausgeschlossen ist.



**Bild 50:** Maximaler Einschlagwinkel an der Deichsel der Pflanzenschutzspritze

Axialkräfte und Biegemomente an Zapfwelle und Pumpenwelle, die bei schlechter Wartung auf Grund hoher Reibung zwischen den Schiebeprofilen auftreten können [3, 96], werden mittels der elektrischen Leistungsübertragung ebenfalls ausgeschlossen, wodurch die Lagerbelastungen an Zapfwellenabtriebswelle und Pumpenantriebswelle deutlich sinken. In noch stärkerem Maße gilt dies für falsch abgelängte Gelenkwellen, die beispielsweise beim Durchfahren von Mulden nicht weiter zusammenschiebbar sind und dann erhebliche Schäden hervorrufen. Die elektrische Leistungsübertragung entlastet also zusammenfassend den Fahrer von Überwachungsfunktionen vor allem am Vorgewende, aber auch beim Transport.

### 7.3.2 Befüllen

Ein Aspekt der Pumpenwahl war die Reduzierung der Befüllzeiten. Die am Prototyp verbaute Pumpe erreicht bei Drehzahlen von 5500 1/min und einem Druck bis



1,4 bar noch ihren maximalen Volumenstrom von 530 l/min. Dies gilt allerdings auch schon bei Drehzahlen von 5000 1/min [97]. Die Leistungsaufnahme in diesem Betriebspunkt beträgt 10,1 kW, welche vom ausgewählten Motor mit einer Nennleistung von 6,34 kW nur im Überlastbereich erreicht wird [99]. Der Überlastfaktor beträgt 1,6 und die Spritze kann innerhalb von 7,5 min vollständig befüllt werden. Der Generator kann diese Leistung bei unterer Leerlaufdrehzahl nur knapp erreichen, eine Dieselmotordrehzahl von 1000 bis 1200 1/min ist empfehlenswert und reicht aus, falls andere Verbraucher nur kleine Leistungen vom Zwischenkreis abnehmen. Soll die maximale Förderleistung der serienmäßigen Kolbenmembranpumpe erreicht werden, muss die Drehzahl des Dieselmotors zum Erreichen von 540 1/min an der Zapfwelle mindestens 936 1/min betragen. Dieser Wert gilt nur, bei kleinstmöglicher Untersetzung mit der Übersetzungsstufe 1000E. Dies ist jedoch mit einem hohen Fehlerpotenzial behaftet, da hierbei sehr leicht zu hohe Drehzahlen eingestellt werden können, z.B. wenn beim Abfahren nach dem Befüllen vergessen wird, eine niedrigere Untersetzung zu wählen. Für die Zapfwellenlängänge 1000 und 540E wäre die benötigte Drehzahl dahingegen 1053 respektive 1779 1/min. Hieran wird deutlich, dass sich bei einem Traktor mit solcher Zapfwellengetriebeausrüstung die Problematik der Überdrehzahl an der Pumpe noch zusätzlich verschärft. Insbesondere bei einem handgeschalteten Getriebe ist es annähernd unumgänglich, dass die Maximaldrehzahl von 540 1/min bei Straßenfahrt überschritten wird. Es ist daher für den Transport sinnvoll, sofern vorhanden die 540er Stufe des Zapfwellengetriebes zu verwenden, da nur diese die Pumpe weitgehend vor Überdrehzahlen schützt.

### **7.3.3 Transport / Spritzen**

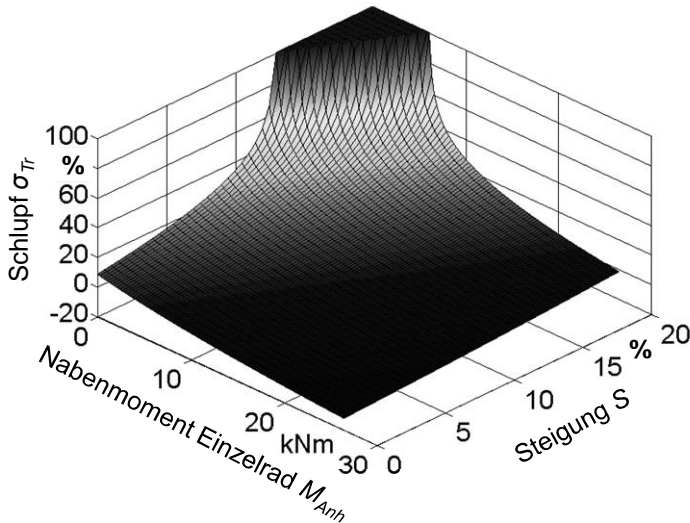
Die in Kapitel 5.3.4.3 vorgestellte Regelstrategie wurde in Versuchen evaluiert. Es zeigt sich, dass mit Steigerung der Fahrgeschwindigkeit um 1 m/s zunächst die Applikationsrate sinkt und analog der Durchflussmengenfehler steigt. Die Regelung reagiert darauf durch Erhöhung der Pumpendrehzahl, wodurch zunächst auch die Mischmenge steigt. Diese wird 5 s nach Beginn der Fahrgeschwindigkeitsänderung zurückgeregelt und erreicht nach weiteren 5 s wieder den Sollwert. Die Ausbringmenge erreicht dahingegen schon 2,5 s nach Erreichen der neuen

Fahrgeschwindigkeit den Sollwert, schwingt aber über und ist nach insgesamt 5 s wieder vollständig auf den neuen Sollwert eingeregelt.

Anhand des vorgestellten Konzepts konnte gezeigt werden, dass die Pumpendrehzahlregelung mit Hilfe eines Elektromotors ein großes Entwicklungspotenzial in Bezug auf die teilflächenspezifische Ausbringung eröffnet. So kann mit der erreichten Einregelzeit für den Durchflussmengenfehler von durchschnittlich 2,5 s bei einer Fahrgeschwindigkeit von 8 km/h (siehe Empfehlung in [90]) eine Ortsauflösung von 5,6 m erreicht werden.

#### 7.4 Triebachsanhänger

Mit Hilfe der Simulation können für verschiedene Reifen-Boden-Kontakte die Einflüsse der Parameter Nabenmoment an der Anhängerachse und Steigung auf den Schlupf untersucht werden. **Bild 51** zeigt dies exemplarisch für mittleren Reifen-Boden-Kontakt.



**Bild 51:** Darstellung von Schlupf, Nabenmoment und Steigung für mittleren Reifen-Boden-Kontakt

Um eine bessere Ablesbarkeit von Schlupf, Steigung und Nabenmoment zu gewährleisten, werden in die zweidimensionalen Schaubilder von Steigung über Nabenmoment Iso-Schlupf-Linien eingeführt. Die für alle folgenden Simulationsergebnisse unveränderten Randbedingungen sind in **Tabelle 25** aufgeführt.

**Tabelle 25:** Gleichbleibende Randbedingungen für das Traktor-Anhänger-Gespann in der Simulation

Parameter	Wert
Traktormasse	6,3 t
Anhängermasse	22 t
Allradantrieb am Traktor	eingeschaltet

Als Erweiterung wird eine Grenze der maximal vom Anhänger übertragbaren Triebkraft  $T_{Anh,max}$  eingeführt. Um diese festlegen zu können, wurden folgende Überlegungen angestellt: Zum einen nimmt die Steigung der Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurven über ihren gesamten Verlauf ab, besonders flach wird sie jedoch im Bereich größeren Schlupfes. Zum anderen soll aus Gründen der Bodenschonung der Schlupf nicht mehr als 20% betragen.

Ausgehend von der Darstellung in Bild 8 wird der maximale Wert für den Grenzschlupf auf 100 für alle Untergründe außer Asphalt festgelegt, für Asphalt sei dieser Wert 50. Hieraus ergeben sich für die unterschiedlichen Kraftschlussbedingungen als maximaler Triebkraftbeiwert der Anhängerbereifung  $K_{Anh,max}$ , bei dem sich ein Schlupf der angetriebenen Anhängerräder  $\sigma_{Anh}$  einstellt, die Werte in **Tabelle 26**.

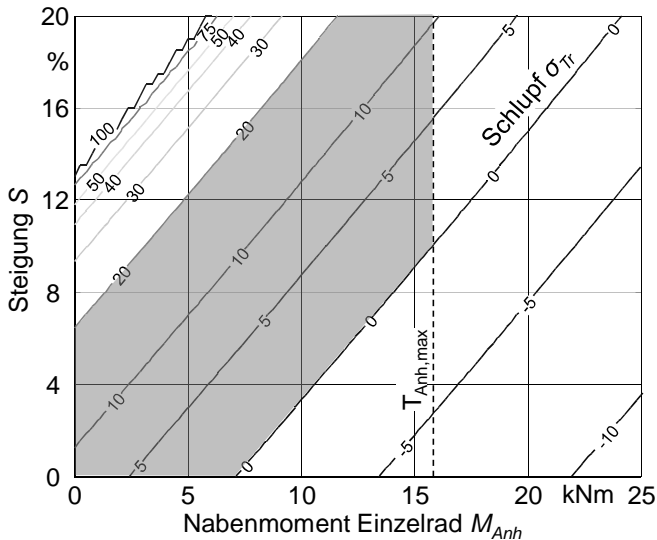
**Tabelle 26:** Maximale Triebkraftbeiwerte und dabei entstehender Schlupf der angetriebenen Anhängerachse

Reifen-Boden-Kontakt	$\sigma'_{max}$	$K_{Anh,max}$	$\sigma_{Anh}$
Schlecht	100	0,2378	20,101
Mittel	100	0,3805	23,0413
Gut	100	0,5085	22,8577
Asphalt	50	0,7007	10,9908

Insbesondere die drei Klassen im Off-Road-Bereich zeigen, dass durch die Wahl des Grenzschlupfes gleichzeitig die Forderung nach Bodenschonung erfüllt werden kann, da der Schlupf die 20%-Marke nur knapp überschreitet.

Der Anhänger soll den Traktor im Normalbetrieb keinesfalls schieben, da dies zu gefährlichen Fahrsituationen führen kann. Aus dieser Forderung ergibt sich mit der 0%-Schlupf-Linie eine weitere Grenze. Bezüglich der Bodenschonung gilt für den Schlupf am Traktor  $\sigma_{Tr}$  Gleiches wie für den Anhänger. Auch beim Traktor soll der Schlupf die 20%-Marke nicht übersteigen. Es ergeben sich somit drei Grenzen, welche zusammen mit den Koordinatenachsen ein Ziel-Polygon umschließen, innerhalb dessen der Anhängerantrieb idealerweise betrieben werden sollte.

Das nachfolgende **Bild 52** zeigt wiederum exemplarisch die Ergebnisse für mittleren Reifen-Boden-Kontakt, die Ergebnisse zu allen anderen Stufen des Reifen-Boden-Kontakts finden sich im Anhang.



**Bild 52:** Iso-Schlupf-Linien und Zielpolygon bei mittlerem Reifen-Boden-Kontakt

Das Diagramm ist in diesem Beispiel so zu lesen, dass bei gegebenem Reifen-Boden-Kontakt und einer Steigung von 14% bei ausgeschalteter oder nicht vorhandener Triebachse und daher 0 kNm Nabenmoment sich ein Schlupf von 100% einstellt. Das Gespann bewegt sich also nicht fort. Werden dagegen an den beiden Rädern der Triebachse jeweils 10 kNm Antriebsmoment aufgebracht, sinkt der Schlupf auf ca. 11%. Wichtig zu bemerken ist, dass die gestufte Erscheinung der 100%-Schlupf-Linie in allen Bildern auf die Schrittweite der Simulation und somit deren Auflösung zurückzuführen ist. In Realität ist auch diese eine Gerade.

Das Simulationsmodell erfüllt somit zwei Funktionen:

- Gewinnung von Auslegungskriterien für eine elektrische Triebachse
- Entwicklung einer Betriebsstrategie für das Gespann

Die Grenzen des Zielpolygons geben zunächst einen Anhaltspunkt für eine aus Anwendungssicht ideale Auslegung der Anhängertriebachse. Je nach gewähltem Einsatzspektrum gibt die  $T_{Anh,max}$ -Grenze ein sinnvoller Weise zu installierendes maximales Nabenmoment vor. Kann dieses aber z.B. aus Bauraum- oder Kostengründen nicht bereitgestellt werden, verschiebt sich diese Grenze nach links. Mittels des Simulationsmodells kann ermittelt werden, ob eine solche Auslegung den erwarteten Einsatzbedingungen bzgl. Bodenzuständen und zu befahrenden Steigungen noch gerecht wird.

Das Ziel einer Betriebsstrategie könnte es sein, das Gespann innerhalb des Zielpolygons zu halten. Dieses gibt jedoch nur einen Bereich vor. Je nach Optimierungsziel müssen weitere, differenzierte Betrachtungen angestellt werden. Soll beispielsweise ein Betriebspunkt minimalen Kraftstoffverbrauchs erreicht werden, müssen weitere Faktoren wie die Wirkungsgrade der einzelnen Antriebsstränge in die Überlegungen mit einbezogen werden. Es ist allerdings unwahrscheinlich, dass nur ein Optimierungsziel vorhanden ist. Vor die Wahl zwischen Fortkommen einerseits und Wirtschaftlichkeit und Bodenschonung andererseits gestellt, wird der Anwender die Mobilität bei Transportaufgaben jedoch stets höher bewerten, so dass die 20%-Schlupf-Grenze ebenso in den Hintergrund tritt, wie die steigenden „Grenzkosten der Schlupfminderung“. Aus diesem Grund muss das Zielpolygon in kritischen Fällen zumindest kurzfristig verlassen werden können.

Für die Entwicklung einer Betriebsstrategie bleibt ferner festzuhalten, dass das Zielpolygon nach der oben ausgeführten Definition für den Betrieb auf Asphalt nicht geeignet ist, da die Triebkraftgrenze des Anhängers die 0%-Schlupf-Linie nicht schneidet und im relevanten Bereich ebenso keine 20%-Schlupf-Grenze vorhanden ist. Daher muss für den Betrieb auf Asphalt das Zielpolygon anders definiert werden. Dabei bleibt die 0%-Schlupf-Grenze bestehen, die Triebkraftgrenze fällt weg. Da auf Asphalt die Wirtschaftlichkeit in der Regel Vorrang vor der Traktionsverbesserung haben sollte, muss als Ersatz für die 20%-Schlupf-Grenze eine neue Grenze unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade von Traktorgetriebe und Anhängerantrieb genauer definiert werden.

## 8 DISKUSSION

### 8.1 Traktor

Die in Kapitel 3.2.1 beschriebenen funktionalen Ebenen konnten nicht vollständig anhand von Anwendung entwickelt und überprüft werden. Die Ebene 1 wird mit Serienanlauf des Basistraktors zur Verfügung stehen. In einem Vergleich zapfwellen- und verbrennungsmotorgetriebener Notstromaggregate stellen GUSTAFSON AND MORGAN für die Notstromanwendung Kostenersparnisse für die Zapfwellengeneratoren von Faktor zwei oder drei in Aussicht [59]. Da der hier verwendete Traktor auch die notwendigen elektrischen Komponenten mitbringt, dürfte sich dieser Faktor sogar noch erhöhen. Es muss jedoch beachtet werden, dass beide traktorgetriebenen Varianten keine Möglichkeit zur unmittelbaren Wiederherstellung der Stromversorgung bereitstellen, wie dies automatisch anlaufende, von einem eigenen Verbrennungsmotor angetriebene Generatoren bieten. Deren Verfügbarkeit ist jedoch stark von regelmäßiger Wartung abhängig, die bei den traktorgetriebenen Systemen in aller Regel gegeben sein dürfte. Hier ist auf eine den konkreten Betriebsbedürfnissen angepasste Entscheidung zu achten, die auch die Wahrscheinlichkeit eines Stromausfalls und dessen Auswirkungen berücksichtigen muss.

Anhand der Geräte Düngerstreuer und Spritze war es möglich, die Ebenen 2 und 4 abzudecken. Zur vollständigen Implementierung dieser Ebenen fehlen jedoch Bedienungseinrichtungen für Benutzereingaben in Ebene 2. Auch sieht der ISOBUS derzeit keine Nachrichten zur Ansteuerung von elektrischen Antrieben, wie es ein Gerät der Ebene 4 verlangen würde, vor. Auch ein Bedienelement zur Freischaltung der Schnittstelle für alle Ebenen ist nicht vorhanden. Ob dieses physisch in Form eines Schalters vorhanden sein muss, oder ob auch sogenannte *softkeys* auf Displays hierfür verwendet werden können, ist offen. Zumindest die Ebene 4 käme theoretisch sogar ganz ohne dieses aus. Für alle Ebenen gilt es jedoch zu prüfen, wie ein unbeabsichtigtes Anlaufen des Antriebs wirkungsvoll verhindert oder zumindest erschwert werden kann. In allen diesen Punkten besteht noch ein erheblicher Entwicklungs- und Normungsaufwand.

Der hier unterbreitet Architekturvorschlag hatte das Ziel, einen höheren Nutzungsgrad der Komponente Umrichter sicher zu stellen. Gleichzeitig bleibt der Traktor dadurch eine universell einsetzbare Maschine. Allerdings werden nach einer These von AUERNHAMMER in Zukunft immer mehr Selbstfahrer eingesetzt [1]. Betrachtet man dies vor dem Hintergrund steigender Produktkosten durch immer schärfer werdende Abgasrichtlinien, bietet ein hoch integriertes Traktor-Geräte-System die Möglichkeit, diese Kosten erneut auf mehrere Verfahren aufzuteilen ohne gleichzeitig etwa Produktivität einzubüßen. Es ist daher vorstellbar, dass der Traktor mit Gerät im Wettbewerb mit spezialisierten Selbstfahrern in Zukunft mehr Vorteile aufweist, da zum Beispiel Abgasnachbehandlungskomponenten nur auf einer statt auf mehreren Maschinen benötigt werden. Wird darüber hinaus ein gänzlich emissionsfreier Betrieb angestrebt, fällt dieser Faktor noch stärker ins Gewicht, da damit die Kosten für den gesamten Antriebsstrang weiter steigen dürften. Soll der Traktor zukünftig in Konkurrenz zu den selbstfahrenden und spezialisierten Arbeitsmaschinen bestehen, muss das Traktor-Geräte-System auch auf der Steuerungs- und damit auch auf der Kommunikationsebene so vernetzt sein, dass es in Hinblick auf seine Funktionalität von einem Selbstfahrer nicht zu unterscheiden ist. Elektrische Antriebe können hierzu einen erheblichen Beitrag leisten.

## 8.2 Düngestreuer

Der elektrische Antriebsstrang weist bei einer mittleren Belastung einen Wirkungsgrad von ca. 69% auf. Hierbei wurde allerdings die für den elektrischen Lüfter und das Bordnetz benötigte elektrische Leistung vom Generator über den Generatorumrichter mit gedeckt, was den Wirkungsgrad um ca. 10% gegenüber der alleinigen Versorgung des Streuers erhöht, da der Generator durch diese Last in einem Bereich besseren Wirkungsgrades betrieben wird.

Die Verläufe am realen System weisen auf Grund der über die Dieselmotordrehzahl variierenden Fahrgetriebeverluste einen leicht abweichenden Verlauf auf. Da entsprechende, vollständige Messdaten fehlen, wurde im Modell über den gesamten Eingangsdrehzahlbereich für das Fahrgetriebe eine konstante Verlustleistung angenommen. Da die reale Verlustleistung mit sinkender Eingangsdrehzahl fällt, müssten die Verbräuche mit abnehmender Dieselmotordrehzahl stärker abfallen.



Zusätzlich ändert sich bei konstanter Fahrgeschwindigkeit mit der Motordrehzahl auch das Übersetzungsverhältnis des Fahrgetriebes, wodurch sich in der Realität stark schwankende Wirkungsgrade ergeben. Dies wirkt sich im Modell für alle Antriebsarten gleich aus. Deshalb kann von einer qualitativ korrekten Abbildung der Verhältnisse ausgegangen werden.

Bei der Modellierung des elektrischen Antriebsstranges wurde für die Synchronmotoren an den Streuscheiben sowie für deren Wechselrichter jeweils ein konstanter Wirkungsgrad unter Annahme einer mittleren Belastung von etwa 16 Nm angenommen. Durch Absenken der Belastung verschlechtern sich diese Wirkungsgrade, was eine geringfügige Erhöhung der erforderlichen Leistung zur Folge hat. Nach dem gleichen Verfahren wurde bei den hydraulischen Antriebssträngen für die Verstellpumpe sowie die Motoren der Streuscheiben der Wirkungsgrad unter Annahme einer mittleren Belastung bestimmt. Bei steigender Belastung und somit größer werdendem Arbeitsdruck steigt der hydraulisch mechanische Wirkungsgrad leicht an. Der mit steigendem Arbeitsdruck linear abnehmende volumetrische Wirkungsgrad hat allerdings einen größeren Einfluss, wodurch der Gesamtwirkungsgrad geringfügig abnimmt. Für beide Ansätze gilt, dass das Drehmoment nur bei gleichbleibendem Fließverhalten des Düngers proportional zur Schieberstellung ist. Dieses wurde bei den Versuchen durch trockenes, unverklumptes Gut nur eines Herstellers sichergestellt.

In der Anschlussart Zusatzsteuergerät könnten die Verluste durch Reduzieren des bereitgestellten Volumenstroms verringert werden. In der Praxis ist dies schwierig und mit einem Risiko behaftet, da ein steigender Ölbedarf vom Anwender erkannt und entsprechend nachgeregelt werden müsste. Es ist daher davon auszugehen, dass der Anwender eher einen zu hohen Volumenstrom am Steuergerät einstellt, um stets ausreichend hydraulische Leistung vorzuhalten. Ähnliches gilt für den Betrieb an der Zapfwelle, wo die Wahl der Getriebeübersetzung großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat. Hier wurde für die Simulation mit der Zapfwellenschaltstufe 540E die günstigstmögliche Übersetzung gewählt.

Die Durchführung der Feldversuche mit den Methoden der statistischen Versuchplanung brachte die erwarteten Vorteile, insbesondere die Reduzierung

des Versuchsaufwandes. Die natürlichen Stufenwerte für Dieselmotordrehzahl, Schieberstellung und Fahrgeschwindigkeit wurden dabei nach unterschiedlichen Kriterien ausgewählt. Für die Dieselmotordrehzahl wurde ausschließlich der Bereich niedriger Drehzahlen betrachtet, da es sich hierbei um den bezüglich der Kraftstoffeinsparung interessantesten Bereich handelt. Für die Fahrgeschwindigkeit wurden dahingegen praxisübliche Werte, für die Schieberstellung aber den Verstellbereich voll ausschöpfende Werte eingesetzt. Im Zuge der Auswertung der Versuche musste festgestellt werden, dass bei einer der Messungen im Zentrum ein Fehler aufgetreten war, der diese unbrauchbar machte. Da jedoch auch ohne diesen ein hohes Bestimmtheitsmaß erreicht wurde, wurde auf eine Wiederholung verzichtet, zumal aus Gründen der Reproduzierbarkeit und zur Minimierung des Einflusses der Störgrößen die gesamte Versuchsreihe wiederholt werden müsste. Als Nachteil der Methode bleibt, dass über den vorher festzulegenden Wertebereich hinaus nicht extrapoliert werden kann. Da die entscheidenden Störgrößen, wie z.B. die Lüfterdrehzahl, weitestgehend konstant gehalten werden konnten, liegen die Abweichungen von Simulation und Feldversuch sehr wahrscheinlich in der ungenauen Abbildung des Terrain-Komplexes und der unzureichenden Modellierung des Fahrgetriebes begründet.

Die Frage des Kraftstoffverbrauches der unterschiedlichen Antriebsarten kann abschließend nur durch einen größer angelegten Feldversuch mit allen Maschinentypen geklärt werden. Auch hier stellt sich wieder die Frage der Vergleichbarkeit der Rahmenbedingungen. Es sollte eine Methode gewählt werden, mittels derer die Umweltwirkung der Versuche minimiert und gleichzeitig eine maximale Reproduzierbarkeit der Terrainfaktoren Reifen-Boden-Kontakt und Steigung erreicht werden kann.

Zusammenfassend liefert **Tabelle 27** einen Überblick über die Vor- und Nachteile der untersuchten Antriebe für einen Düngerstreuer.

**Tabelle 27:** Vergleich der verschiedenen Antriebsarten für einen Düngerstreuer (+ = gut; o = nur mit zusätzlichen Komponenten; - = schlecht)

	<b>Mechanisch</b>	<b>Hydraulisch</b>	<b>Elektrisch</b>
Wirkungsgrad	+	-	+
Stufenlosigkeit	-	+	+
Grenz- und Randstreuen	o	+	+
Keilstreuen	-	+	+
Ausbringmengenregelung	o	o	+

### 8.3 Feldspritze

Beim aufgebauten Prototyp handelt es sich um einen Umbau einer serienmäßigen Maschine. Es war daher nicht möglich, das konstruktive Optimierungspotenzial hinsichtlich der Deichsel und der gestängennahen Positionierung der Pumpe und aller Armaturen voll auszuschöpfen. Dennoch konnten die theoretisch erarbeiteten konstruktiven Vorteile in der Praxis belegt werden.

Die Versuche mit der elektrisch angetriebenen Feldspritze haben darüber hinaus gezeigt, dass die Anbringung des Motor-Pumpen-Moduls am Fahrzeugrahmen aus Gründen der Geräuscentwicklung noch nicht optimal ist. Die starre Anbindung an den Rahmen sollte durch eine schalldämmende Aufhängung (z.B. Silentbuchsen) ersetzt werden, damit die bei hohen Betriebsdrehzahlen entstehenden Schwingungen weniger stark auf das Fahrzeug übertragen werden. Unwuchten, die zur Geräuscentwicklung beitragen, ließen sich ferner auch durch eine höher integrierte Bauform von Pumpe und Motor in Form eines direkt am Motor angeflanschten Pumpengehäuses mit einem direkt auf der Motorwelle montierten Pumpenrad verringern, wobei sich gleichzeitig die Teilezahl verringern ließe. Das Wegfallen von Lagerstellen und vor allem der Kupplung würde dabei auch zu einer Verringerung des Bauraumbedarfs, in erster Linie der Baulänge, führen. Dies ist insbesondere aber beim Einsatz selbstansaugender Kreiselpumpen vorteilhaft. Diese kompensieren zwar den Nachteil der schlechten Selbstansaugung von Standard-Kreiselpumpen, benötigen aber auch mehr Bauraum [97]. Zudem bleibt in diesen Pumpen zur Selbstansaugung stets eine kleine Restmenge an Flüssigkeit zurück, was beim Einsatz in Feldspritzen grundsätzlich kritisch zu betrachten

ist. Wird nach dem Maschineneinsatz mit Klarwasser gespült, stellt dies jedoch kein erhebliches Problem dar.

Der ausgewählte Elektromotor ist ein Kompromiss zwischen Leistung und Bauraum. Er kann die meisten aller theoretischen Betriebspunkte abdecken. Lediglich bei Ausbringen großer Mengen bei hohen Fahrgeschwindigkeiten in Kombination mit bestimmten Düsen reicht die Dauerleistung nicht aus. Da der Überlastfaktor in diesem Falle allerdings nur bei 1,1 liegt, können diese maximalen Betriebspunkte trotzdem für ca. 60 min gefahren werden, bevor sich eine Übertemperatur einstellt [98]. Wie in Kapitel 7.3.2 dargestellt, gilt ähnliches auch beim Befüllen: die Überlast liegt hier jedoch nur wenige Minuten an, bevor der Tank vollständig gefüllt ist. Bei einer konkreten Produktentwicklung müsste genauer untersucht werden, ob eine potentielle Bauraumverringerung durch bessere Integration von Pumpe und Motor zur Vergrößerung des Motors verwendet werden sollte. Wichtigste Determinante ist dabei der maximale Betriebspunkt, da unter Verwendung eines Tankwagens annähernd ein Dauerbetrieb der Spritze erreicht werden kann. Dahingegen erfolgt der Befüllvorgang mittels der Spritzenpumpe zwangsläufig im absätzigen Betrieb. Somit spielt die Tankgröße lediglich eine nachrangige Rolle. All dies gilt bis zu Gestängebreiten von 28 m. Bei größeren Gestängebreiten liegen mehr Betriebspunkte außerhalb des S1-Betriebs, wodurch ein leistungsstärkerer Motor zwingend erforderlich wird. Aus Sicht der Produktentwicklung wirft dies die Frage nach einer sinnvollen Leistungsstufung auf.

Bezüglich des Regelsystems kann festgehalten werden, dass im Mischzweig auch ein Drucksensor statt eines Durchflussmengensensors eingesetzt werden könnte. Da sich hier die Anlagenkennlinie nicht ändert, kann eine Kalibrierung ausreichender Genauigkeit – an die geringere Anforderungen als an die im Spritzzweig gestellt werden – erreicht werden. Bauartbedingt sollten Drucksensoren kostengünstiger und robuster als Durchflussgeber sein. Soll die Ortsauflösung gesteigert werden, ist es möglicherweise erforderlich, das Konzept der sensorlosen Ventilregelung, wie es hier implementiert wurde, zu verlassen. In diesem Falle wären Positionssensoren an den Kugelventilen eine Möglichkeit, die Regelgenauigkeit weiter zu verbessern. Ob das sich hieraus ergebende Optimierungspotenzial auch ausgeschöpft werden muss, hängt entscheidend von zukünftigen Anforderungen an

die Ortsauflösung unter besonderer Berücksichtigung der Fahrgeschwindigkeit ab. Die Pumpendrehzahlregelung dagegen erreicht bereits in dieser Entwicklungsstufe eine hohe Qualität. Diese kann mit einer in [112] vorgestellten Drehzahlregelung eines hydraulischen Antriebs mittels eines Servoventils verglichen werden und ist dieser mindestens ebenbürtig. Betrachtet man jedoch zusätzlich den erheblichen Einfluss der Gestängedynamik auf die Verteilgenauigkeit [113] wird deutlich, dass der Reduzierung derselben eine ähnlich hohe Aufmerksamkeit wie der Regelung selbst geschenkt werden muss.

Der Arbeitszeitbedarf beim chemischen Pflanzenschutz wird geprägt von einem hohen Anteil von Rüst- und Nebenzeiten. Diese sollten durch den Einsatz eines elektrischen Antriebs verringert werden. Nach älteren Veröffentlichungen können Rüst- und Befüllzeiten um die 30% ausmachen, die eigentliche Ausbringung benötigt demnach nur ungefähr 50% der Arbeitszeit [4]. Eine Abschätzung der derzeitigen Situation ist schwierig: seit diesen Untersuchungen weiter gestiegene Arbeitsbreiten bei tendenziell gleichen oder sogar höheren Fahrgeschwindigkeiten sollten die zur Ausbringung benötigte Zeit gesenkt haben. Ebenso sollte der Anteil für den Transport kleiner geworden sein, da die Tankvolumina im Verhältnis zu den Arbeitsbreiten eher überproportional gestiegen sind. Wird die gleiche Wasseraufwandmenge unterstellt, bleiben die absoluten Befüllzeiten allerdings gleich. Es kann festgehalten werden, dass die Befüllung in jedem Fall mit dem Fortschritt in der Ausbringung mithalten muss, um einen ökonomischen Prozess zu ermöglichen. Dies kann fast ausschließlich durch eine Steigerung der Füllleistung wie im hier vorgestellten Versuchsfahrzeug erreicht werden. Die Installation dieser Förderleistung auf dem Gerät ist dabei v.a. für Lohnunternehmer sinnvoll, da diese unterschiedliche Ausrüstungen an den jeweiligen Befüllstellen vorfinden und somit keine Alternative zum maschinenseitigen Vorhalten der Kapazität haben.

Zur Verminderung der Schaumbildung in Feldspritzen sind Additive erhältlich [114], die eine Schaumbildung gerade bei niedrigem Tankfüllstand und hoher Mischrate verhindern sollen. Auf den Einsatz solcher Zusätze kann mit dem vorgeschlagenen System vermutlich gänzlich verzichtet werden, da eine füllstandsangepasste Regelung der Durchmischung möglich ist. Dies trägt wiederum zur

Reduzierung von Restmengen und für die Gerätespülung aufzuwendenden Zeiten bei.

#### **8.4 Triebachsanhänger**

Die in der Simulation ermittelten Ergebnisse zeigen, dass der Triebachsanhänger einen teilweise erheblichen Beitrag zur Schlupfreduzierung leisten kann. So konnte LENHARDT in einer umfangreichen Modellrechnung darlegen, dass für das hier angenommene Gespann die Hauptvorteile klar in der Schlupfreduzierung liegen [115]. Die Gründe hierfür sind zum einen das immer noch moderate Verhältnis der Massen der Gespannteile, zum anderen die zur Verfügung stehende Leistung. In Abhängigkeit der erreichbaren Wirkungsgrade der jeweiligen Antriebe und auch der Kraftstoffkosten und der Bodenbeschädigung wird in Zukunft zu bestimmen sein, ob sich der Einsatz von Triebachsanhängern wieder vermehrt lohnt. Zunächst wird dies vor allem bei zeitkritischen Verfahren, bei denen nur eingeschränkt Rücksicht auf die Bodenbedingungen genommen werden kann, der Fall sein. Somit scheint zunächst ein reiner Hilfsantrieb geringer Spreizung für niedrigere Fahrgeschwindigkeiten sinnvoll. Zu den am wahrscheinlichsten betroffenen Verfahren gehören die Düngerausbringung (hier insbesondere Stallung und Gülle) und der Pflanzenschutz, aber auch die Silomaiserte. Auch hier kommt wieder die verbesserte Wendigkeit bei Verwendung elektrischer Antriebe auf angehängten Geräten zum Tragen, wobei auf Grund der geringeren Arbeitsbreite und damit notwendigerweise engeren Wendevorgängen am Vorgewende diese z.B. bei Güllefässern noch höher zu bewerten ist als bei der Pflanzenschutzspritze. Den Vorteilen des Triebachsanhängers steht in erster Linie der Nachteil des Mehrgewichtes gegenüber. Zwar lässt sich die Gesamtmasse des Zuges durch die Verwendung eines leichteren Traktors reduzieren, doch sind im Straßenverkehr auch die Achslasten begrenzt und auf diese wirkt sich das Gewicht der Triebachse selbst direkt aus.

Als bestimmende Größe für die Zugkraftverteilung muss der Schlupf bekannt sein. Dazu stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung, gebräuchlich sind die Messung der Umfangsgeschwindigkeit eines nicht angetriebenen Rades (auch in Form von zusätzlich angebrachten Spornrädern), die Verwendung eines Radarsensors

und die Auswertung des GPS-Signals. Letztere sind berührungslose Messungen, bei denen Radlasten, Reifendruck und Bodenbedingungen keinen Einfluss auf Funktion und Präzision der Messung haben, wodurch die Genauigkeit der Messung steigt [116, 117]. Mit einer zunehmenden Verbreitung von positionsbasierten Verfahren und automatischen Lenkeinrichtungen kann davon ausgegangen werden, dass ein GPS-Signal auch für die Schlupfbestimmung zur Verfügung steht. Ob dieses allein jedoch für eine automatisierte und damit komfortable und sichere Steuerung der Anhängerachse ausreicht, ist fraglich. Eine Messung der Kraft am Anhängepunkt könnte insbesondere für die Fahrdynamikregelung wichtige zusätzliche Information liefern. Eine solche Fahrdynamikregelung, insbesondere auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten, wie sie beim Transport erreicht werden, erfordert jedoch einen Antrieb mit deutlich größerer Spreizung und auch Leistung.

## 9 AUSBLICK

### 9.1 Weiterentwicklung der vorgestellten Konzepte

Im hier vorgestellten Traktorkonzept ist das elektrische System durch die Dieselmotornebenverbraucher bereits gut ausgelastet. Durch diese Grundauslastung wird der Generator in einem Bereich besseren Wirkungsgrades betrieben. Dieser Effekt nimmt bei einem leistungstärkeren Generator und durch einen ausschließlichen Geräteantrieb ab, auch wenn die Teillastwirkungsgrade der elektrischen Maschinen gut sind. Die Verwendung mehrerer kleinerer Generatoren, die nach Bedarf zugeschaltet werden und damit höher ausgelastet wären als ein großer Generator, bietet eine zumindest theoretische Möglichkeit, den Gesamtwirkungsgrad zu erhöhen. Dabei ist eine Abwägung von Bauraum- und Kostenzwängen vorzunehmen. Es ist empfehlenswert, den Gestaltungsspielraum bei der Auslegung der Generatoren zu nutzen, um einen guten Teillastwirkungsgrad sowie eine ausreichend hohe Leistung auch bei niedrigen Verbrennungsmotordrehzahlen zu gewährleisten.

Ein im weitesten Sinne ähnliches Problem kann für die zur Gewinnung der Drehmomentinformation notwendigen Stromsensoren entstehen. Wie in Kapitel 2.2.1 dargelegt, sind zur Regelung Stromsensoren notwendig, deren Messbereich der Strombelastbarkeit des Umrichters entsprechen muss. Werden Umrichter für den Betrieb von Antrieben kleinerer Leistung verwendet, ist der Strom bezogen auf den Messbereich des Stromsensors klein. Bei gleichzeitig hoher Anforderung an die Präzision der Drehmomentinformation kann in diesem Fall die Auflösung des Stromsensors unzureichend und ein weiterer Stromsensor mit kleinerem Messbereich notwendig sein. Bei einer Platzierung des Umrichters auf dem Traktor ist daher zu untersuchen, wie die aus Anwendungssicht notwendige Auflösung und Genauigkeit der Drehmomentinformation bereitgestellt werden kann. Bei einer Platzierung des Umrichters auf dem Geräte ist diese Fragestellung durch die feste Zuordnung von Umrichter und elektrischer Maschine irrelevant.

Im Bereich des *precision farming* bieten sich auf Grund der überlegenen Regelbarkeit der elektrischen Antriebe vielfältige Anwendungsmöglichkeiten. Manche



dieser Anwendungen sind aus der Literatur bereits bekannt, müssen jedoch in ihrer Präzision weiter verbessert oder sogar erst praxistauglich gemacht werden. Dies soll im Folgenden anhand konkreter Beispiele veranschaulicht werden. Als Versuch einer Prognose stellt **Tabelle 28** eine Liste von Anforderungen mit dem zugehörigen Trend zusammen, die sich vor allem auf Düngung und Pflanzenschutz bezieht, jedoch auch auf Aussaat und weitere Anwendungen ausgedehnt werden kann.

**Tabelle 28:** Prognose für zukünftige Anforderungen an *precision farming* Anwendungen

Anforderung	Trend
Fahrgeschwindigkeit (in Bezug auf heute bei nicht-ortsspezifischen Verfahren mögliche Geschwindigkeiten)	→
Ortsauflösung	↑
Abstand Sensor – Aktor (Maximaler Abstand: Sensor an Traktorfront mit Aktor am Geräteheck)	↓
Energieeinsatz	↓
Zuverlässigkeit (sowohl der Maschine an sich, als auch Prozesssicherheit)	↑
Dokumentation / Nachverfolgbarkeit	↑

Aus ökonomischer Sicht ist ein hoch effizienter, zuverlässiger und dennoch kostengünstigen Antrieb erforderlich. Dies bezieht sich sowohl auf die elektrische Maschine, als auch auf den Umrichter. Hierzu sind bereits heute Ansätze aus der Automobilindustrie bekannt und mit wachsender Durchdringung dieses Marktes ist mit einer allgemeinen Kostenreduzierung zu rechnen. Doch bereits auf heutiger Basis scheint eine Umstellung auf elektrische Antriebe in bestimmten Fällen durchaus lohnend. Es ist wahrscheinlich, dass diese Umstellung auf neue Technologien zunächst auf großen Betrieben und im Bereich der Lohnunternehmer einsetzt, wie das Beispiel des *precision farming* bereits zeigt [118]. Die vorstehenden Annahmen basieren auch auf einer umfassenden Studie zum Thema *precision farming* unter Händlern für Pflanzenbaubedarf in den USA. Einerseits unterstreicht sie die Bedeutung der Düngerapplikation; andererseits weist sie auf die noch nicht zu quantifizierenden Einflüsse der ausgeweiteten Biokraftstoffproduktion und der Volatilität der Düngerpreise hin [119].

Damit Elektromotoren von Umrichtern einwandfrei betrieben und geregelt werden können, müssen einige Maschinenparameter, so zum Beispiel Nennspannung, Nennfrequenz, Nennstrom, Polpaarzahl und andere mehr, bekannt sein. Die Übertragung einer entsprechenden Tabelle über den ISOBUS ist hierfür ein erfolgversprechender Ansatz. Abgesehen von diesen Regelungsparametern sollten noch applikationsrelevante Daten übertragen werden, wie sie in **Tabelle 29** zusammengefasst sind. Diese sind als Minimalforderung zu verstehen. Die Praxisanwendung muss zeigen, ob zusätzliche Signale notwendig sind. Ebenso wie die Parametrierungstabelle sind diese Signale für jeden Antrieb einzeln notwendig.

**Tabelle 29:** Minimalkonfiguration Signale (\* alternativ zueinander)

Signal	Art des Signals
Soll-Drehzahl *	Vorzeichenbehaftete Zahl
Ist-Drehzahl	Vorzeichenbehaftete Zahl
Soll-Drehmoment *	Vorzeichenbehaftete Zahl
Ist-Drehmoment	Vorzeichenbehaftete Zahl
Aktivierung	An / Aus

Das Signal „Aktivierung“ dient dabei zum Stromlosschalten des Antriebs, was sich vom geregelten Stillstand, also „Soll-Drehzahl“ gleich null, deutlich unterscheidet. „Aktivierung“ kann somit eher als Signal zum Schutz des Geräteantriebsstrangs gesehen werden, wobei die Strategien zum Herbeiführen des deaktivierten Zustandes – aktives Bremsen oder sofortiges Stromlosschalten – je nach Gerät unterschiedlich ausfallen können.

### 9.1.1 Düngerstreuer

Scheibendüngerstreuer sind seit vielen Jahren bekannt und haben sich immer wieder weiterentwickelt. Dabei blieb die Grundform der Maschine jedoch im Wesentlichen unverändert. Es kann folglich davon ausgegangen werden, dass es sich um ein weitestgehend ausgereiftes Grundkonzept handelt. Ob elektrische Antriebe beispielsweise einen Beitrag zur Steigerung der Verteilgenauigkeit bei größten Arbeitsbreiten liefern können ist fraglich. Die zur Erzielung großer Wurfweiten notwendigen Fluggeschwindigkeiten lassen die Aerodynamik der Dünger-

körner zunehmend in den Fordergrund treten. Die weitere Verbreitung der beschriebenen *precision farming* Lösungen für Düngerstreuer wird durch elektrische Antriebe unterstützt, wenn auch nicht allein ermöglicht.

In wie weit zukünftige Anforderung an Schlagkraft zur stärkeren Verbreitung angehängter Düngerstreuer führen bleibt abzuwarten. Analog zu den konstruktiven Vorteilen bei der angehängten Feldspritze können elektrische Antriebe durch ihre Flexibilität bezüglich Einbauort bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad bei diesen Maschinen zur Erleichterung des Maschinendesigns beitragen.

### 9.1.2 Pflanzenschutzspritze

Beispielhaft für das Themenfeld des präzisen Ackerbaus bei Pflanzenschutzspritzen sei hier die Direkteinspritzung von Wirkmitteln an der Düse erwähnt. Es kann davon ausgegangen werden, dass mit Einführung dieser Technologie der Bedarf an elektrischer Leistung weiter ansteigt [120, 121]. Dies gilt auch schon bei der Forderung nach höherer Regeldynamik, die mittels schneller stellenden Motoren an den Regelventilen erreicht werden soll [100]. Ein anderes Konzept sieht pulsweitenmodulierte Ventile zur Einzeldüsen-Regelung vor [114]. Dieses Konzept wurde bereits weiterentwickelt und getestet [123, 124]. KOO AND SUMNER beschreiben eine Art Hybridkonzept aus Direkteinspritzung und Ausbringmengenregelung [125]. Sie sehen darin die Möglichkeit, die spezifischen Probleme beider Systeme zu umgehen, wobei eine Pumpendrehzahlregelung auch hier weitere Vorteile beim Erreichen schnellerer Reaktionszeiten bieten dürfte. Vor dem Hintergrund des anhaltenden Trends zu höheren Fahrgeschwindigkeiten in der Anwendung ist von zusätzlich steigenden Anforderungen an die Regelgüte auszugehen.

SCHWARZ UND SCHLAUDERER konnten zeigen, dass durch den teilflächenspezifischen Pflanzenschutz ein deutliches Einsparpotenzial an Spritzmitteln mit den damit verbundenen Möglichkeiten zur Kosteneinsparung besteht [126]. Die ermittelten Werte beziehen sich dabei alleine auf die Kosten der Spritzmittel und schließen ökologische Aspekte nicht mit ein. Sollten diese in Zukunft in Form von Auflagen oder Steuern Kosten für den landwirtschaftlichen Betrieb hervorrufen, würde das Kosteneinsparpotenzial weiter steigen. Beim untersuchten

Gerät handelt es sich um eine praxisübliche Maschine mit den in [101] beschriebenen Düsengetrieben. Es besteht deshalb durchaus die Möglichkeit, dass eine Feldspritze mit verbesserter Regelungstechnik dieses Einsparpotenzial weiter erhöhen kann. Gleiches gilt für einen Fortschritt in der Sensortechnik zur ortsabhängigen Spritzmitteldosierung ebenso wie für die Reduzierung der technischen Restmengen. Auf Basis des auf klassischer Applikationstechnik aufbauenden Versuchsaufbaus könnte eine weitere Restmengenreduzierung durch elektrisch betätigte Wegeventile erreicht werden. Diese können von einem durch den Bediener erreichbaren Ort zu einem den Verschlauchungsaufwand minimierenden Einbauport verlegt werden. Mittels der Direkteinspeisung an der Düse kann zusätzlich das Volumen an vorgemischten Wirkstoffen und somit die zu verdünnende Restmenge noch weiter reduziert werden [127].

Für den Bereich der Durchmischung und Reinigung entsteht weiteres Verbesserungspotenzial. Mit Hilfe eines elektrischen Pumpenantriebs ist eine sehr präzise Druckeinstellung im Gestänge realisierbar. Dies könnte ein vergleichsweise einfaches System mit Überdruckspülung auch ohne Einzeldüsenabschaltung möglich machen. Unterstützt wird dies von zwei weiteren Nebenaspekten: erstens sind Druckschwankung oder gar Druckspitzen auf Grund sich ändernder Pumpendrehzahlen wie beim Zapfwellenantrieb weitgehend ausgeschlossen. Zweitens kann durch Wahl einer geeigneten Pumpenklasse eine Reduzierung des pumpenbedingt oszillierenden Drucks, der besonders bei den üblicherweise verwendeten Kolbenmembranpumpen auftritt [3], erreicht werden. Dadurch kann ein insgesamt höherer, da gleichförmigerer Durchschnittsdruck eingestellt werden. Der sanfte Anlauf elektrischer Antriebe unterstützt diesen Vorgang ebenfalls. Für die Durchmischung kann ferner eine von Hand oder automatisch ausgelöste, zeitgesteuerte Aufmischung der Spritzbrühe mit erhöhter Mischleistung nach längerer Standzeit schnell wieder die Einsatzbereitschaft herstellen. Zur Verminderung der Schaumbildung könnte – über die dem Füllstand angepasste Durchmischung hinaus – auch eine wirkmittelspezifische Durchmischung beitragen, wobei eine Berücksichtigung der Konzentration vermutlich zusätzliche Vorteile bringt. Dazu könnte auf der Maschine eine Datenbank mit Wirkmitteln und den zugehörigen Durchmischungseinstellungen hinterlegt sein, aus der der Benutzer das entsprechende Spritzmittel auswählt. Wird diese Datenbank mit der Ackerschlagdatei und zusätz-

licher Dokumentation von Pflanzenschutzmaßnahmen verknüpft ergeben sich zusätzliche Synergieeffekte. Zur weiteren Automatisierung könnten in diesem Fall noch Systeme zur Erfassung des eingefüllten Spritzmittels, z.B. Barcode-Scanner oder RFID, beitragen, die dann auch Rückschlüsse auf die Konzentration zuließen. Alle diese Systeme erleichtern vor allem die Bedienung und beugen damit letztlich Fehlbedienungen vor.

### 9.1.3 Triebachsanhänger

Wie bereits erwähnt, steigt der Rollwiderstand bei Kurvenfahrt durch das teilweise Wegfallen des Multi-Pass-Effekts an. Somit erhöht sich bei Kurvenfahrt auf weichen Böden automatisch die benötigte Triebkraft und mit ihr der Schlupf an allen angetriebenen Rädern. Durch die Abwinkelung der Deichsel entsteht eine Kraftkomponente in Traktor-Querrichtung, die der Lenkfähigkeit aus zwei Gründen entgegen wirkt. Zum einen sinkt bei Zug die Vorderachslast und dadurch die an den Vorderrädern übertragbaren Seitenkräfte. Zum anderen entsteht ein Moment um die Hochachse, das zu einem Schwimmwinkel führt. Bei geeigneter Ansteuerung könnte durch eine Erhöhung des Antriebsmoments des Anhängerantriebs diese Kraft weitgehend kompensiert werden. Eine einfache Erhöhung der Antriebsmomente muss jedoch sehr dosiert vorgenommen werden, da diese z.B. das für historische Triebachsanhänger charakteristische und gefährliche Schieben hervorrufen kann. Dieses ist jedoch auf jeden Fall zu vermeiden. Eine ähnliche Situation entsteht auch bei Bergabfahrten. So zeigen von STANGER durchgeführte Messungen auf einer kurvenreichen Gefällstrecke, dass die am Anhängerpunkt wirkende Kraft zu einem starken Untersteuern des Traktors führen kann [109]. Inwieweit eine Kraftmesseinrichtung an der Anhängerdeichsel wie aus [128, 129] als geeigneter Sensor für eine Antriebsstrangregelung dienen kann, oder ob andere Konzepte dafür besser geeignet sind, muss untersucht werden.

Untersuchenswert erscheint darüber hinaus eine einseitige Erhöhung des Moments am kurveninneren Anhängerrad, bei gleichzeitiger Verminderung des Moments am kurvenäußeren Rad. Hierdurch entsteht eine zusätzliche Querkraftkomponente am Anhängerpunkt, die ein lenkunterstützendes Moment erzeugen würde. Hierbei ist jedoch ein Untersteuern des Traktors zu vermeiden. Diese Möglichkeit

der Erzeugung eines Moments um die z-Achse des Anhängers erscheint also eher zur Stabilisierung bei Geradeausfahrt, z.B. um einem Schlingern des Anhängers entgegen zu wirken, sinnvoll. Soll einem Schlingern des Anhängers entgegen gewirkt werden, so könnte bei gleichzeitigem Bremsen des einen und Beschleunigen des anderen Rades bei Verwendung eines elektrischen Antriebs ein besonderer Vorteil zum Tragen kommen. Über den Gleichspannungszwischenkreis kann die Bremsleistung des verzögernden Rades, vermindert um die Umrichter- und Motorwirkungsgrade, dem zu beschleunigendem Radantrieb zur Verfügung gestellt werden. Dadurch ließe sich eine annähernd energieneutrale Fahrdynamikregelung realisieren.

Einen weiteren interessanten Aspekt stellt der Bereich des Bremsmanagements dar. Damit kann besonders dem gefürchteten *jack-knifing* entgegen gewirkt werden. Dabei schiebt der zu gering oder gar nicht gebremste Anhänger den Traktor ins Übersteuern, wodurch äußerst gefährliche Fahrsituationen entstehen können. Bei Traktoren mit stufenlosen Getrieben ist diese Gefahr besonders hoch [130], eine Verschiebung hin zu leichteren Traktoren, wie in Kapitel 6.1 dargestellt, dürfte diesen Umstand noch zusätzlich verschärfen. Darüber hinaus zeigen AHOKAS AND KOSONEN, dass insbesondere unter Bedingungen mit schlechten und unterschiedlich hohen Reibbeiwerten der Fahrbahnoberfläche ein unabhängiger Bremsengriff an einzelnen Achsen oder sogar Rädern große Vorteile für die Fahrstabilität des Zuges bringen kann [131]. Diese Technologie ist aus dem Straßenfahrzeugbereich hinlänglich bekannt und wird im Allgemeinen unter dem Begriff „Stabilitäts-Programm“ zusammengefasst. Hier bieten elektrische Antriebe für die Anhängertriebachse mit ihrem sehr guten Regelverhalten und ihrer Überlastfähigkeit ein hohes Potenzial, eine Fahrstabilitätsunterstützung auch ohne Eingriff in die Betriebsbremse zu ermöglichen.

## 9.2 Neue Maschinenkonzepte

PETTERSSON ist der Ansicht, dass die Kontaminierung des Öles die Hauptursache für die häufigen Schäden an Getrieben und Hydrauliksystemen ist, die nach seinen Untersuchungen 70% aller Reparaturkosten ausmachen [132]. Hier können elektrische Antriebe insbesondere für Anbaugeräte dazu beitragen, eine hohe Öl-

qualität auf dem Traktor über einen längeren Zeitraum zu erhalten, da über sie keine fremden Öle oder Partikel in den Traktor eingetragen werden können. Grundsätzlich muss jedoch festgestellt werden, dass der Antrieb von landwirtschaftlichen Anbaugeräten stark von der Verfügbarkeit und Beschaffenheit der entsprechenden Leistungsquelle am Traktor geprägt wird. Als Beispiel seien hier die standardisierten Zapfwellendrehzahlen genannt. Betrachtet man vor diesem Hintergrund die konkrete Ausführung der Maschinen, wird schnell deutlich, dass ein einfaches Ersetzen heute mechanischer oder hydraulischer Antriebe zwar möglich, aber nicht zwangsläufig auch vorteilhaft sein muss. Insbesondere dort, wo eher niedrige Drehzahlen und hohe Drehmomente gefordert sind, ist die elektrische Maschine klar im Nachteil. Hier ist der Einsatz von Untersetzungsgetrieben unumgänglich, wenn Größe und Kosten der elektrischen Komponenten vertretbar gehalten werden sollen. Einen interessanten Sonderfall stellen solche Geräte dar, bei denen auf Grund der hohen Komplexität im Antriebsstrang erhebliche Verluste auftreten und ein hoher Aufwand in der Maschinenkonstruktion auf der einen Seite und Wartung in der Anwendung auf der anderen Seite notwendig werden. Beispielhaft sei hierfür ein Mähauflbereiter angeführt, Untersuchungen in [133] zeigen dessen hohes Potenzial diesbezüglich. Darüber hinaus können elektrische Antriebe wie in [134] auch dazu eingesetzt werden, um die Maschinenkonstruktion zu erleichtern, da ihre aufgelöste Bauweise Wellendurchführungen und zapfwellennahe Anbauräume – wie schon bei der Feldspritze – unnötig macht.

Soll in der Zukunft ein Umschwung hin zum elektrischen Antrieb erfolgen, ist es bei Neuentwicklung unumgänglich, die Eigenschaften der elektrischen Antriebe zu berücksichtigen. Dies gilt insbesondere bei der Durchführung der unveränderlichen Grundverfahren wie z.B. Zerkleinern, Fördern oder Dosieren. Das Ziel dieser Grundverfahren kann in aller Regel mittels verschiedener technischer Lösungen oder Verfahrensweisen erreicht werden. Diese Verfahren müssen auf den Gesamtprozess hin betrachtet optimal, das heißt prozesssicher, mit wirtschaftlichem Aufwand an Ressourcen, also schlicht produktiv ausgeführt werden. Hierzu müssen die Verfahrensweisen grundsätzlich in Frage gestellt werden, so zum Beispiel ob ein Gut mechanisch oder pneumatisch gefördert werden soll und welche Art des Antriebes dafür jeweils optimal ist. Besteht dabei hinsichtlich anderer Rahmenbedingungen wie Arbeitsqualität und Energieaufwand eine grundsätzliche

Wahlmöglichkeit, so ist dann das den Eigenschaften der elektrischen Antriebe am ehesten entsprechende zu wählen, da so etwa große Getriebeuntersetzungen an der elektrischen Maschine vermieden werden können.

Gesondert sei hier noch eine weitere Besonderheit der elektrischen Energie betrachtet. Im Gegensatz zur mechanischen und hydraulischen Energie ist die elektrische Energie aus stationären Netzen, auf die an vielen Stellen problemlos zugegriffen werden kann, verfügbar. Hier ergibt sich dann ein Vorteil für den Anwender, wenn ein Arbeitsgang, der bis dahin nur unter der Zuhilfenahme von zwei oder mehr mobilen Maschinen durchführbar war, nun mit einer mobilen Maschine durchgeführt wird. Als Beispiel hierfür kann der in [135] beschriebene Futtermischwagen mit nur einem Traktor verwendet werden, da der beim Befüllen notwendige Antrieb der Mischschnecken aus dem Stromnetz, statt aus einem weiteren Traktor erfolgt. Wo kein Stromnetz vorhanden ist, können auch Akkumulatoren als Quelle elektrischer Energie eingesetzt werden, wobei hier zunächst vermutlich nur Antriebe niedriger Leistung oder kurzer Einschaltzeit in Frage kommen, die benötigte Energie also begrenzt ist. Als Beispiel seien hier das Befüllen eines Spritzwassertanks mittels der mitgeführten Pumpe oder Kalibrierung von Maschinen (Abdrehproben bei Sämaschinen, Auslitern von Spritzen) zu nennen. Eine ähnliche Situation tritt auch bei arbeitsprozessbezogenen Geräteprüfungen auf, bei denen im Gegensatz zu z.B. arbeitsschutzbezogenen Prüfungen die Maschine im Betrieb getestet werden muss. Dieses wird derzeit bei Düngerstreuern auf Grundlage einer Vereinbarung innerhalb der Industrie angestrebt [81], für Feldspritzen bestehen in Deutschland gesetzliche Regelungen. So muss der Hersteller oder Vertreiber bei erstmaliger Markteinführung eine Erklärung nach §25 PflSchG [136] und der Anwender wird in §7 PflSchMGV zu einer erstmaligen Prüfung 6 Monate nach Erstinbetriebnahme und dann wiederkehrend alle 2 Jahre verpflichtet [137]. Hier ermöglicht die Versorgung elektrischer Antriebe aus dem Netz den Prüfstellen einen einfachen Betrieb der zu prüfenden Maschine.



## 10 ZUSAMMENFASSUNG

Traktor-Geräte-Systeme stellen einen elementaren Bestandteil der landwirtschaftlichen Mechanisierung dar, eine Verdrängung durch selbstfahrende Maschinen ist nicht abzusehen. Gleichzeitig ist bei steigendem Nahrungsmittelbedarf, hohen Energiekosten und geringer Verfügbarkeit von geeigneten Arbeitskräften eine fortgesetzte Produktivitätssteigerung unumgänglich. Diese soll jedoch nicht zu Lasten der Umwelt gehen. Aus diesem Grund kommt dem technischen Fortschritt in diesem Bereich nach wie vor eine große Bedeutung zu. Der Blick in benachbarte Fachgebiete zeigt hier eine steigende Verbreitung elektrischer Antriebe, deren Einsetzbarkeit für die Kombination Traktor und Gerät im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurde. Es zeigte sich, dass elektrische Antriebe in diesem Umfeld einige Vorteile bieten, die vor allem in der Effizienz, der Steuer- und Regelbarkeit und der aufgelösten Bauweise liegen. Damit elektrische Antriebe jedoch unter den besonderen Rahmenbedingungen der Landtechnik sinnvoll eingesetzt werden können, muss ein verstärktes Augenmerk auch auf die Systemarchitektur und das Bedienkonzept gelegt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Systemvorschlag erarbeitet, der stark auf den Ideen des ISOBUS und insbesondere auf den darin vorgesehenen verteilten, maschinenübergreifenden Regelkreisen beruht. So werden das Stellglied „Umrichter“ auf dem Traktor und der Aktor „Motor“ auf dem Gerät angesiedelt. Damit wird eine Mehrfachnutzung der Umrichter ermöglicht, die der häufigen Rekonfiguration der landwirtschaftlichen Maschinenkombinationen Rechnung trägt. Eine einfache, sichere, komfortable und wirtschaftliche Anwendung wird dabei durch einen hohen Grad der Vereinheitlichung der Steckverbinder, gepaart mit einer automatischen Identifikation und Konfiguration, erreicht.

An den konkreten Beispielen Düngerstreuer, Pflanzenschutzspritze und Triebachsanhänger konnte in rechnerischen Modellen und anhand von prototypischen Maschinen eine Vielzahl von Vorteilen erarbeitet werden. Diese reichen von der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs beim Düngerstreuer, über die Reduzierung technischer Restmengen bei der Feldspritze bis zu Verbesserungen in Traktion und Fahrverhalten beim Triebachsanhänger. Insbesondere die häufig mit dem *precision farming* in Verbindung gebrachten Geräte Düngerstreuer und Spritze profitieren dabei von der guten Regelbarkeit der elektrischen Antriebe. Unproduk-

tive Nebenzeiten zum Ankuppeln und Befüllen können verringert werden. Ein Triebachsanhänger trägt auch zur Bodenschonung bei.

Die hier dargestellten Systeme stehen am Beginn einer Entwicklung. Die Vorteilhaftigkeit der Entkopplung der Geräteantriebe von der Drehzahl des Verbrennungsmotors konnte nachgewiesen werden. Besondere Vorteile erschließen sich in Antriebsaufgaben, die typischerweise ein hohes Spektrum von Lasten abdecken müssen, da hier die guten Teillastwirkungsgrade der elektrischen Antriebe verstärkt zum Tragen kommen. Für alle drei Geräte gemeinsam gilt, dass sie bezüglich ihrer Komplexität und Anwendungsfreundlichkeit von einem elektrischen Antrieb profitieren. So kann in allen Fällen der Komfort und die Sicherheit beim Ankuppeln verbessert werden. Allerdings sind die Systeme noch vergleichsweise eingeschränkt in ihrer Funktionalität und dem Grad der Automatisierung. Auf Grund der guten und von externen Faktoren weitestgehend unabhängigen Regelbarkeit der Antriebe kann allerdings ein erhebliches Potenzial in diese Richtung als gegeben vorausgesetzt werden. Um diese in der Zukunft noch wachsenden Funktionen für den Anwender nutzbar zu machen, bedarf es einer verbesserten Einbindung in die Systemsteuerung. Die dazu notwendige Normungsarbeit ist zu leisten.

Nicht immer ist eine einfache Substitution der Antriebsart sinnvoll, der Einsatz elektrischer Antriebe bedarf immer auch der Überprüfung z.B. des Drehzahlniveaus oder – allgemeiner – des Arbeitsprinzips. Hierbei muss insbesondere die Überlastbarkeit der elektrischen Maschinen berücksichtigt werden. Das Beispiel Triebachsanhänger zeigt, dass seine Vorteile im Feld im Bereich der Traktion zu sehen sind, während auf der Straße die Fahrdynamikregelung eine größere Rolle spielt. In wie weit der Antrieb jedoch als eine Traktionshilfe für den Einsatz im Gelände oder als über den gesamten Geschwindigkeitsbereich einsetzbarer Fahrtrieb ausgeführt wird, ist nicht zuletzt auch eine Frage der installierten Leistung und damit von Kosten, Gewicht und Bauraum. Letztlich läuft diese Frage auf wirtschaftliche Kriterien hinaus, kann jedoch auch von gesetzlichen Rahmenbedingungen massiv beeinflusst werden.

## 11 SUMMARY

Tractor-Implement-Systems are a vital component of agricultural mechanization. Their replacement by self propelled machines seems unlikely in the foreseeable future. At the same time, rising needs for food, high cost of energy, and a limited workforce require continuing increases in productivity. However, this should not have a negative impact on the environment. Technological progress is therefore of outstanding importance. Looking for trends in neighboring domains an increase in the utilization of electric drives can be observed. The research presented in this thesis shows that electric drives offer various benefits for agricultural tractors and implements – the most important advantages being efficiency, controllability, and the possibility to distribute components. Yet, to fully utilize what electric drives have to offer it is necessary to pay close attention to system architecture as well as operator control concepts to make them work in the special environment of agricultural machinery. A concept was developed that is building on the ISOBUS-idea of distributed control systems. For instance, the controller (i.e. the inverter) was placed on the tractor whereas the actuator (i.e. the motor) is on the implement. Given the frequent reconfiguration of the machines the inverter thus becomes a multi-purpose component. Easy, safe, comfortable, and profitable use is achieved by a high degree of standardization of the connector – which includes automatic identification and configuration.

Analytical models as well as prototype machinery of a fertilizer spreader, a sprayer, and a trailer with a propelled axle yielded a multitude of benefits. These include reduced fuel consumption for the spreader, less residual volume for the sprayer and better traction and vehicle dynamics for the propelled trailer. The good controllability of electric drives proved to be especially beneficial for those implements usually associated with precision farming: spreader and sprayer. Unproductive times for coupling and filling can be reduced. A propelled trailer helps to reduce soil compaction.

The systems presented here are, however, in an early phase of development. The benefits of decoupling implement drivelines from the tractor's engine speed could be proven. Due to their superior efficiency under partial loads electric drives are

especially advantageous in applications that come with a wide range of loads. As far as complexity and ease of use are concerned, all three implements profited from the implementation of electric drives. In all cases safety and comfort of coupling the implement did increase. However, the systems are still limited both in functionality as well as level of automation. But given the good controllability, which is independent of most external influences, it is fair to assume that there is a high potential for improvements in this regard. When it comes to system control, a high degree of integration will be mandatory for the operator to fully utilize this increasing functionality. The required standardization is yet to be achieved.

A mere substitution of a given drive by an electric drive is not always sensible. The use of electric drives necessitates a revision of rotational speed levels – or more generally speaking – of the working principle. It is vital to include the overload capability of electric drives into these considerations. The propelled trailer has a clear advantage in traction in the field whereas driving dynamics have a higher importance on the road. Whether it is a traction-assist or a drive that can be utilized over the entire speed range drives the power required and hence cost, weight, and space. In the end, this is an economical question but it may also be significantly influenced by legislation.

A more detailed summary is given in [138].

## 12 LITERATUR

Bücher sind mit • gekennzeichnet.

- [1] Auernhammer, H.: Off-road automation technology in European agriculture – state of the art and expected trends –. Proceedings of the conference automation technology for off-road equipment, Kyoto, 2004, ASAE Publication No. 701P1004 (2004), pp. 10-23.
- [2] • Meyer, H. J.: Eine Methodik zur ökologieorientierten Produktentwicklung von Landmaschinen. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14, Nr. 91, Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
- [3] • Kutzbach, H.D.: Lehrbuch der Agrartechnik. Band 1: Allgemeine Grundlagen, Ackerschlepper, Fördertechnik. Hamburg, Berlin: Verlag Paul Parey, 1989.
- [4] • Schön, H., H. Auernhammer, R. Bauer, J. Boxberger, M. Demmel, M. Estler, A. Gronauer, B. Haidn, J. Meyer, H. Pirkelmann, A. Strehler und B. Widmann: Die Landwirtschaft: Lehrbuch für Landwirtschaftsschulen. Band 3: Landtechnik, Bauwesen: Verfahrenstechnik – Arbeit – Gebäude – Umwelt. 9. Auflage. München: BLV Verlagsgesellschaft, 1998.
- [5] -,-: ISO 5675: Agricultural tractors and machinery – general purpose quick-action hydraulic couplers. Genf: ISO 1992, S. 1-3.
- [6] -,-: ISO 16028: Hydraulic fluid power – Flush-face type, quick-action couplings for use at pressures of 20 MPa (200 bar) to 31,5 MPa (315 bar) – Specifications. Genf: ISO 1999, S. 5.
- [7] -,-: ISO 500-1: Agricultural tractors - rear-mounted power take-off types 1, 2 and 3 – part 1: general specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone. Genf: ISO 2004, S. 2.
- [8] -,-: ISO 11783-1: Tractors and machinery for agriculture and forestry – serial control and communications data network - part 1: general standard for mobile data communication. Genf: ISO 2007.
- [9] -,-: ISO 17567: Agricultural and forestry tractors and implements – Hydraulic power beyond. Genf: ISO 2005, S. 3.

- [10] Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dissertation Universität Hohenheim, 2006, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI-MEG Nr. 442.
- [11] Stoppel, A.: Die stufenlose Regelzapfwelle bei Traktoren. Agrartechnische Berichte 22 (1991).
- [12] Grimm, M., H. König, E. Kemmler und M. Saller: Mobile high voltage network. European Patent Application. EP 1306955 A3, 2006.
- [13] Pickel, P.: Konzept für leistungsverzweigte Getriebe. Landtechnik 60 (2005), H. 4, S. 190-191.
- [14] Gugel, R. und N. Tarasinski: Infinitely variable PTO transmission. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover 2009, VDI-Berichte Nr. 2060 (2009), S. 441-444.
- [15] Thomas, R. and D. Buckmaster: Relative safety of traditional agricultural tractor power take-off (PTO) drivelines compared to fluid power – a review. Journal of Agricultural Safety and Health 9 (2003), No.3 , pp. 241-250.
- [16] -, -: ISO 11786: Agricultural tractors and machinery – tractor-mounted sensor interface – specifications. Genf: ISO 1995.
- [17] Auernhammer, H. and H. Speckmann: Communication issues and internet use – dedicated communication systems and standards for agricultural applications. In: Munack, A. (Hrsg.): CIGR Handbook of Agricultural Engineering, Volume VI – Information Technology. St. Joseph (MI): ASABE 2006, pp. 435-451.
- [18] Fellmeth, P.: CANopen Truck Gateway ist in greifbarer Nähe. Elektronik Automotive (2003), H. 6, S. 12.
- [19] Stone, M., K. McKee, W. Formwalt and R. Benneweis: ISO 11783: An electronic communications protocol for agricultural equipment. ASAE Distinguished Lecture No. 23. Proceedings of the Agricultural Equipment Technology Conference, Louisville (KY), 1999, ASAE Publication No. 913C1798 (1999), pp. 1-17.
- [20] Henninger, G.: ISOBUS – die Zukunft hat längst begonnen. Landtechnik 62 (2007), H. 4, S. 206-207.

- [21] Freimann, R.: A basic approach to implement guided tractor control. Proceedings of the Automation Technology for Off-Road Equipment Conference, Bonn, 2006, Landtechnik Weihenstephan (2006), pp. 257-266.
- [22] Hieronymus, P. und N. Schlingmann: Kommunikationssysteme. In: Harms, H.-H. und Meier, F. (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik, Band 18, Münster, 2006, S. 45-46.
- [23] Ehrl, M.: Steer-by-Wire via ISOBUS. Landtechnik 62 (2007), Sonderheft, S. 286-287.
- [24] Rothmund, M.: Integration von Geschäfts- und Prozessinformation im landwirtschaftlichen Produktionsablauf. Landtechnik 62 (2007), Sonderheft, S. 290-291.
- [25] Spangler, A.: Modellierung von Arbeitsgespannen als Netzwerk autonomer Agenten. Landtechnik 62 (2007), Sonderheft, S. 292-293.
- [26] Cowan, B.: Make mine a hybrid. Electric & Hybrid Vehicle Technology (2005), S. 84-88.
- [27] • Spring, E.: Elektrische Maschinen: Eine Einführung. Berlin; Heidelberg; New York: Springer Verlag 1998, S. 227-325.
- [28] Tarasinski, N.: Elektrische Antriebe in Traktoren. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden 2004, VDI-Berichte Nr. 1855 (2004), S. 231-239.
- [29] -, -: IEC 25-1: Rotating electrical machines- part 1: rating and performance. Edition 10.2. Genf: IEC 1999, S. 49-80.
- [30] • Brosch, P.: Moderne Stromrichterantriebe. 4. Auflage. Würzburg: Vogel Verlag 2002, S. 183.
- [31] Gevatter, H.-J. Elektronische Konstruktionskomponenten. In: Beitz, W. und K.-H. Grote (Hrsg.): Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag 2001, S. 17.
- [32] • Schröder, D.: Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen. 2. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag 2001.
- [33] • Hofer, K.: Elektrotraktion – Elektrische Antriebe in Fahrzeugen. Berlin: VDE Verlag 2006, S. 127-162.

- [34] Noreikat, K.E.: Antriebstechnik die die Welt (nicht) braucht. Tagungsband VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden 2002, VDI-Berichte Nr. 1704 (2002), S. 143-160.
- [35] Bady, R. und J.-W. Biermann: Hybrid-Elektrofahrzeuge – Strukturen und zukünftige Entwicklungen. 6. Symposium Elektrische Straßenfahrzeuge, Technische Akademie Esslingen 2000.
- [36] Friedrich, H.E., M. Gräf, S.A. Schmid und P. Treffinger: Betrachtung ausgewählter Fahrzeug- / Antriebskonzepte unter den Aspekten Modularität, Energie und Emissionen. Tagungsband 6. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart 2005, S. 326-343.
- [37] Schaller, K.-V., S. Kerschl und K. Dörner: Hybrid-Antriebssystem mit Ultracaps zur Nutzung der Bremsenergie in Stadtomnibussen. Tagungsband VDI-Tagung Nutzfahrzeuge, Neu-Ulm 2001, VDI-Berichte Nr. 1617 (2001), S. 267-284.
- [38] Broge, J.: Cat sets plan of attack on AC electric drive. SAE Off Highway Engineering 16 (2008), No. 4, pp. 8-9.
- [39] Gonda, B.: Major miner. Industrial Vehicle Technology International (2004), No. November, pp. 64-65.
- [40] Evans, H.: Terex gets heavy with new mining truck. SAE Off Highway Engineering 17 (2009), No. 1, pp. 30-31.
- [41] Evans, H.: Diesel-electric truck becomes largest in Komatsu line. SAE Off Highway Engineering 17 (2009), No. 2, pp. 36-37.
- [42] -,: Volvo goes green with hybrid wheel loader. SAE Off Highway Engineering 16 (2008), No. 8, p. 46.
- [43] Evans, H.: LeTourneau loader uses diesel and regenerative energy sources. SAE Off Highway Engineering 17 (2009), No. 1, pp. 34-35.
- [44] Evans, H.: Komatsu releases hybrid excavator to the world. SAE Off Highway Engineering 17 (2009), No. 4, pp. 24-25.
- [45] Brun, M.: Deutz and Atlas Weyhausen take up dSpace for hybrid-drive development. SAE Off Highway Engineering 17 (2009), No. 6, pp. 14-16.



- [46] Barucki, Th.: Optimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Dynamik eines dieselelektrischen Fahrtriebs für Traktoren. Dissertation TU Dresden. Forschungsbericht der VDI/MEG Nr. 393, 2001.
- [47] Günther, A., G. Bernhardt, S. Mann und H. Jähne: Anforderungen an einen elektrischen Radantrieb. *Landtechnik* 60 (2005), H. 4, S. 192-193.
- [48] Wünsche, M.: Elektrischer Einzelradantrieb für Traktoren. Dissertation TU Dresden. *Dresdner Forschungen / Maschinenwesen* Nr. 18, 2005.
- [49] Szajek, A., M. Saller, A. Albrecht, U. Herb, M. Hackner, W. Schleich und M. Krompaß: ME LA – Mobile elektrische Leistungs- und Antriebstechnik für Fahrzeuge – ein offenes elektrisches Leistungsnetz für Offroad-Anwendungen –. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden 2004, VDI-Berichte Nr. 1855 (2004), S. 241-246.
- [50] Saller, M.: Drive system for agricultural machine and method for controlling the same. European Patent Application. EP 1547840 A3, 2006.
- [51] Schmetz, R.: Neue Produkttechnologien im Traktorenbau, insbesondere elektromechanische Traktorgetriebe. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Garching 1998, VDI-Bericht Nr. 1449 (1998), S. 1-6.
- [52] Tarasinski, N., J. Sobotzik, M. Reinards und B. Kneer: Fahrzeugachssystem, Schubrohr, Fahrzeugachse und Fahrzeug. Internationale Anmeldung. WO 2005/042283 A1, 2005.
- [53] Renius, K.Th.: Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Tagungsband VDI-Tagung Antriebssysteme für Off-Road-Einsätze, Garching 2003, VDI-Berichte Nr. 1793 (2003), S. 65-78.
- [54] Bernhard, B., H.D. Kutzbach und M. Schreiber: Vergleich elektrischer und hydraulischer Fahrtriebe für Mähdrescher. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Dresden 2004, VDI-Berichte Nr. 1855 (2004), S. 211-219.
- [55] Gallmeier M. and H. Auernhammer: Assessment of powertrains for use in mobile applications based on stationary and dynamic efficiency test. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover 2007, VDI-Berichte Nr. 2001 (2007), S. 115-120.
- [56] Gallmeier, M.: Elektrische Baugruppenantriebe – eine Alternative zur Hydraulik? *Landtechnik* 62 (2007), Sonderheft, S. 266-267.

- [57] Aumer, W., M. Lindner, M. Geißler, T. Herlitzius und G. Bernhardt: Konzeptioneller Vergleich von elektrischen und hydrostatischen Fahrtrieben im Mähdrescher. *Landtechnik* 63 (2008), H. 2, S. 88-89.
- [58] Barrington, S., D. Choinière, S. Clarke, C. Vigneault and P. Nieuwenhof: Computing electrical entrance and standby power units size for agro-food enterprises. *Proceedings of the World Congress of Computers in Agriculture and Natural Resources*, Iguacu Falls, Brazil, 2002, ASAE Publication No. 701P0301 (2002), pp. 555-560.
- [59] Gustafson, R. and M. Morgan: Standby power units. In: *Fundamentals of Electricity for Agriculture*. 3rd Edition. St. Joseph (MI): ASAE 2004, pp. 351-361.
- [60] Hill, P.: Independence Day. *Industrial Vehicle Technology International* (2009), H. November, S. 29-33.
- [61] -, -: Belarus 3023. Firmenschrift, Minsk Traktorny Sawod, Minsk, Belarus, 2009.
- [62] Grečenko, A.: Einflüsse auf die Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. *Agrartechnisches Kolloquium* 1989.
- [63] Steinkampf, H. und G. Jahns: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen. Numerische Beschreibung der Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen. *Landbauforschung Völkenrode, Sonderheft* 80, 1986.
- [64] Kutzbach, H.D.: Ein Beitrag zur Fahrmechanik des Ackerschleppers- Reifenschlupf, Schleppermasse und Flächenleistung. *Grundlagen der Landtechnik* 32 (1982), H. 2, S. 42.
- [65] • Holm, I. Chr.: Das Verhalten von Reifen beim mehrmaligen Überfahren einer Spur auf nachgiebigem Boden und der Einfluß auf die Konzeption mehrachsiger Fahrzeuge. *Fortschritt- Berichte VDI Reihe* 14 Nr. 14, Düsseldorf: VDI-Verlag 1972.
- [66] Hahn, K. and H.D. Kutzbach: A new concept for a trailer with propelled axle – drive-strategies and customer value. *Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik*, Dresden 2004, VDI-Berichte Nr. 1855 (2004), S. 257-263.

- [67] Neumann, O.: Zwei neue E-Premium-Traktoren der Baureihe 7030 aus Mannheim. Firmenschrift JD-31/07, Deere & Company, Mannheim, Deutschland, 2007.
- [68] Neumann, B., S. Lintz und W. Nietschke: Hybrid – Hype oder technologische Chance? MTZ Sonderausgabe Dezember 2006, S. 36-40.
- [69] Teichmann, J., G. Bernhardt, H. Coenen, K. Coenen: Möglichkeiten und Anforderungen elektromechanischer Antriebssysteme an mobile Arbeitsmaschinen. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Halle (Saale) 2002, VDI-Berichte Nr. 1716 (2002), S. 87-92.
- [70] Bernhard, B. und V. Schlotter: Electric drives for combine harvesters. Proceedings of the International Conference on Crop Harvesting and Processing, Louisville (KY), USA 2003, ASAE Publication No. 701P1103e (2003).
- [71] Nurkka, P.: Study in usability evaluation in the field of agricultural engineering. Proceedings of the 5th European Conference on Precision Agriculture (ECPA), Implementation of Precision Agriculture, Uppsala, Sweden, 2005.
- [72] Haapala, H.: Usability as a challenge in precision agriculture. Proceedings of the 4th World Congress Conference Computers in Agriculture and Natural Resources, Orlando (FL), 2006, ASABE Publication No. 701P0606 (2006), pp. 89-93.
- [73] Flottmann, T.: Hochvolt-Bordnetzsystem mit integrierter Sicherheitsfunktion. ATZ elektronik (2007), H. 1, S. 62-65.
- [74] -,-: SAE J 2030: Heavy-duty electrical connector performance standard. Warrendale (PA): SAE 2007.
- [75] -,-: ISO 7637-1: Road vehicles – Electrical disturbances from conduction and coupling – part 3: Electrical transient transmission by capacitive and inductive coupling via lines other than supply lines. Genf: ISO 2006.
- [76] -,-: ISO 14982: Agricultural and forestry machinery – electromagnetic compatibility – test methods and acceptance criteria. Genf: ISO 1998.
- [77] Britsch, S.: Evaluierung eines alternativen Antriebskonzeptes für Traktor-Anbaugeräte. Diplomarbeit, 2007, Hochschule Pforzheim, Fachbereich Maschinenbau, unveröffentlicht.

- [78] • Niemann, G. und H. Winter: Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. 2. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag 2002, S. 218-229.
- [79] -,-: Compax 3 Servo Drives. Firmenschrift 192-120013 N3 / UK, Parker Hannifin GmbH & Co. KG, Offenburg, Deutschland, 2007
- [80] Marquering, J. und B. Scheufler: Mineralische Düngung. In: Harms, H.-H. und Meier, F. (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik, Band 18, Münster, 2006, S. 119-123.
- [81] Schauer, A., N. Rauch, J. Marquering und A. von Chappuis: Europäische Norm für Mineraldüngerstreuer. Landtechnik 58 (2003), H. 2, S. 102-103.
- [82] -,-: EN 13739-1: Agricultural machinery – Solid fertilizer broadcasters and full width distributors – environmental protection – part 1: requirements. Brüssel: CEN 2003.
- [83] Marquering, J. und B. Scheufler: Mineraldüngung an den Feldgrenzen. Landtechnik 61 (2006), H. 1, S. 16-17.
- [84] -, -: Axera-H EMC. Firmenschrift Axera H / H EMC / 08.2005 GR, Rauch Landmaschinenfabrik GmbH, Sinzheim, Deutschland, 2005.
- [85] • Matek, W., D. Muhs, H. Wittel, M. Becker, D. Jannasch: Roloff / Matek Maschinenelemente. 15. Auflage. Braunschweig Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft 2001.
- [86] -,-: Zahnradmotoren Gruppe 1,2 und 3. Firmenschrift 520L0920, Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG, Offenbach, Deutschland, 2005.
- [87] -,-: Servotriebemotoren. Firmenschrift 11248718 / DE, SEW-Eurodrive GmbH & Co. KG, Bruchsal, Deutschland, 2005.
- [88] Ganzelmeier, H.: Pflanzenschutz- und Pflanzenpflege-technik. In: Harms, H.-H. und Meier, F. (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik, Band 19, Münster, 2007, S. 97-105.
- [89] Wolf, P., A. Herbst und H. Ganzelmeier: Dynamische Verteilungsqualität von Feldspritzgeräten. Landtechnik 56 (2001), H. 1, S. 20-21.
- [90] -,-: Grundsätze zur Durchführung der guten fachlichen Praxis im Pflanzenschutz. Bonn: Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung und Landwirtschaft 2005, S. 31-33.

- [91] Srivastava, A., C. Goering, R. Rohrbach, D. Buckmaster: Chemical application. In: Engineering Principles of Agricultural Machines. 2nd Edition. St. Joseph (MI): ASABE 2006, pp. 288-291.
- [92] -, -: Betriebsanleitung Anhängfeldspritzen 832i und 840i mit EHC-2 Regeleinheit. Firmenschrift OMWZ83240, John Deere Fabrik Horst B.V., Horst, Niederlande, 2006.
- [93] Ganzelmeier, H.: Trends der Pflanzenschutztechnik im Ackerbau. Landtechnik 62 (2007), H. 6, S. 384-385.
- [94] -, -: Hardi Commander i. Firmenschrift D-890864-11-2005, Hardi GmbH, Wedemark-Wellendorf, Deutschland, 2005.
- [95] -, -: Dimensions AR280bp. Firmenschrift 5661\_D12, Annovi Reverberi S.p.A., Modena, Italien, 2007.
- [96] -, -: Benutzer-, Installations- und Sicherheitshandbuch. Firmenschrift Annovi Reverberi S.p.A., Modena, Italien.
- [97] -, -: Agricultural pump selection guide. Firmenschrift CC100, Hypro, New Brighton (MN), USA, 2007.
- [98] Eberbach, H.: Alternative Antriebs- und Anlagenkonzepte für eine Anhängfeldspritze. Diplomarbeit, 2006, Hochschule Mannheim, Institut für CAE-Anwendungen, unveröffentlicht.
- [99] -, -: Servo Motors, SMH & MH – Motors. Firmenschrift 192-061011 N4 / GB, Parker Hannifin GmbH & Co. KG, Offenburg, Deutschland, 2004.
- [100] Wartenberg, G.: Teilflächenspezifisches Spritzen von Pflanzenschutzmitteln. Landtechnik 55 (2000), H. 6, S. 438-439.
- [101] Böttger, H. und H.-R. Langner: Neue Technik zur variablen Spritzmitteldosierung. Landtechnik 58 (2003), H. 3, S. 142-143.
- [102] Langner, H.-R., H. Böttger und D. Ehler: Anforderungen an die Dynamik teilflächenspezifischer Applikationstechnik. Landtechnik 58 (2003), H. 4, S. 244-245.
- [103] • Grad, K.: Zur Steuerung und Regelung des Allradantriebs bei Traktoren. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14, Nr. 82, Düsseldorf: VDI Verlag 1997.
- [104] • Brenninger, M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 526, Düsseldorf: VDI Verlag 2003

- [105] • Stegensek, M.: Kraftwirkung beim Schlepper mit einachsigen Triebachsanhänger. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 14, Nr. 15, Düsseldorf: VDI Verlag 1971.
- [106] Hahn, K. und H.D. Kutzbach: Triebachsanhänger. Landtechnik 58 (2003), H. 5, S. 300-301.
- [107] -,-: GT170. Firmenschrift 03/08/2000, Grimme Landmaschinenfabrik GmbH & Co. KG, Damme, Deutschland, 2000.
- [108] -,-: Traubenvollernter LS Traction. Firmenschrift, ERO Gerätebau GmbH, Niederkumbd, Deutschland.
- [109] Stanger, S.: Ermittlung von Messgrößen an einem Fahrzeuggespann. Studienarbeit HS 615 S, 2005, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [110] • Kleppmann, W.: Taschenbuch Versuchsplanung. 5. Auflage. München Wien: Carl Hanser Verlag 2008.
- [111] Schutte, B., L. Herrmann, M. Schreiber und H.D. Kutzbach: Die Kartierung des Kraftstoffverbrauchs. Landtechnik 59 (2004), H. 3, S. 152-153.
- [112] Ha, C. und J. Schueller: Reduced-order estimation and pole placement for speed control of a centrifugal sprayer pump. ASAE-Paper No. 94-1587.
- [113] Anthonis, J., J. De Baerdemaeker, H. Ramon: Application techniques for crop protection. In: Munack, A. (Hrsg.): CIGR Handbook of Agricultural Engineering, Volume VI – Information Technology. St. Joseph (MI): ASABE 2006, pp. 289-291.
- [114] -,-: Antischaummittel in der Agrochemie. Wacker Chemie AG, [http://www.wacker.com/internet/noc/Industries/l\\_LifeScience/l\\_Agro/A\\_An\\_tifoam/](http://www.wacker.com/internet/noc/Industries/l_LifeScience/l_Agro/A_An_tifoam/), 19.03.08.
- [115] Lenhardt, M.: Wirkungsgradoptimierung einer einzelradgetriebenen Traktor-Anhänger-Kombination. Diplomarbeit, 2006, Fachhochschule Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, unveröffentlicht.
- [116] Wiesehoff, M. und K. Köller: Alternativen zur schlupffreien Geschwindigkeitsmessung bei der Drillsaat. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover 2003, VDI-Berichte Nr. 1798 (2003), S. 143-149.

- [117] Schutte, B.: Bestimmung von Bodenunterschieden durch Zugkraftmessung bei der Bodenbearbeitung. Dissertation Universität Hohenheim, 2005, Forschungsbericht Agrartechnik der VDI-MEG Nr. 429.
- [118] Reichardt, M. and C. Juergens: Precision farming in Germany – adoption since 2001. Proceedings of the 4th World Congress Conference Computers in Agriculture and Natural Resources, Orlando (FL), 2006, ASABE Publication No. 701P0606 (2006), pp. 157-161.
- [119] Whipker L. and J. Akridge: 2007 Precision Agricultural Services Dealership Survey Results. Department of Agricultural Economics, Purdue University, Working Paper No. 07-13.
- [120] Hloben, P., J. Vondříčka and P. Schulze Lammers: Study on response time of direct nozzle injection system for variable rate application of herbicides. Tagungsband CIGR World Congress Agricultural Engineering, Bonn 2006, VDI-Berichte Nr. 1958 (2006), S. 319-320.
- [121] Vondříčka, J. und P. Schulze Lammers: Optimization of direct nozzle injection system's response time. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover 2007, VDI-Berichte Nr. 2001 (2007), S. 507-512.
- [122] Giles, D. and J. Comino: Variable flow control for pressure atomization nozzles. Journal of Commercial Vehicles 98 (1989), No. 2, pp. 237-249.
- [123] Pierce, R. and P. Ayers: Evaluation of deposition and application accuracy of a pulse width modulation variable rate field sprayer. ASAE-Meeting-Paper No. 01-1077.
- [124] Han, S., L. Hendrickson, B. Ni and Q. Zhang: Modification and testing of a commercial sprayer with PWM solenoids for precision spraying. Applied Engineering in Agriculture 17 (2001), No. 5, pp. 591-594.
- [125] Koo, Y. and H. Sumner: Total flow control for a direct injection sprayer. Applied Engineering in Agriculture 14 (1998), No. 4, pp. 363-367.
- [126] Schwarz, J. und R. Schlauderer: Ökonomische und ökologische Aspekte des Sensoreinsatzes im Pflanzenschutz. Landtechnik 59 (2004), H. 5, S. 264-265.

- [127] Hloben, P., M. Sökefeld und P. Schulze Lammers: Untersuchung der Verzögerungszeiten von Direkteinspeisungssystemen für die teilschlag-spezifische Applikation von Herbiziden. *Agrartechnische Forschung* 12 (2006), H. 1, S. 14-18.
- [128] Hahn, K.: Kraftmessvorrichtung an der Anhängerdeichsel. *Landtechnik* 60 (2005), H. 2, S. 88-89.
- [129] Rohr, T.: Aufbau einer Kraftmesseinrichtung an der Anhängerdeichsel. Bachelorarbeit B 87 H, 2004, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, unveröffentlicht.
- [130] Wiegandt, M. und H.-H. Harms: Traktoren automatisch bremsen. *Landtechnik* 58 (2003), H. 4, S. 248-249.
- [131] Ahonkas, J. and S. Kosonen: Dynamic behaviour of a tractor-trailer combination during braking. *Biosystems Engineering* 85 (2003), H. 1, S. 29-39.
- [132] Pettersson, O.: Experiences of expensive breakdowns in hydraulic- and transmission systems caused by contaminated oil. Tagungsband CIGR World Congress Agricultural Engineering, Bonn 2006, VDI-Berichte Nr. 1958 (2006), S. 115-116.
- [133] Niemöller, B., H.-H. Harms and N. Erasmy: A method for measuring and analysing the cutting process in a disc mower. Tagungsband VDI/MEG-Tagung Landtechnik, Hannover 2007, VDI-Berichte Nr. 2001 (2007), S. 417-423.
- [134] Hahn, K.: Überladewagen. European Patent Application. EP 1914114 A1, 2008.
- [135] Hahn, K.: Futtermischwagen. Deutsches Patent. DE 10345322 B4, 2006.
- [136] -,-: Gesetz zum Schutz der Kulturpflanzen (Pflanzenschutzgesetz - PflSchG). Bekanntmachung vom 14. Mai 1998 (BGBl. I S. 971, 1527, 3512), geändert durch Artikel 1 des Gesetzes vom 5. März 2008 (BGBl. I S. 284).
- [137] -,-: Verordnung über Pflanzenschutzmittel und Pflanzenschutzgeräte (Pflanzenschutzmittelverordnung). Bekanntmachung vom 9. März 2005 (BGBl. I S. 734), geändert durch Artikel 3 Abschnitt 2 §7 des Gesetzes vom 13. Dezember 2007 (BGBl. I S. 2930).



- 
- [138] Hahn, K.: High Voltage Electric Tractor-Implement Interface. SAE International Journal of Commercial Vehicles 1 (2008), No. 1, pp. 383-391.

13 ANHANG

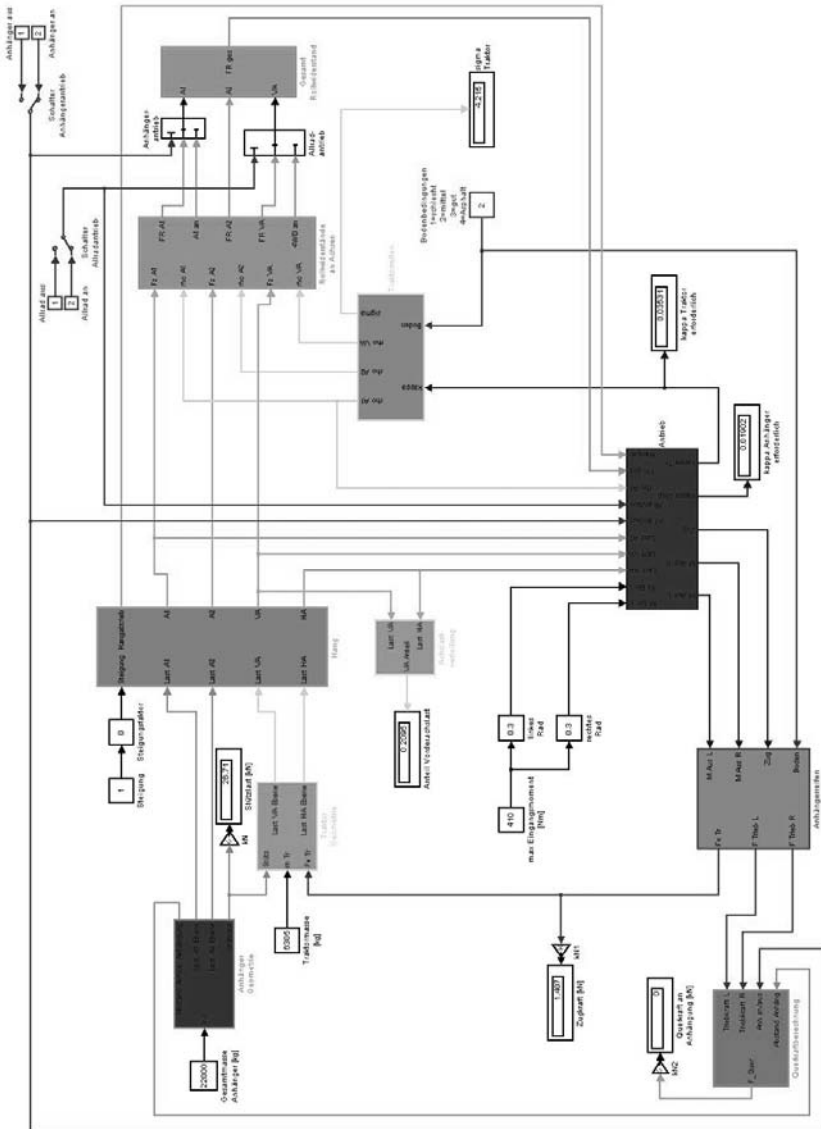
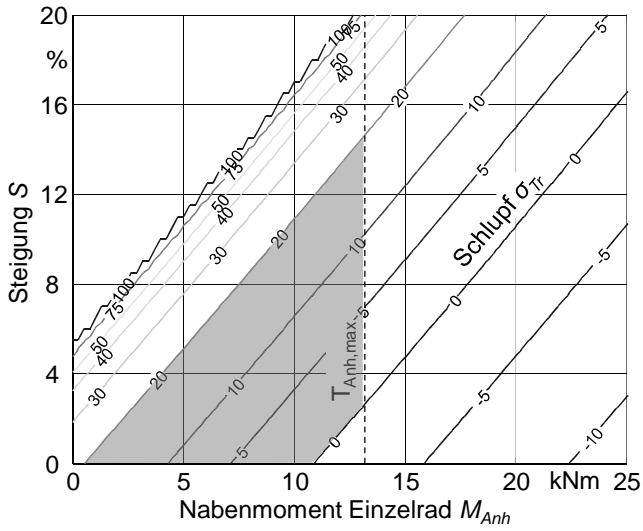
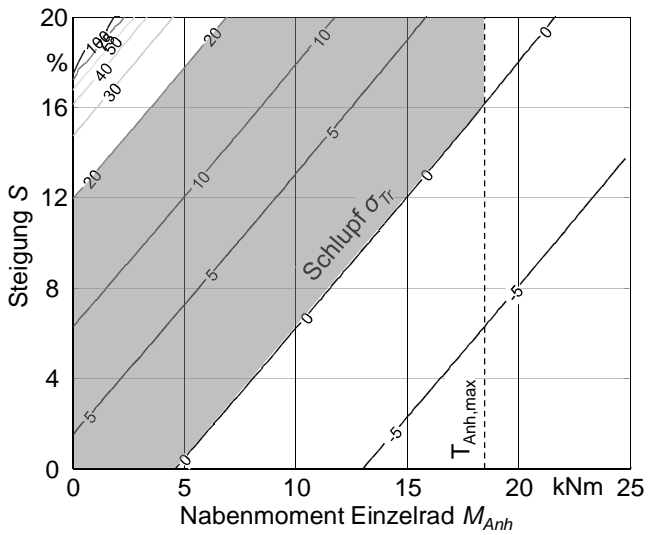


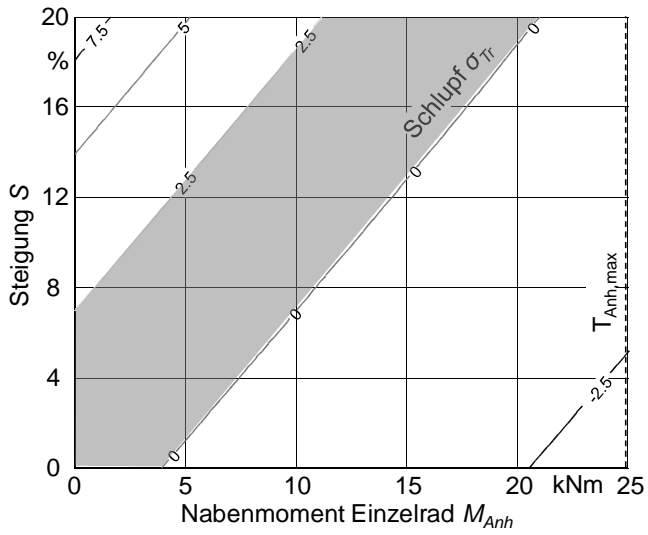
Bild 53: Oberste Ebene des Triebachsanhänger Simulationsmodells



**Bild 54:** Iso-Schlupf-Linien und Zielpolygon bei schlechtem Reifen-Boden-Kontakt



**Bild 55:** Iso-Schlupf-Linien und Zielpolygon bei gutem Reifen-Boden-Kontakt



**Bild 56:** Iso-Schlupf-Linien und Zielpolygon auf Asphalt